

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛЕПЕСТКОВЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ОПОР

<sup>1</sup>Левина Г.А., Дрокин В.В., Хлызов И.Е.

<sup>1</sup>ФГБУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет»  
(национальный исследовательский университет), Челябинск

**Введение.** Одной из проблем создания высокоскоростных турбомашин (турбохолодильников, турбокомпрессоров, турбогенераторов и др.), роторы которых вращаются со скоростями 20...100 тысяч оборотов в минуту, является обеспечение надежной работы их опор. Основные трудности связаны с динамическими нагрузками, а также со сложными температурными условиями в роторном узле машины. Отмеченные обстоятельства имеют место, например, при эксплуатации турбомашин в составе транспортных систем кондиционирования или энергетики. В указанных условиях газодинамические опоры с твердыми поверхностями могут оказаться неработоспособными.

В лепестковых газодинамических опорах (ЛГО) газовый смазочный слой заключен между твердой поверхностью вращающегося вала и тонкими упругими металлическими оболочками-лепестками, перекрывающими или не перекрывающими друг друга. Лепестки радиальных подшипников закреплены по одному краю на втулке, жестко связанной с корпусом машины (рисунок 1), лепестки подпятников закреплены на плате (рисунок 2). На рабочие поверхности лепестков наносится износостойкое антифрикционное покрытие.

Несущая способность лепестковой опоры в стационарных условиях работы зависит от скорости вращения вала, параметров состояния окружающей газовой среды, геометрических параметров. Оценить достижимую несущую способность опоры можно по ее нагрузочным характеристикам (НХ) – зависимостям результирующей реакции (поддерживающей силы) и минимального зазора (минимальной толщины смазочного слоя) от смещения вала.

Современные вычислительные методы и компьютерные технологии позволяют эффективно выполнить математическое моделирование опор и их нагрузочных характеристик.

Весьма важен вопрос выбора программного обеспечения. Обзор специализированных программ для расчета подшипников жидкостного и газового трения показал, что возможность расчета ЛГО в большинстве программных продуктов отсутствует. Особенности определения реакций ЛГО – связанность задачи о давлении газового слоя и задачи о деформациях упругих элементов, а также заранее неопределимые области контактов упругих элементов – ограничивают возможности применения известных инженерных пакетов. Кроме того, программное обеспечение с закрытым кодом не предоставляет пользователю возможность добавления новых алгоритмов расчета и математических моделей.

С учетом приведенных обстоятельств задача математического моделирования ЛГО с использованием современных программных сред и технологий сохраняет актуальность.

Представленное исследование является продолжением и развитием предшествующих работ [1–3], в которых упругогидродинамическая (УГД) задача «прогиб → давление → прогиб...» решается на основе применения вариационного принципа Лагранжа для определения упругих перемещений лепестков и краевой задачи о распределении давления, описанной уравнением Рейнольдса теории газовой смазки. По результатам итерационного вычислительного процесса УГД задачи определяются величины главного вектора сил давления газового слоя и момента сил вязкого трения.

**1. Постановка и решение задачи гидроупругости.** Рассматриваются плоские модели подшипника (рисунок 1) и подпятника (рисунок 2) с перекрытием лепестков. Построение математических моделей опирается на следующие предпосылки и допущения: лепесток рассматривается как тонкая упругая цилиндрическая оболочка, для которой справедливы гипотезы Кирхгофа–Лява; средняя линия лепестка принимается нерастяжимой, упругие перемещения лепестка считаются малыми – задача о прогибах рассматривается как геометрически линейная. Поверхности лепестков и цапфы принимаются гладкими, без трения. Для газового смазочного слоя опоры принимаются известные допущения теории газовой смазки [4].

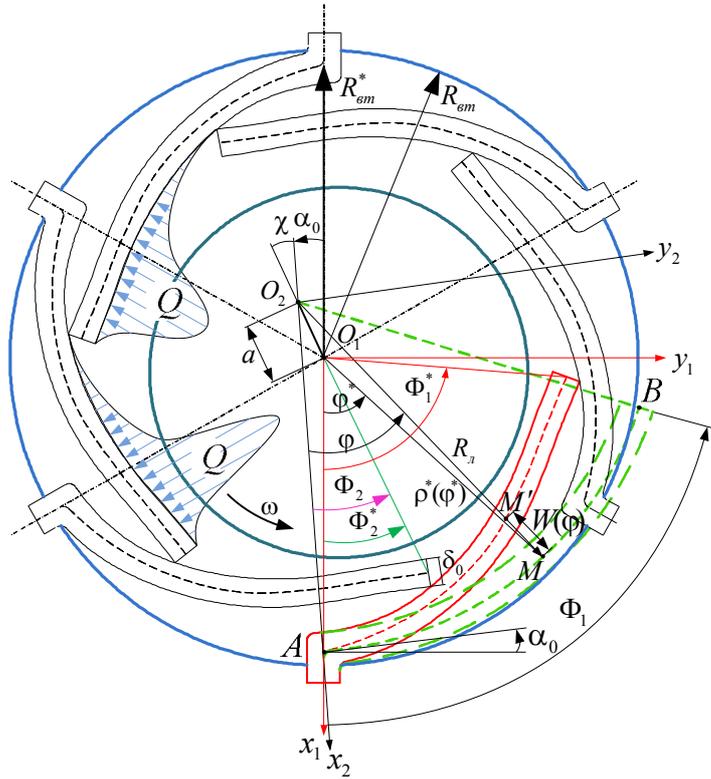


Рисунок 1 – К описанию математической модели лепесткового подшипника

При численном решении УГД задачи на плоской модели подпятника достаточно рассмотрения трех контактирующих лепестков и одного смазочного сектора опоры; при решении УГД задачи для радиального лепесткового подшипника требуется рассмотрение всех лепестков упругого пакета, поскольку каждый из них находится в своих условиях ограничений. Поэтому численное решение УГД задачи для подшипника на плоской модели требует большего объема вычислений.

Потенциальная энергия  $\Pi$  упругого пакета **лепесткового подшипника** рассматривается как функционал от распределения прогибов лепестков  $W_i(\varphi_i^*)$ ,  $i = \overline{1, N}$ , где  $i$  – номер лепестка,  $N$  – число лепестков,

$$\Pi_i = L \left[ \frac{D}{2} \int_0^{\Phi_1^*} \frac{1}{R_l^3} (W_i'' + W_i)^2 d\varphi_i^* - R_l \int_{\Phi_2^*}^{\Phi_1^*} Q_i W_i d\varphi_i^* \right] \quad (1)$$

Прогиб отсчитывается от средней линии недеформированного лепестка и определяется по направлению полярного радиуса, проведенного из центра  $O_1$ .

Вариационная задача формулируется:

$$\Pi = \sum_{i=1}^N \Pi_i(W_i) \rightarrow \inf \Pi, \quad W_i(\varphi_i^*) \in C^2, \quad \varphi_i^* \in [0; \Phi_1^*] \quad (2)$$

при ограничениях

$$W_i^-(\varphi_i^*) \leq W_i(\varphi_i^*) \leq W_i^+(\varphi_i^*), \quad (3)$$

$$W_i^+(\varphi_i^*) = \begin{cases} R_{\text{BT}} - \delta_0 / 2 - r(\varphi_i^*); & \varphi_i^* \in [0; 2\pi / N]; \\ R_{\text{BT}} - 3\delta_0 / 2 - \delta_n - r(\varphi_i^*); & \varphi_i^* \in [2\pi / N; \Phi_1^*]; \end{cases}$$

$$W_i^-(\varphi_i^*) = \begin{cases} R_y + H_{\text{min}} + 3\delta_0 / 2 + 2\delta_n - r(\varphi_i^*); & \varphi_i^* \in [0; \Phi_2^*]; \\ R_y + H_{\text{min}} + \delta_0 / 2 + \delta_n - r(\varphi_i^*); & \varphi_i^* \in [\Phi_2^*; \Phi_1^*]; \end{cases}$$

и краевых условиях

$$W_i(0) = 0; W_i'(0) = 0; W_i''(\Phi_1^*) = 0. \quad (4)$$

Здесь  $L$  – длина подшипника в осевом направлении;  $D = E\delta_0^3 / [12(1 - \nu^2)]$  – коэффициент цилиндрической жесткости лепестка,  $E$  – модуль упругости 1-го рода материала лепестка;  $\delta_0$  – толщина лепестка без покрытия;  $\nu$  – коэффициент Пуассона;  $R_n$  – радиус средней линии недеформированного лепестка;  $Q_i = P_i - P_a$  – избыточное давление в смазочном слое, ограниченном лепестком с номером  $i$ ,  $P_i$  – давление в  $i$ -ом смазочном слое,  $P_a$  – давление окружающей среды;  $R_u$  – радиус цапфы вала;  $R_{вт}$  – радиус втулки подшипника;  $\delta_n$  – толщина покрытия лепестка;  $\varphi_i^*$  – полярный угол точки средней линии  $i$ -го лепестка в системе координат, связанной с втулкой; пределы интегрирования соответствуют расчетной схеме, представленной на рисунке 1. При описании ограничений учитывается толщина покрытия  $\delta_n$  и величина минимального допустимого зазора  $H_{\min}$ .

Численное решение вариационной задачи (1)–(3) выполняется путем дискретизации и сведения к задаче нелинейного программирования. Дискретизация с помощью построения равномерной сетки на средней линии лепестка. Минимизация дискретного аналога функционала потенциальной энергии  $I(W_{ij})$  осуществляется методом проекций градиента.

Признаки достижения приближенного решения вариационной задачи на сеточной модели:

$$|I_1 - I_2| < \varepsilon_1; \quad (5)$$

$$\begin{cases} |\partial I / \partial W_{ij}| \leq \varepsilon_2 & \text{– в точках без контакта;} \\ |\partial I / \partial W_{ij} + \partial I / \partial W_{i,j'}| \leq \varepsilon_2 & \text{– при упругом контакте двух лепестков;} \\ \partial I / \partial W_{ij} > \varepsilon_2 & \text{– при контакте лепестка с валом в задаче упругости.} \end{cases} \quad (6)$$

Здесь  $I_1, I_2$  – значения функционала потенциальной энергии на соседних итерациях;  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  – малые параметры.

Условия (6) следуют из принципа виртуальных перемещений для системы с неупругими связями и соответствуют условиям Куна–Таккера задачи нелинейного программирования.

Уравнение для распределения давления в газовом смазочном слое при изотермическом течении рассматривается на каждом секторе, ограниченном лепестком, в виде

$$\frac{d}{d\varphi_i} \left( h_i^3 p_i \frac{dp_i}{d\varphi_i} - \Lambda p_i h_i \right) = 0, \quad (7)$$

с краевыми условиями для границ, открытых в окружающую среду

$$p_i(\Phi_1) = p_i(\Phi_2) = 1, \quad (8)$$

где  $h_i = h_i(\varphi_i) = H_i(\varphi_i) / H^*$  – функция зазора;  $p_i = p_i(\varphi_i) = P_i(\varphi_i) / P_a$  – безразмерное давление;  $H_i$  – зазор между цапфой и лепестком;  $H^*$  – характерный зазор;  $\Lambda = 6\mu\omega R_{ц}^2 / P_a H^{*2}$  – газодинамический параметр подшипника,  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости газовой среды,  $\omega$  – угловая скорость вращения вала,  $R_{ц}$  – радиус цапфы вала.

Заметим, что в области правой (в направлении скольжения) кромки лепестка имеет место резкое ступенчатое изменение зазора на величину толщины лепестка, что приводит к возможности проявления инерционных эффектов при движении вязкого газа в этой локальной области. Однако дополнительные исследования показывают, что влияние таких эффектов на распределение давления весьма мало. Поэтому с учетом большой величины зазора в области «ступеньки» принимаются приближенно краевые условия (8).

Численное решение краевой задачи (7), (8) выполняется в виде итерационного процесса Ньютона–Канторовича, на каждом шаге которого соответствующие линейные уравнения аппроксимируются разностной схемой по методу баланса с последующим применением немонотонной прогонки и процедуры поправок приращений давления (регуляризации) [3].

$$p_{ij}^{(n+1)} = p_{ij}^{(n)} + \beta \Delta p_{ij}, \quad (9)$$

где  $\Delta p_{ij}$  – разности сеточных значений давления при входе в итерационный шаг с номером  $n$  и значений, полученных после решения сеточных уравнений этой итерации

Параметр  $\beta$  определяется по условию минимума нормы вектора невязки нелинейных разностных уравнений, соответствующих (7), после подстановки в них (9):

$$\sigma(\beta) = \|L_{\Delta} p^{(n+1)}\| \Rightarrow \min \sigma. \quad (10)$$

Итерационный процесс завершается по достижении условия

$$\left| p_{ij}^{(n+1)} - p_{ij}^{(n)} \right| / p_{ij}^{(n+1)} < \varepsilon^*, \quad (11)$$

где  $\varepsilon^*$  – заданная величина, порядка  $10^{-12} \dots 10^{-8}$ .

Краевая задача для давления решается на сгущенной, по сравнению с решением задачи упругости, сетке. Переход от сеточной схемы задачи о прогибах к сеточной схеме задачи о распределении давления выполняется с помощью линейной интерполяции, обратный переход – через осреднение найденных значений давления по ближайшим узлам.

Условие завершения вычислительного УГД процесса аналогично (11), исходя из оценки наибольшей относительной разности сеточных значений давления на двух соседних итерациях: это значение сравнивается с малой предустановленной величиной.

По результатам решения УГД задачи определяем приложенную к валу результирующую сил давления смазочного слоя  $\vec{F} = (F_x; F_y)$  и величину главного момента сил вязкого трения  $M_{в.тр}$

$$F_x = -\sum_{i=1}^N LR_{ц} \int_{\Phi_2^*}^{\Phi_1^*} P_i(\varphi_i^*) \sin \varphi_i^* d\varphi_i^*; \quad F_y = \sum_{i=1}^N LR_{ц} \int_{\Phi_2^*}^{\Phi_1^*} P_i(\varphi_i^*) \cos \varphi_i^* d\varphi_i^*. \quad (12)$$

$$M_{в.тр} = \frac{LR_y^3 \mu \omega}{h^*} \int_0^{2\pi} \left( \frac{3}{\Lambda} \frac{\partial p}{\partial \varphi^*} h + \frac{1}{h} \right) d\varphi^*. \quad (13)$$

Контактные реакции пакета лепестков находятся при отсутствии вращения вала в численном решении задачи упругости на дискретной модели как силы, приложенные к валу со стороны лепестков в точках контакта лепестков с валом:

$$F_{ij}^k = \partial I / \partial W_{ij} - \text{в узле контакта } i\text{-го лепестка с валом}; \quad (14)$$

$$F_{ij}^k = \partial I / \partial W_{ij} + \partial I / \partial W_{ij'} - \text{в узле контакта } i\text{-го лепестка с валом и с соседним лепестком}. \quad (15)$$

Момент сил сухого трения опоры, действующий при пуске и останове ротора, находится с использованием найденных в результате решения задачи упругости контактных сил по закону Амонтона–Кулона

$$M_{тр} = k_{тр} R_{ц} \sum_{i=1}^N F_{ij}^k, \quad (16)$$

где  $k_{тр}$  – коэффициент трения покрытия лепестка по поверхности вала. Направление силы трения выбирается противоположным скорости скольжения поверхности вала относительно лепестков при разгоне (выбеге) ротора.

*Плоская модель подпятника с перекрытием профилированных лепестков*, приведена на рис. 2.

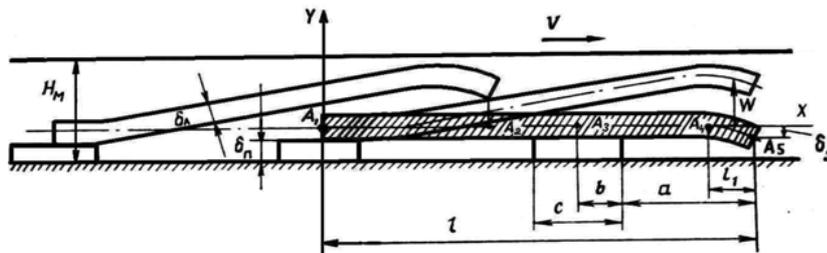


Рисунок 2 – К описанию математической модели лепесткового подпятника

Расчет прогибов лепестков производим на каждом шаге УГД процесса до достижения заданного числа итераций варьирования прогибов. С учетом давления газового слоя на лепестки потенциальная энергия упругого пакета определяется по формуле

$$\Pi = l_p N \int_0^l \left( \frac{D}{2} (\ddot{W})^2 + QW \right) dx, \quad (17)$$

где  $l_p$  – протяженность лепестка в радиальном направлении;  $l$  – протяженность средней линии лепестка.

Ограничения на прогибы в размерном виде записываются

$$\begin{aligned} W(x) &\leq H_M - \delta_{\text{Л}} / 2 - \delta_{\text{ПЛ}} - Y_0(x), \text{ если } a + b \leq x \leq l; \\ W(x) &\leq Y_0(l - a - b + x) + W(l - a - b + x) - Y_0(x) - \delta_{\text{Л}} - \delta_{\text{ПЛ}}, \text{ если } 0 \leq x \leq a + b; \\ W(x) &\geq \delta_{\text{Л}} / 2 - Y_0(x), \text{ если } 0 \leq x \leq b - c, \quad b \leq x \leq l - a - b, \quad b \leq x \leq l - a - c; \\ W(x) &\geq \delta_{\text{Л}} / 2 + \delta_{\text{П}} - Y_0(x), \text{ если } b - c \leq x \leq b, \quad l - a - c \leq x \leq l - a - b; \\ W(x) &\geq Y_0(x - l + a + b) + W(x - l + a + b) + \delta_{\text{Л}} + \delta_{\text{ПЛ}} - Y_0(x), \text{ если } l - a - b \leq x \leq l. \end{aligned} \quad (18)$$

Здесь  $H_M$  – монтажный зазор подпятника, определяемый как предустановленное расстояние между поверхностями пяты и платы до нагружения опоры;  $Y_0(x)$  – функция, учитывающая профиль средней линии недеформированного лепестка;  $a$  – протяженность перекрытия лепестков за опорным элементом;  $b$  – расстояние от начала лепестка до конца опорного элемента;  $c$  – длина опорного элемента.

По результатам решения УГД задачи для заданного положения пяты определяется величина результирующей сил давления смазочного слоя, т.е. величина осевой реакции (осевая несущая способность) лепесткового газодинамического подпятника

$$F = N l_p \int_a^l P(x) dx. \quad (19)$$

В случае двухстороннего подпятника при нахождении результирующей реакции можно использовать интеграл от избыточного давления  $Q(x)$ .

Предельная несущая способность  $F_{\text{пр}}$  при заданной скорости вращения определяется по достижении допустимого минимального зазора  $H_{\text{min}}$  между лепестками и валом, или между лепестками и пятой вала. Выбор величины минимального допустимого зазора при моделировании в вычислительных программах процесса нагружения опоры связан с той особенностью, что лепестки «отслеживают» поверхность пяты с весьма малыми зазорами. С другой стороны, исходные положения теории газовой смазки требуют, чтобы величина  $H_{\text{min}}$  превышала высоту микронеровностей ограничивающих слой поверхностей и приближенно соответствовала условию  $H_{\text{min}} \geq 100 \bar{l}_p$ , где  $\bar{l}_p$  – длина свободного пробега молекул смазывающего газа. При численном моделировании ЛГО величину  $H_{\text{min}}$  рассматриваем как варьируемый параметр и учитываем указанные ограничения при анализе результатов расчета.

Метод реализован в алгоритмах (рисунок 3) авторских программ расчета нагрузочных характеристик лепестковых газодинамических опор [5, 6]. В программах [7, 8] для каждого положения вала или пяты решается УГД задача. Использование средств визуализации Delphi и Visual C++ позволило создать удобный интерфейс: с помощью отображения на дисплее деформированной конфигурации упругого пакета и эпюр давления через равное число итерационных шагов пользователь получает представление о ходе вычислительного процесса. Такая реализация дает возможность делать выводы об эффективности настройки решателя УГД задачи в целом и подзадач расчета прогибов и давлений и изменять такие параметры вычислительной схемы, как число итераций в каждой из подзадач, шаг сетки, параметры  $\varepsilon^*$  завершения итерационных циклов, и другие.

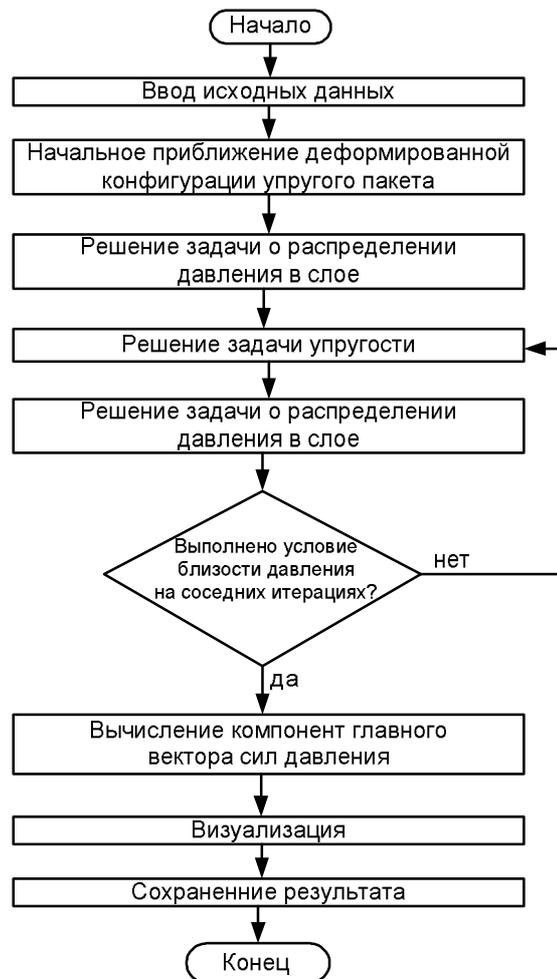


Рисунок 3. – Блок-схема алгоритма численного решения УГД задачи

**2. Результаты численного моделирования нагрузочных характеристик ЛГО. Радиальный подшипник** с параметрами:  $N = 8$ ;  $R_{ц} = 30,5$  мм;  $l_{л} = 43$  мм;  $R_{л} = 34$  мм;  $\alpha = 5^\circ$ ;  $L = 54$  мм;  $\delta_0 = 0,15$  мм;  $\delta_{п} = 0,02$  мм;  $H_{м} = 0,12$  мм;  $T = 500$  °С;  $P_a = 4$  атм.

На рис.4а – расчетные нагрузочные характеристики при различных скоростях вращения вала. На рис. 4б – зависимости максимального избыточного давления в зазоре  $Q_{max}$  и минимального зазора в опоре  $H_{min}$  от относительного эксцентриситета вала и втулки  $\epsilon$ . Номера линий и индексы обозначений на графиках соответствуют следующим скоростям вращения вала: 1 – 10000 об/мин; 2 – 25000 об/мин; 3 – 60000 об/мин; 4 – 72000 об/мин; 5 – статическая нагрузочная характеристика.

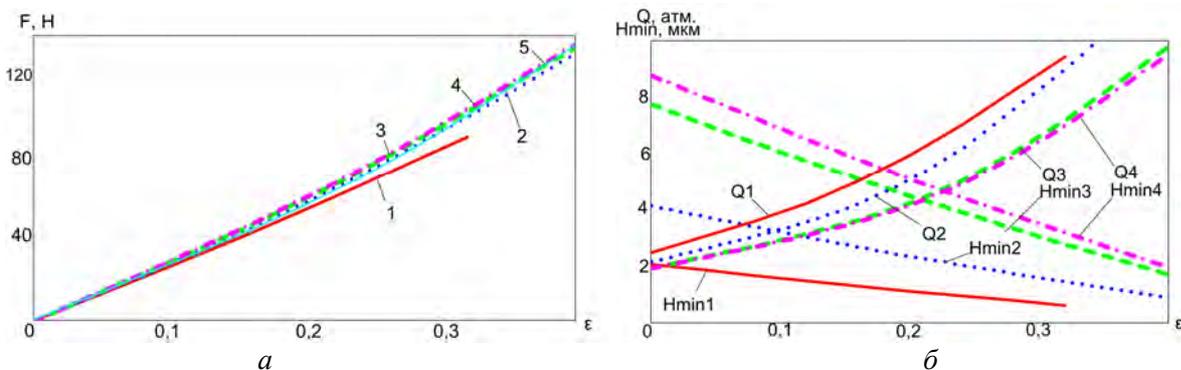


Рисунок 4. – Нагрузочные характеристики радиальной лепестковой опоры

По результатам вычислений нагрузочных характеристик ЛГО с указанными параметрами формулируем основные выводы:

1. Нагрузочные характеристики при заданных скоростях вращения вала 10...72 тыс. об/мин близки к статической нагрузочной характеристике (при  $\omega = 0$ ). Это соответствует предположению о том, что при умеренных нагрузках (меньше предельной) жесткость ЛГО определяется жесткостью упругого пакета лепестков.
2. При увеличении скорости вращения вала возрастает значение минимального зазора в между валом и упругим пакетом лепестков.
3. По рассчитанным нагрузочным характеристикам можно определить приближенно скорость «всплытия» вала турбомашин на газовом слое. Анализ данных о подъемной силе подшипника и толщине газового слоя, позволяет заключить, что при скорости около 10 тыс. об/мин происходит «всплытие» вала – формирование смазочного слоя и отделение поверхностей лепестков от поверхности вала с уравниванием нагрузки на вал.
4. Вследствие существующего преднатяга в подшипнике (упругий пакет после сборки опорного узла деформирован цапфой вала) момент сухого трения отличен от нуля даже при центральном положении вала. Момент сухого трения при пуске/останове ротора турбомашин превышает момент вязкого трения примерно в 10 раз.

Обоснование достоверности результатов, полученных по описанному методу, опирающееся на согласованность с данными экспериментальных исследований и с расчетами других авторов, содержится в работе [9].

**Результаты численного моделирования для двустороннего подпятника** с параметрами:  $l_{\text{л}} = 40$  мм;  $\delta_0 = 0,2$  мм;  $\delta_n = 0,03$  мм;  $\delta_s = 20$  мм;  $L_1 = 5$  мм;  $\delta_{\text{оп.}} = 0,15$  мм;  $c = 6$  мм;  $b = 3$  мм;  $R_{\text{внутр.}} = 35$  мм;  $R_{\text{внеш.}} = 59,5$  мм;  $N = 12$ ;  $P_a = 3,5$  атм. Номера линий соответствуют следующим значениям монтажного зазора и скорости вращения вала: 1 –  $H_M = 750$  мкм;  $\Omega = 60000$  об/мин; 2 –  $H_M = 750$  мкм;  $\Omega = 72000$  об/мин; 3 –  $H_M = 700$  мкм;  $\Omega = 60000$  об/мин; 4 –  $H_M = 700$  мкм;  $\Omega = 72000$  об/мин. На рис. 5а – нагрузочные характеристики опоры. На рис. 4б – зависимости минимального зазора в опоре от осевого смещения вала.

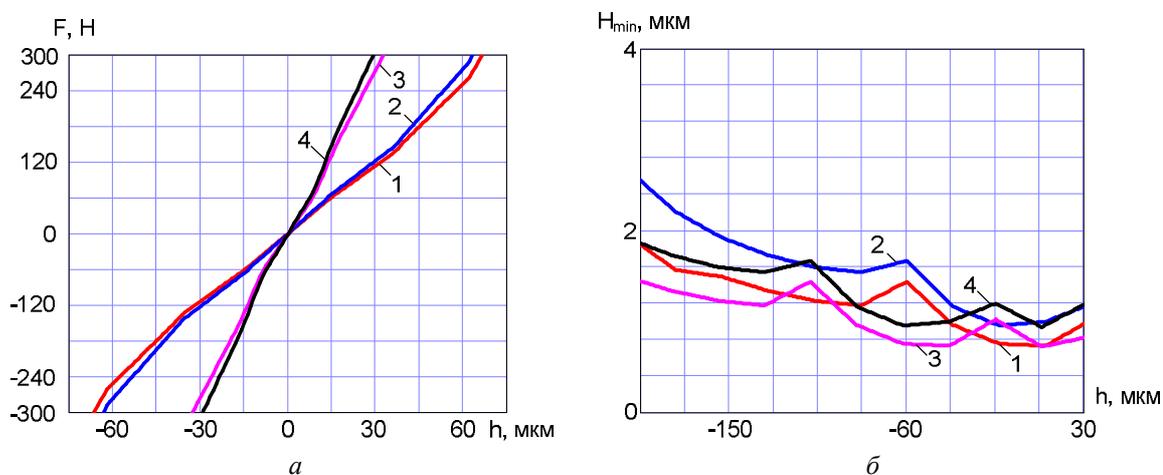


Рисунок 5. – Нагрузочные характеристики и минимальные зазоры двустороннего подпятника

Проведенные вычислительные эксперименты позволяют заключить, что параметры профиля и толщина основы лепестков подпятника существенно влияют на предельную несущую способность опоры.

**Заключение.** Накопленный опыт вычислений нагрузочных характеристик лепестковых газодинамических опор в созданных программах для ЭВМ позволяет сделать вывод об эффективности математических моделей и программных средств. Созданные программы оптимизированы для сокращения необходимого для вычислений времени и ориентированы на получение численных решений упругогидродинамической задачи с достаточной точностью. Накопленные расчетные данные позволяют перейти к разработке на основе созданной вычислительной программы методики автоматизированного проектирования ЛГО.

## Резюме

Реакции лепестковых газодинамических опор определяются на основе численного решения упругогидродинамической задачи для газового смазочного слоя, ограниченного упругими оболочками. Представлены метод и результаты вычислений нагрузочных характеристик лепестковых радиальных и осевых опор при различных значениях конструктивных параметров.

## Литература

1. Левина, Г.А. Определение реакций лепесткового газодинамического подшипника / Г.А. Левина, В.В. Смирнов // Челябинск: Челябинск. политехн. ин-т. – 1984. – Деп. в ВИНТИ 02.10.84. – № 7211-84.
2. Левина, Г.А. Решение упругогидродинамических задач и анализ нагрузочных характеристик лепесткового газодинамического подпятника с профилированными лепестками / Г.А. Левина, А.К. Бояршинова // М.: Машиноведение. – 1989. – № 4. – С. 88–94.
3. Левина, Г. А. Численное решение краевой задачи о распределении давления в слое сжимаемой смазки / Г. А. Левина, В. В. Смирнов // Информационные и робототехнические системы: Тематич. сб. научн. трудов. – Челябинск: ЧПИ. – 1985. – С.87–90.
4. Дроздович, В.Н. Газодинамические подшипники / В.Н. Дроздович // Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние). – 1976. – 208 с.
5. Левина, Г.А. Нагрузочные характеристики лепестковых радиальных подшипников турбомашин / Г.А. Левина, В.В. Дрокин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. – 2010. – №4(110). – С. 146–150. – ISSN 1994-2354.
6. Левина, Г.А. Численное моделирование и анализ нагрузочных характеристик лепесткового подшипника с газовым смазочным слоем / Г.А. Левина, В.В. Дрокин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2011. – Выпуск 18, №31 (248). – С. 23–30.
7. Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ. 2009616105 Российская Федерация. Упругогидродинамический расчет нагрузочных характеристик лепесткового газодинамического подшипника, v.1.0 / Г.А. Левина, В.В. Дрокин; заявители и патентообладатели Общество с ограниченной ответственностью «ЭкоТурбо» и Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2009614875; – зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 05.11.2009.
8. Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ. 2010616109 Российская Федерация. Расчет статических нагрузочных характеристик лепесткового газодинамического подшипника, v.1.0 / Г.А. Левина, В.В. Дрокин; заявитель и патентообладатель Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2010614474; – зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 16.09.2010.
9. Дрокин, В. В. Анализ нагрузочных характеристик лепесткового газодинамического подшипника на основе численного моделирования: автореферат дис. канд. техн. наук./В.В. Дрокин // Челябинск: Студия дизайна и типография «ТЕТА». – 2012. – 17 с.

## Summary

*The reactions of a multi-leaf bearing with gas lubrication are defined on the basis of the hydro elasticity problem's numerical solution for the gas layer restricted with elastic shells. The method and the results of the computing of the load characteristics of multi-leaf bearings with different design factors are presented.*

Поступила в редакцию 16.11.2012