

УДК 621.822.1:62-233.21:532.516.5

МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО КОНТАКТА В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ СО СЖИМАЕМОЙ ИЛИ НЕСЖИМАЕМОЙ СМАЗКОЙ

© 2015 М. Ю. Темис

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва

Представлен алгоритм решения задачи упругогидродинамического контакта для определения характеристик радиальных и осевых подшипников со смазкой маслом или газом. Алгоритм основан на совместном решении задачи течения смазки в зазоре, образованном поверхностями скольжения подшипника, и задачи определения изменения формы зазора за счёт изменения положения и деформаций поверхностей скольжения, вызванных давлением смазки в зазоре. Для определения параметров подшипника используются модификации уравнения Рейнольдса, описывающего течение несжимаемой (жидкой) или сжимаемой (газовой) смазки в радиальном или осевом зазоре. Для решения уравнения Рейнольдса применён метод конечных элементов (МКЭ). Условие замкнутости прямоугольной области для радиального подшипника обеспечивается применением множителей Лагранжа. Шаговый процесс с самокоррекцией погрешности на каждом шаге применён для решения нелинейного уравнения Рейнольдса для сжимаемой смазки. В подшипниках с несжимаемой смазкой форма зазора для смазки определяется при расчёте равновесного положения колодок в подшипниках с учётом деформаций поверхностей скольжения и деталей подшипника под действием давления смазки. В газовых подшипниках форма зазора для смазки определяется деформациями упругих лепестков, которые определяются при решении задачи деформирования и контактного взаимодействия лепестков между собой и корпусом подшипника под действием давления смазки. Представленный метод расчёта упругогидродинамического контакта в подшипниках скольжения позволяет учесть конструктивные особенности реальных изделий при исследовании характеристик опор роторов.

Подшипник скольжения, упругогидродинамический контакт, газовая смазка, лепестковый подшипник, подшипник с колодками, осевой подшипник.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-238-249

Введение

Подшипники с гидродинамическим режимом смазки имеют как традиционные области применения в качестве опор роторов [1, 2], так и рассматриваются в качестве перспективных типов опор для ряда машин [3, 4]. Использование подшипников скольжения в качестве пары трения обусловлено характеристиками жидкостного трения, которое обладает известными достоинствами и недостатками. Подшипники с несжимаемой смазкой способны воспринимать существенные нагрузки на опоры, могут работать при высоких линейных скоростях на поверхности контакта и поэтому находят широкое применение в качестве опор тяжело нагруженных и высокооборотных роторов [1, 2]. Подшипники со смазкой газом применяются для высокооборотных роторов и практически не имеют ограничения по максимальной частоте вращения ротора [5]. При работе правильно спроектиро-

ванный и установленный подшипник скольжения, в котором реализуется гидродинамический или газодинамический режимы смазки, практически не подвержен износу, так как физический контакт поверхностей скольжения при его работе отсутствует. Основной износ опор подобного типа возникает при пусках-остановах ротора. Это обуславливает конструктивные особенности поверхностей скольжения, среди которых отметим применение антифрикционных покрытий для минимизации сухого трения в опорах в процессе всплытия или выбега ротора [6, 7] и конструктивные элементы, позволяющие центрировать ротор до момента всплытия [8, 9]. Также к особенностям подшипников скольжения, которые в основном определяют их работоспособность, необходимо отнести нелинейные характеристики жёсткости и демпфирования, которые могут быть причиной в системе «ротор-подшипники-корпус» нелинейных коле-

баний большой амплитуды, характерных для неустойчивых режимов работы [2]. Однако при правильном подходе к проектированию опоры скольжения могут быть незаменимыми элементами конструкции. Это требует использования адекватных математических моделей подшипников для определения их характеристик с учётом взаимодействия вала, смазки и конструктивных элементов обоймы подшипника. Таким образом, решение задачи об определении характеристик смазки сводится к решению задачи упругогидродинимического контакта в подшипнике, на параметры которого оказывает также влияние температурное поле в подшипнике.

Задача расчёта подшипников скольжения со сжимаемой и несжимаемой смазкой решается для разнообразных конструкций подшипников и условий работы с начала XX века. Среди работ по расчёту подшипников с несжимаемой смазкой необходимо отметить вклад С.Н. Куцаева, Э.Л. Позняка, И.Я. Токаря [2], Д. Бентли, А. Мышинской [2], М.В. Коровчинского, Д.С. Коднира и других. Моделированию газовых подшипников посвящены работы Дж. Лунда, В.Н. Константинеску, Ю.В. Пешти, Х. Хашмета [4, 5], Сан-Андерса и других. Традиционно модели упругогидродинимического контакта основаны на модификациях уравнения Рейнольдса для сжимаемой и несжимаемой смазки, решаемых различными численными методами, среди которых наибольшее распространение получили методы конечных разностей и конечных элементов. Упругие деформации поверхностей в основном определяются с использованием инженерных моделей или напрямую при создании конечно-элементных моделей вала и обоймы с конструктивными элементами типа самоустанавливающихся колодок или упругих лепестков.

Несмотря на достаточную изученность задач расчёта подшипников как с несжимаемой, так и со сжимаемой смазкой, в настоящее время этой проблеме посвящено большое количество работ, в которых рассматривают новые конструкции подшипников, модели и методы расчёта [8-11]. Причём следует отметить, что наи-

большее внимание уделяют созданию моделей упругогидродинимического контакта. Это стало возможным благодаря росту мощностей вычислительной техники и совершенствованию численных методов и моделей многодисциплинарного математического моделирования.

Настоящая работа суммирует подходы, представленные в [12-14], в единую методику математического моделирования и расчёта осевых и радиальных подшипников скольжения с несжимаемой и сжимаемой смазкой. В основе решения лежит решение задачи упругогидродинимического контакта, которое предполагает совместное решение задачи течения смазки и определения деформаций и перемещений вала и обоймы с конструктивными элементами. Рассмотрен общий алгоритм решения задачи, формулировки уравнения Рейнольдса для осевого и радиального подшипника, а также серия моделей для определения деформаций конструктивных элементов обоймы.

1. Модель подшипника скольжения

Для определения характеристик подшипника скольжения решается задача упругогидродинимического контакта между шейкой вала и обоймой подшипника с конструктивными элементами через слой смазки в зазоре. Решение задачи достигается совместным рассмотрением задачи течения смазки в зазоре, сформированном шейкой вала и конструктивными элементами обоймы, и задачи деформирования элементов подшипника. При этом учитывается перемещение шейки вала и деталей подшипника как жёсткого целого и деформирование их поверхностей. На первой итерации производится расчёт течения смазки в подшипнике для заданного положения шейки вала радиального подшипника или пяты осевой опоры (блок 1, рис. 1). Поле давлений, определённое при расчёте, используется для нахождения деформаций деталей обоймы подшипника (блок 3) и поиска их равновесия для конструкций подшипников, в которых используются самоустанавливающиеся вкладыши (блок 4). Новая форма зазора, полученная с учётом деформаций элемен-

тов подшипника и перемещений самоустанавливающихся вкладышей, используется в блоке 1 для расчёта распределения давлений и подъёмной силы. Задача решается последовательными приближениями до тех пор, пока условия сходимости для подъёмной силы в подшипнике не удовлетворят заданному критерию. После этого могут быть определены характеристики жёсткости и демпфирования подшипника как для непосредственного анализа, так и для их учёта в динамике

ротора в специализированных конечных элементах. Основанный на блок-схеме, представленной на рис. 1, алгоритм расчёта позволяет использовать различные по точности и трудоёмкости методы решения задач течения смазки и деформирования поверхностей при расчёте подшипника. Выбор уровня детализации моделей смазки и деформирования поверхностей скольжения зависит от особенностей конструкции подшипника скольжения и целей исследования.



Рис. 1. Блок-схема расчёта решения задачи упругогидродинамического контакта

2. Модель течения смазки в зазоре подшипника

В общем случае расчёт течения смазки в зазоре подшипника (рис. 2) требует решения трёхмерной задачи и описывается системой уравнений Навье-Стокса и уравнением неразрывности. Однако в большинстве подшипников скольжения течение смазки осуществляется в узком зазоре, что позволяет исключить из рассмотрения параметры течения в направлении, перпендикулярном поверхностям скольжения, пренебречь изменением давления по толщине смазки и преобразовать исходные уравнения к уравнению Рейнольдса для давления смазки в подшипнике [12], которое в общем виде для осевого и радиального подшипников запишется в виде

$$\frac{\partial}{\partial x'} \left(\frac{p^k h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{p^k h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) =$$

$$= 6 \left[2h \frac{\partial p^k}{\partial t} + (u_1 + u_2) \frac{\partial (p^k h)}{\partial x'} + (w_1 + w_2) \frac{\partial (p^k h)}{\partial z} + (1) \right.$$

$$\left. + 2p^k (v_2 - v_1) - 2p^k \left(u_2 \frac{\partial h}{\partial x'} + w_2 \frac{\partial h}{\partial z} \right) \right],$$

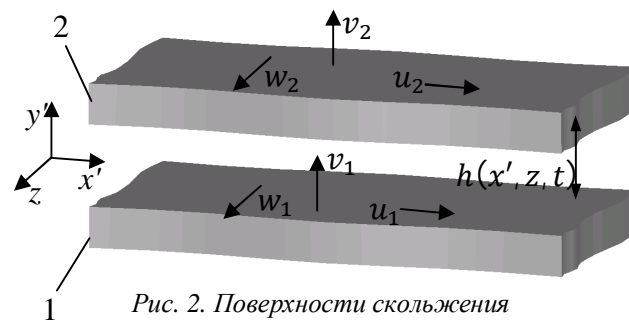


Рис. 2. Поверхности скольжения

где координатные оси выбраны следующим образом: x' – на одной из поверхностей скольжения в направлении относительного движения; y' – перпендикулярно поверхности скольжения; z – на поверхности скольжения перпендикулярно к относительному движению; $p(x', z, t)$ – давление в слое смазки; $h(x', z, t)$ – толщина слоя смазки; u_1, u_2, v_1, v_2 и w_1, w_2 – значения составляющих скорости в направлениях осей x', y' и z на поверхностях скольжения (1) и (2) соответственно; η – вязкость смазки. Для сжимаемой смазки необходимо принять $k = 1$, а для несжимаемой – $k = 0$.

Смазка в подшипнике скольжения хорошо перемешивается, обеспечивая малую разницу температур в различных се-

чения подшипника. Поэтому уравнение (1) выведено для случая изотермического течения смазки. При неизотермическом режиме работы подшипника скольжения к уравнениям течения смазки необходимо добавить уравнение теплопроводности и рассматривать деформативность его элементов с учётом неоднородного изменяемого во времени поля температуры.

Для радиального подшипника скольжения (рис. 3) с радиусами шейки вала R и обоймы (или внутреннего лепестка) R_b уравнение (1) упрощается, так как поверхность подшипника скольжения неподвижна, а поверхность шейки вала вращается с угловой скоростью вращения вала ω и прецессирует в окружном направлении по орбите радиуса e с угловой скоростью Ω . Радиальная нагрузка на опору \bar{Q} уравнивается подъёмной силой в подшипнике, которая направлена под углом θ к направлению смещения шейки вала в подшипнике. На рис. 3, а применены обозначения: p_{max} – величина максимального давления в подшипнике; h_{min} – минимальный зазор в подшипнике. Аналогично на рис. 3, б: s_b , $2l_b$ и t_b – шаг, длина и толщина гофра. При замене координаты x' окружной координатой $s = \varphi R$ в уравнении (1) граничные условия для радиального подшипника с учётом малых смещений $\partial h / \partial t$ шейки вала относительно

положения равновесия в подшипнике примут вид

$$y' = 0 : u_1 = \Omega e \cos\left(\frac{s}{R}\right) + \omega R,$$

$$v_1 = \Omega e \sin\left(\frac{s}{R}\right) - \frac{\partial h}{\partial t}, w_1 = 0,$$

$$y' = h : u_2 = 0, v_2 = 0, w_2 = 0,$$

$$p|_{s=0} = p|_{s=2\pi R}$$

и

$$z = \pm \frac{l}{2} \quad p = p_a, \tag{2}$$

где p_a – давление окружающей среды, – длина подшипника. С учётом (2) уравнение (1) примет вид [2, 4, 12, 14]

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{p^k h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial s} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{p^k h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) =$$

$$= 6 \left[2h \frac{\partial(p^k h)}{\partial t} + \left(\Omega e \cos\left(\frac{s}{R}\right) + \omega R \right) \frac{\partial(p^k h)}{\partial s} - \right. \tag{3}$$

$$\left. - 2p^k \Omega e \sin\left(\frac{s}{R}\right) \right], s \in [0, 2\pi R], z \in \left[-\frac{l}{2}, \frac{l}{2} \right].$$

При неподвижной шейке вала в подшипнике $\partial(p^k h) / \partial t$ в правой части (3) равно нулю.

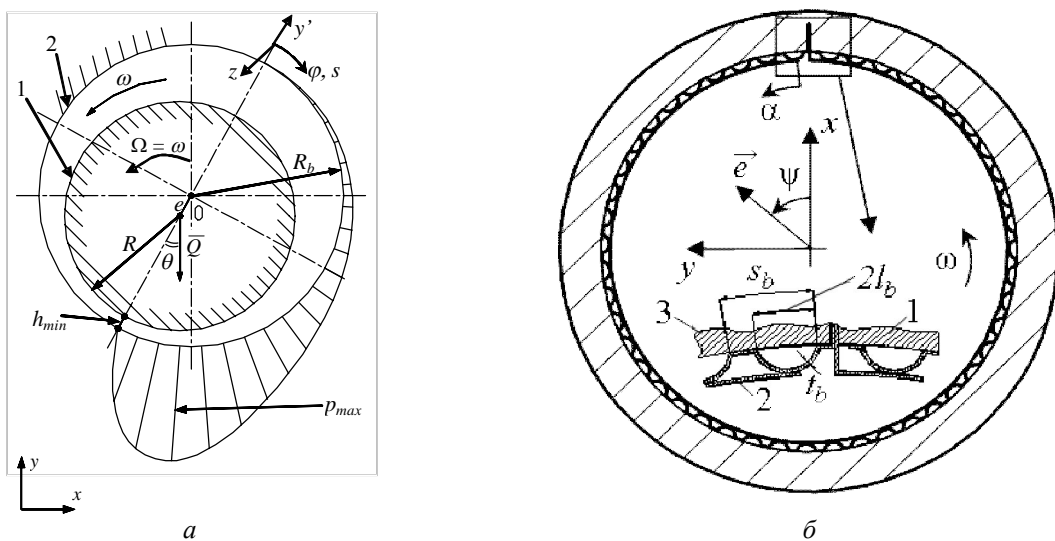


Рис. 3. Радиальный подшипник скольжения:
 а) с несжимаемой смазкой: 1 – шейка вала, 2 – обойма;
 б) лепестковый газодинамический подшипник: 1 – обойма, 2 – лепесток, 3 – гофр

Уравнение (3) для несжимаемой смазки линейно относительно неизвестного давления и может быть напрямую использовано для дискретизации с применением метода конечных элементов для заданных скорости вращения вала ω , скорости прецессии Ω и функции зазора смазки $h(s, z, t)$. Отправные уравнения для расчёта давления смазки и коэффициентов жёсткости и демпфирования представлены в [12].

Уравнение (3) для сжимаемой смазки нелинейно относительно неизвестного давления и для его решения необходимо применить один из методов решения нелинейных уравнений. Особенности работы газового подшипника предполагают использование упругих лепестков, деформации которых обязательно должны быть учтены. Деформирование лепестков происходит постепенно с ростом частоты вращения ротора и нагрузки на опору. Поэтому для решения уравнения (3) для сжимаемой смазки применён шаговый алгоритм увеличения эксцентриситета шейки вала в подшипнике с коррекцией решения для давления на каждом шаге [14]. Этот алгоритм основан на идее самокорректирующегося метода, который ранее применялся для решения существенно нелинейных задач упругости, пластичности, ползучести и строительной механики конструкций [15].

Если предположить, что на $(i - 1)$ шаге известной функции h_{i-1} соответствует известное распределение давления p_{i-1} , то выражения для толщины слоя смазки и давления на следующем шаге запишутся в виде

$$\begin{aligned} h_i(s, z) &= h_{i-1}(s, z) + \Delta h_i(s, z), \\ p_i(s, z) &= p_{i-1}(s, z) + \Delta p_i(s, z), \end{aligned} \quad (4)$$

где h_i и Δh_i являются известными функциями, и их значения определяются для каждого шага в зависимости от e_i и Δe_i . После подстановки выражения (4) для давления в уравнение (3) и группировки неизвестных членов, содержащих Δp_i в первой степени, в левой части уравнения,

а всех остальных – в правой части, получается итоговое уравнение шагового процесса по приращению эксцентриситета для двухмерной модели течения газовой смазки при стационарном режиме работы. В первом приближении принимается, что Δp_i^0 , и далее для каждого приближения m используется значение Δp_i^{m-1} . Искомое уравнение [14] представляет собой шаговый процесс по приращению эксцентриситета шейки вала, где на каждом шаге изменения Δh_i методом последовательных приближений определяется соответствующее значение Δp_i . Уравнение для приращения давления линейно относительно Δp_i^m и решается с использованием метода конечных элементов. Уравнения МКЭ для радиального подшипника скольжения со сжимаемой или несжимаемой смазкой решаются на прямоугольной области, и в случае замкнутого подшипника для отработки условия замкнутости расчётной области используются множители Лагранжа.

Для осевого подшипника скольжения (рис. 4), в котором вал с пятой вращаются с угловой скоростью ω , уравнение (1) упрощается аналогично радиальному подшипнику [13].

На рис. 4 приняты обозначения: R_1 , R_2 и β – внутренний и внешний радиусы и угол сегмента; γ и ξ – углы поворота вала и плоскости поворота; система координат $x'y'z$ совпадает с системой координат XYZ . Граничные условия для осевого подшипника с учётом малых смещений $\partial h / \partial t$ пяты относительно положения равновесия запишутся как

$$\begin{aligned} y = 0: \quad u_1 &= \omega z, v_1 = -\partial h / \partial t, w_1 = -\omega x; \\ y = h: \quad u_2 &= v_2 = w_2 = 0; \\ p &= p_a \text{ на торцах сегментов.} \end{aligned} \quad (5)$$

Уравнение (1) при подстановке граничных условий в виде (5) примет вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x'} \left(\frac{p^k h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{p^k h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \\ = 6 \left[2 \frac{\partial (p^k h)}{\partial t} + \omega z \frac{\partial (p^k h)}{\partial x'} - \omega x' \frac{\partial (p^k h)}{\partial z} \right]. \end{aligned} \quad (6)$$

Уравнение (6) для несжимаемой смазки решается аналогично уравнению (3) [13]. Аналогично для сжимаемой смазки при решении уравнения (6) применяется шаговый алгоритм увеличения эксцентриситета шейки вала в подшипнике с коррекцией решения для давления на ка-

ждом шаге [14]. Для получения уравнения для приращения давления выражения шагового процесса в виде (4) подставляются в (6). Алгоритм решения аналогичен представленному выше для радиального подшипника.

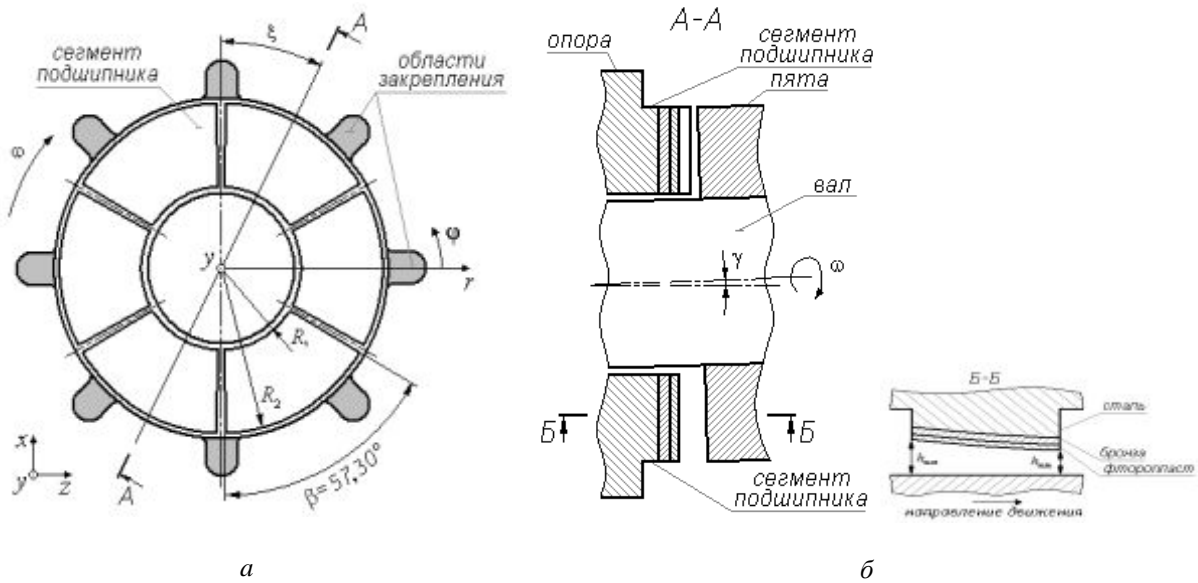


Рис. 4. Шестисегментный осевой подшипник скольжения: а – расположение сегментов; б – сечение подшипника и сегмента

Представленная в статье модель подшипника скольжения позволяет в блоке 1 (рис. 1) использовать любую модель течения смазки как основанную на различных вариациях уравнения Рейнольдса (1), так и на базе численного моделирования уравнений Навье-Стокса, в том числе и в коммерческих программных комплексах.

3. Модели для определения зазора для смазки

В общем случае функция толщины слоя смазки $h(x', z, t)$ определяется начальной формой и изменением взаимного расположения поверхностей скольжения (взаимные смещения деталей вала и подшипника) - h_{geom} , а также деформациями

деталей подшипника под действием гидродинамических давлений - h_{def} :

$$h(x', z, t) = h_{geom} + h_{def}. \tag{7}$$

Определение h_{geom} основано на геометрическом расчёте функции расстояния между поверхностями скольжения в подшипнике при заданном взаимном перемещении вала и деталей подшипника. Функция h_{geom} для простейших конструкций радиального подшипника скольжения (рис. 3):

$$h_{geom} = \delta - \sqrt{e_{xt}^2 + e_{yt}^2} \cdot \cos \left[\frac{S}{R} - \arctg \left(\frac{e_{yt}}{e_{xt}} \right) \right] \tag{8}$$

и осевого подшипника (рис. 4)

$$h_{geom} = h_{min} + \sqrt{x'^2 + z^2} \cdot \left[\frac{h_{max} - h_{min}}{R_2 \cdot \sin \beta} \cdot \sin \left(\frac{S}{R} - \frac{2\pi(n-1)}{N} \right) + \sin \left(\frac{S}{R} - \xi \right) \cdot \text{tg}(\gamma) \right]. \tag{9}$$

В выражениях (8) и (9):
 δ – радиальный зазор в подшипнике;
 и – минимальные и максимальные толщины смазки при ;
 – проекции суммарного эксцентриситета текущего сечения вала e_t на оси координат при повороте вала на угол ;
 n и N – текущий номер и общее количество сегментов

Расчёт требует создания моделей деформирования шейки вала и деталей подшипника, детальность которых зависит от стадии жизненного цикла подшипника. Для начальных проработок поиск оптимальных параметров опоры может быть осуществлён с применением упрощённых моделей деформирования, которые при удовлетворительной точности дают быстрый результат.

Расчёт подшипников с несжимаемой смазкой в основной массе конструкций требует определения деформаций шейки вала и деталей подшипника, которые представляют собой объёмные конструкции существенной жёсткости. Также в большинстве подшипников на поверхности контакта наносятся антифрикционные покрытия, которые обладают большей податливостью, чем основная деталь, и в ряде конструкций могут иметь существенную толщину. Таким образом, для подшипников с несжимаемой смазкой необходима разработка моделей деформирования объёмных деталей опоры с учё-

том деформаций относительно тонких антифрикционных покрытий.

Конструкция подшипников со сжимаемой смазкой в современных машинах практически всегда подразумевает наличие упругих лепестков, находящихся в зазоре между шейкой вала и обоймой подшипника в несколько сотен микрометров. Упругие лепестки выполняются из фольги толщиной около 100 мкм. В зависимости от конструкции подшипника в качестве поддерживающей конструкции могут быть использованы лепестки с различной геометрией и шагом гофров или другие материалы, позволяющие создать упругое основание. В подшипниках с газовой смазкой при вращении ротора развиваются давления существенно меньшие, чем в подшипниках с несжимаемой смазкой. Они не могут вызвать деформаций объёмных деталей вала и подшипника. Изменение зазора в газовых опорах возникает за счёт деформаций лепестков, и его учёт требует создания моделей деформирования лепестков.

Для начальных стадий проекта в блоке 3 алгоритма, представленного на рис. 1, для подшипников с несжимаемой смазкой могут быть использованы модели плоского деформированного состояния с интерполяцией деформаций в среднем сечении вдоль оси подшипника. Аналогично для подшипников с сжимаемой смазкой используются различные упрощённые модели, основанные на балочном представлении лепестков.

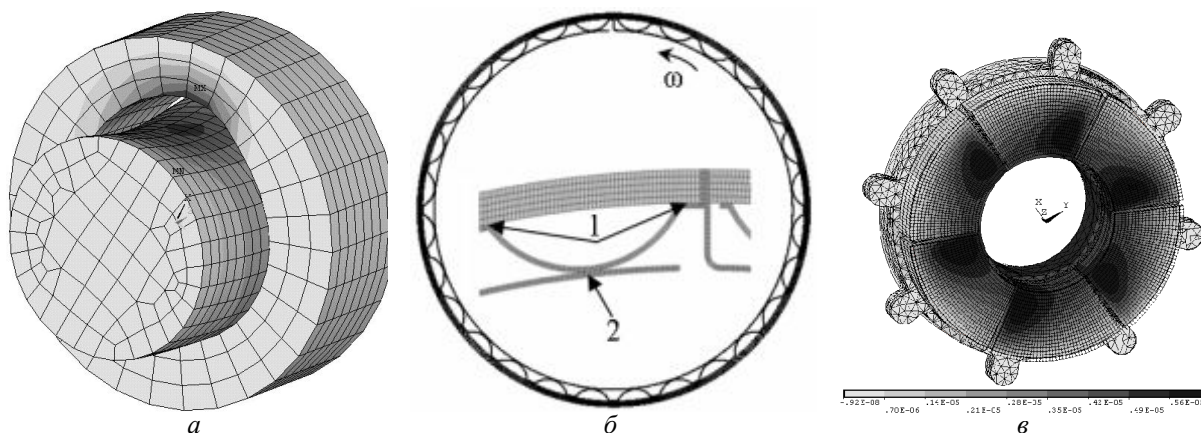


Рис. 5. Модели расчёта деформаций деталей подшипника:
 а – радиальный масляный подшипник; б – радиальный газовый подшипник; 1 и 2 – зоны контакта;
 в – осевой подшипник

Для точных расчётов h_{def} для каждой конструкции подшипника с несжимаемой смазкой необходимо создавать объёмные модели по типу представленных на рис. 5, а и 5, в. Точный расчёт h_{def} для газовых опор помимо деформаций лепестков требует учёта их контактного взаимодействия между собой и обоймой подшипника (рис. 5, б). Для реализации обеих задач могут быть использованы любые программные комплексы МКЭ.

4. Расчёт характеристик жёсткости подшипников

Модель подшипника, выполненная согласно блок-схеме на рис. 1, позволяет определить характеристики подшипника

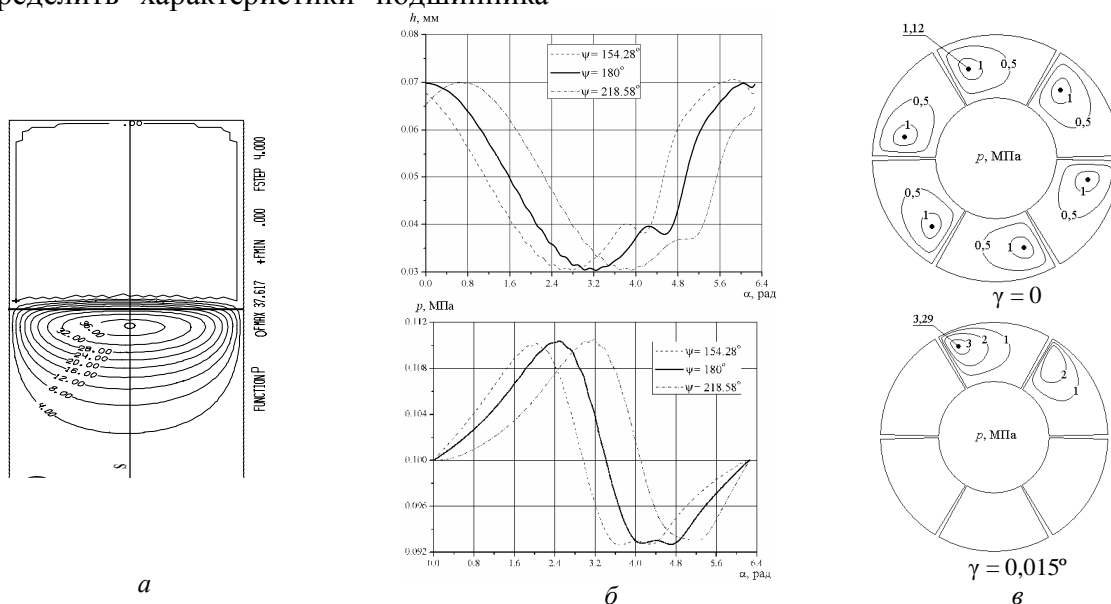


Рис. 6. Характеристики подшипников скольжения:

- а – распределение давления в радиальном подшипнике со смазкой маслом (МПа);
- б – толщина смазки и давление в среднем сечении газового лепесткового подшипника для различных направлений эксцентриситета;
- в – распределение давления в осевом подшипнике при повороте вала (МПа)

Для расчёта газового лепесткового подшипника приняты значения параметров: $R = 19.05$ мм, $\delta = 50$ мкм, вязкость воздуха $\eta = 1.85 \cdot 10^{-5}$ Па·с (при температуре $T = 293$ К), частота вращения вала $n = 30000$ об/мин, толщина гофрированного элемента $t_b = 0.1016$ мм, шаг гофрированного элемента $s_b = 4.572$ мм, длина гофра $2 \cdot l_b = 3.556$ мм, толщина фольгового элемента $t_f = 0.1016$ мм, $e/\delta = 0.4$.

скольжения, основными из которых при проектировании опоры и при динамическом расчёте в составе ротора являются подъемная сила и её направление относительно вектора смещения шейки вала в опоре.

Результаты расчёта характеристик подшипника скольжения с несжимаемой смазкой (рис. 6, а) приведены для подшипника из бронзы ($E = 0.75 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0.3$) и стальной шейки вала ($E = 2.15 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0.3$) с $l/d = 1$, диаметром шейки вала $d = 30$ мм, $\delta = 50$ мкм, частотой вращения шейки вала $n = 30000$ об/мин и вязкостью смазки $\eta = 0.02$ Па·с при $e/\delta = 0.8$.

На рис. 6, в приведены результаты для подшипника с шестью сегментами; $R_1 = 50$ мм; $R_2 = 100$ мм; $\beta = 57.3^\circ$; частотой вращения шейки вала $n = 3000$ об/мин и вязкостью смазки $\eta = 0.02$ Па·с при температуре 80°C . Нагрузка на подшипник составляет 2 т. Разница между минимальной (h_{\min}) и максимальной (h_{\max}) толщинами зазора в расчётах принята постоянной и равной

80 мм. Деформируемое антифрикционное покрытие состояло из внешнего слоя фторопласта с модулем Юнга $8 \cdot 10^8$ Па, коэффициентом Пуассона 0,375 и промежуточного слоя бронзы с модулем Юнга $1,127 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициентом Пуассона 0,32. Толщина слоёв фторопласта и бронзы составляла 0,025 и 0,275 мм соответственно.

Давление на внешних границах смазочных областей подшипника предполагалось равным давлению окружающей среды $p_a = 0.1$ МПа для всех конструкций.

При расчёте подшипника определяются распределения давления и коэффициенты жёсткости и демпфирования для различных режимов работы и взаимных положений поверхностей скольжения. Они используются при расчёте характеристик подъёмной силы и её направления и характеристик жёсткости и демпфирования, которые используются как на стадии выбора размеров и конструкции опоры, так и на стадии исследования динамики ротора в подшипниках скольжения [16, 17].

Для конечно-элементных моделей ротора применяются конечные элементы опоры с подшипником скольжения, коэффициенты матриц которых вычисляются на основе характеристик подъёмной силы и её направления в подшипнике, а также характеристик коэффициентов демпфирования.

Заключение

Представлен алгоритм определения подъёмной силы и характеристик жёсткости и демпфирования подшипников скольжения, который позволяет произвести расчёт радиального или осевого подшипника произвольной конструкции, работающего со сжимаемой или несжимаемой смазкой.

Преимущество алгоритма заключается в независимости и возможности замены модулей расчёта отдельных задач в рамках общей проблемы исследования. Это позволяет одинаково успешно применять представленную модель подшипника на всех этапах жизненного цикла механизма, начиная с концептуального проектирования и предпроектных проработок узлов, до оценки износа и изменения диагностических признаков для опор в рамках работающей машины.

Представленная модель подшипника позволяет достичь как быстрого инженерного результата, так и провести прецизионные исследования течения смазки в подшипнике. Алгоритм расчёта не ограничен только конструкциями подшипников и режимами их работы, обсуждёнными в статье. В представленный алгоритм инкорпорируются модели смазки с учётом турбулентного течения смазки, областей кавитации, с учётом инерционных членов в уравнении течения смазки. Модели деформирования опор позволяют определить коэффициенты конструкционного демпфирования при контакте деталей в подшипнике и спрогнозировать их износ.

Библиографический список

1. Токарь И.А. Проектирование и расчёт опор трения. М.: Машиностроение, 1971. 168 с.
2. Muszynska A. Whirl and Whip Rotor/Bearing Stability Problems // Journal of Sound and Vibration. 1986. V. 110, no. 3. P. 443–462. doi.org/10.1016/s0022-460x(86)80146-8
3. DellaCorte C., Bruckner R.J. Remaining Technical Challenges and Future Plans for Oil-free Turbomachinery // ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air. Glasgow, UK. V. 5. doi.org/10.1115/gt2010-22086
4. Heshmat H., Walton J.F. On the Development of an Oil-free, High-speed and High-temperature Turboalternator // ASME Turbo Expo 2010. Power for Land, Sea and Air/ Glasgow, UK. V. 5. doi.org/10.1115/gt2010-22852

5. Salehi M., Heshmat H., Walton J.F., Tomaszewski M. Operation of a Mesoscopic Gas Turbine Simulator at Speeds in Excess of 700 000 rpm on Foil Bearings // ASME Turbo Expo 2004. Power for Land, Sea and Air. Vienna, Austria. V. 6. P. 8. doi.org/10.1115/gt2004-53870
6. Simmons J.E.L., Knox R.T., Moss W.O. The development of PTFE (polytetrafluoroethylene) faced hydrodynamic thrust bearings for hydrogenerator application in the United Kingdom // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 1998. V. 212, no. 5. P. 345-352. doi.org/10.1243/1350650981542155
7. Heshmat H., Jahanmir S., Walton J.F. II. Coatings for High Temperature Foil Bearings // ASME Turbo Expo 2007. Power for Land, Sea and Air. P. 971-976 doi.org/10.1115/gt2007-27975
8. Carter C.R., Childs D.W. Measurements Versus Predictions for the Rotordynamic characteristics of a 5-pad, Rocker-pivot, Tilting-pad Bearing in Load Between Pad Configuration // ASME Turbo Expo 2008. V. 5: Structures and Dynamics, Parts A and B. P. 891-901. doi.org/10.1115/gt2008-50069
9. 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 // ASME Turbo Expo 2012. V. 7: Structures and Dynamics, Parts A and B. P. 859-869. doi.org/10.1115/gt2012-68437
10. Bently D.E., Petchenev A. Dynamic Stiffness and the Advantages of Externally Pressurized Fluid-Film Bearings // Orbit. 2000. First Quarter. P. 18-24.
11. Ertas B.H. Compliant Hybrid Journal Bearings Using Integral Wire Mesh Dampers // ASME Turbo Expo 2008. P. 1215-1226. doi.org/10.1115/gt2008-50984
12. Темис Ю.М., Темис М.Ю. Характеристики жёсткости и демпфирования гидродинамического подшипника скольжения с податливыми рабочими поверхностями // Трение и износ. 2007. Т. 28, № 2. С. 128-137.
13. Темис М.Ю., Лазарев А.П. Расчёт 6- и 8-сегментных осевых деформируемых подшипников скольжения // Трение и износ. 2012. Т. 33, № 1. С. 78-89.
14. Темис Ю.М., Темис М.Ю., Мещеряков А.Б. Модель газодинамического лепесткового подшипника // Трение и износ. 2011. Т. 32, № 3. С. 286-295.
15. Темис Ю.М., Самокорректирующийся шаговый метод в нелинейных задачах теории упругости и пластичности // Труды ЦИАМ. 1980. № 918. С. 24.
16. Temis J.M., Temis M.J. Contribution of Bearing Structure in Gas Turbine Power Unit Rotor Dynamics // Proc. 3rd Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery. Cleveland, USA, 2005. P. 570-581.
17. Темис Ю.М., Темис М.Ю., Егоров А.М., Гаврилов В.В., Огородов В.Н. Расчётно-экспериментальное исследование динамики ротора на газовых опорах // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени С.П. Королёва. 2011. № 3(27), ч. 1. С. 174-182.

Информация об авторе

Темис Михаил Юрьевич, кандидат физико-математических наук, начальник сектора «Теоретические основы междисциплинарного моделирования и автоматизированное проектирование деталей и узлов ГТД», Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И.

Баранова. E-mail: Mikhail.temis@gmail.com. Область научных интересов: динамика роторов, нелинейные колебания, сейсмические воздействия, расчёт подшипников.

METHOD OF INVESTIGATING THE ELASTOHYDRODYNAMIC CONTACT IN SLIDE BEARINGS WITH COMPRESSIBLE AND INCOMPRESSIBLE LUBRICATION

© 2015 M. J. Temis

Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation

An algorithm of solving the problem of elastohydrodynamic contact is presented in the paper. It is used to calculate characteristics of journal and thrust bearings with oil or gas lubrication. The algorithm is based on simultaneous solution of the problem of lubrication flow in the gap created by the bearing sliding surfaces and the problem of specifying the change in the gap shape due to the shift of position and deformations of sliding surfaces caused by lubrication pressure in the gap. Modifications of Reynolds equation describing incompressible (oil) and compressible (gas) lubrication flow in journal and thrust bearing are used for the calculation of bearing characteristics. The finite-element method is used to solve the Reynolds equation. Lagrange multipliers are used to ensure closedness of the rectangular region for a journal bearing. A step-by-step process with error self-correction at each step is applied for solving the nonlinear Reynolds equation for compressible lubrication. The shape of the gap in bearings with incompressible lubrication is defined by calculating the equilibrium pad position in a bearing taking into account the deformations of sliding surfaces and bearing parts under the action of lubrication pressure. The shape of the gap in gas bearings is defined by the deformations of elastic foils. These deformations are calculated when solving the problem of deformation and contact interaction of the foils with each other and with the bearing housing under the action of lubrication pressure. The presented method of calculation of elastohydrodynamic contact in slide bearings allows taking into account the design features of physical products for the analysis of rotor supports characteristics.

Slide bearing, elastohydrodynamic contact, gas lubrication, foil bearing, pad bearing, thrust bearing.

References

1. Tokar I.A. *Proektirovanie i raschet opor treniya* [Design and calculation of friction supports]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1971. 168 p.
2. Muszynska A. Whirl and Whip Rotor/Bearing Stability Problems. *Journal of Sound and Vibration*. 1986. V. 110, no. 3. P. 443–462. doi.org/10.1016/s0022-460x(86)80146-8
3. DellaCorte C., Bruckner R.J. Remaining Technical Challenges and Future Plans for Oil-free Turbomachinery. *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air*. Glasgow, UK. V. 5. doi.org/10.1115/gt2010-22086
4. Heshmat H., Walton J.F. On the Development of an Oil-free, High-speed and High-temperature Turboalternator. *ASME Turbo Expo 2010. Power for Land, Sea and Air/ Glasgow, UK*. V. 5. doi.org/10.1115/gt2010-22852
5. Salehi M., Heshmat H., Walton J.F., Tomaszewski M. Operation of a Mesoscopic Gas Turbine Simulator at Speeds in Excess of 700 000 rpm on Foil Bearings. *ASME Turbo Expo 2004. Power for Land, Sea and Air*. Vienna, Austria. V. 5. P. 8. doi.org/10.1115/gt2004-53870
6. Simmons J.E.L., Knox R.T., Moss W.O. The development of PTFE (polytetrafluoroethylene) faced hydrodynamic thrust bearings for hydrogenerator application in the United Kingdom. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 1998. V. 212, no. 5. P. 345-352. doi.org/10.1243/1350650981542155
7. Heshmat H., Jahanmir S., Walton J.F. II. Coatings for High Temperature Foil Bearings. *ASME Turbo Expo 2007. Power for Land, Sea and Air*. Montreal, Canada. P. 971-976. doi.org/10.1115/gt2007-27975
8. Carter C.R., Childs D.W. Measurements Versus Predictions for the Rotordynamic characteristics of a 5-pad, Rocker-pivot, Tilting-pad Bearing in Load Between Pad Configuration. *ASME Turbo Expo 2008*. Volume 5: Structures and Dynamics, Parts A and B. P. 891-901. doi.org/10.1115/gt2008-50069
9. 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. *ASME Turbo Expo 2012*. V. 7: Structures and Dynamics, Parts A and B. P. 859-869. doi.org/10.1115/gt2012-68437

10. Bently D.E., Petchenev A. Dynamic Stiffness and the Advantages of Externally Pressurized Fluid-Film Bearings. *Orbit*. 2000. First Quarter. P. 18-24.

11. Ertas B.H. Compliant Hybrid Journal Bearings Using Integral Wire Mesh Dampers. *ASME Turbo Expo 2008*. P. 1215-1226. doi.org/10.1115/gt2008-50984

12. Temis Y.M., Temis M.Y. Rigidity and damping characteristics of hydrodynamic sliding bearing with deformable working surfaces. *J. of Friction and Wear*. 2007 V. 28, no 2. P. 128-138. doi.org/10.3103/s106836660702002x

13. Temis M.Y., Lazarev A.P. Calculation of six-lobe and eight-lobe deformable thrust sliding bearings. *J. of Friction and*

Wear. 2012. V. 33, no 1. P. 60-71. doi.org/10.3103/s1068366612010114

14. Temis Y.M., Temis M.Y., Meshcheryakov A.B. Gas-dynamic foil bearing model. *J. of Friction and Wear*. 2011. V. 32, no. 3. P. 212-220. doi.org/10.3103/s1068366611030111

15. Temis J.M. Selfcorrection Step by Step Method for Solution of Nonlinear Elasticity and Plasticity Problems. *Trudy TsIAM*. 1980. No. 918. P. 24. (In Russ.).

16. Temis J.M., Temis M.J. Contribution of Bearing Structure in Gas Turbine Power Unit Rotor Dynamics. *Proc. 3rd Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery*. Cleveland, USA, 2005. P. 570-581.

17. Temis J.M., Temis M.J., Egorov A.M., Gavrilov V.V., Ogorodov V.N. Rotor in gas bearings dynamics experiment-calculated investigation. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2011. No. 3(27), part 1. P. 174-182. (In Russ.)

About the author

Temis Mikhail Jurievich, Candidate of Science (Physics and Mathematics), Head of the Sector «Theoretical basis of multidisciplinary simulation and computer-aided design of parts and units of gas turbine engines», Central Institute of Aviation Motors

named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: Mikhail.Temis@gmail.com. Area of Research: rotor dynamics, nonlinear vibrations, seismic impact, bearings calculations.