

Динамическая модель бесконтактного пальчикового уплотнения

Селиванов А.В., Дзева И.Ю.

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова,
Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана
tejoum@ciam.ru

Аннотация. Исследован динамический отклик упругих элементов пальчикового уплотнения на заданное смещение ротора. Показано, что для согласованного перемещения пальчиков при приближении ротора необходимо, чтобы рабочий зазор между площадками пальчиков и ротором имел форму сходящегося клина по направлению вращения ротора. В этом случае за счет возникновения газодинамической подъемной силы можно обеспечить требуемую балансировку уплотнения и бесконтактный режим его работы. Результаты получены на основе численного решения динамической задачи аэроупругости.

Ключевые слова: бесконтактное пальчиковое уплотнение, уравнение Рейнольдса, аэроупругий анализ, динамический отклик

Введение

Современный газотурбинный двигатель имеет более 50 мест расположения уплотнений зазоров между неподвижными и вращающимися деталями, которые необходимы для организации течения газа в тракте охлаждения, обеспечения наддува предмаслянных полостей опор, формирования полостей разгрузки осевого усилия и герметизации отдельных узлов. Совершенствование этих уплотнений является одним из ключевых направлений развития газотурбинных двигателей традиционной схемы.

Уплотнение создает повышенное гидравлическое сопротивление в зазоре, что ведет к уменьшению перетока газа из области высокого давления в область низкого давления. Утечка через уплотнение напрямую влияет на величину отборов (потерь) рабочего газа из основного тракта в систему вторичных потоков и надежность работы системы охлаждения и наддува. Сокращение внутренних потерь газа за счет применения новых высокоэффективных уплотнений позволит повысить рабочие параметры двигателей и снизить удельный расход топлива на 2...3% [1].

На протяжении долгого времени стандартом уплотнительной техники являлись лабиринтные уплотнения, однако в последнее десятилетие все большее внимание уделяется разработке и внедрению новых уплотнительных устройств. Например, щеточные уплотнения уже используются в серийных двигателях компаний General Electric, Rolls-Royce, Pratt & Whitney и заложены в проекты и демонстраторы отечественных перспективных двигателей.

Основным недостатком лабиринтных уплотнений является жесткость их конструкции. В течение полетного цикла детали уплотнительного узла, как и все элементы двигателя, деформируются под действием нестационарных тепловых и инерционных нагрузок, что ведет к изменению рабочего зазора. Характерная кинетика изменения радиального зазора в лабиринтном уплотнении, установленном за компрессором высокого давления, показана на рисунке 1. Монтажный зазор определяется по режиму с минимальным рабочим зазором, и на протяжении большей части полета уплотнение работает с избыточным зазором 0,3...1,0 мм, что значительно увеличивает утечку газа и негативно влияет на эффективность работы двигателя.

Для решения этой проблемы предлагается использовать уплотнения с упругими элементами, которые могут компенсировать изменение зазора в уплотнительном узле, вызванное внешними факторами. Для смещения упругих элементов используют принципы газодинамической и газостатической балансировки – при изменении зазора меняется распределение давления в газовом слое и, соответственно, величина подъемной силы. В результате гиб-

кие элементы «всплывают» над поверхностью ротора на тонкой газовой пленке, обеспечивая гарантированно малый зазор на протяжении всего полета. К «плавающим» уплотнениям можно отнести бесконтактные пальчиковые, фольговые, лепестковые (пластинчатые) и комбинированные уплотнения. Уровень утечки газа через них в 2...4 раза ниже, чем через традиционные лабиринтные уплотнения [3, 4].

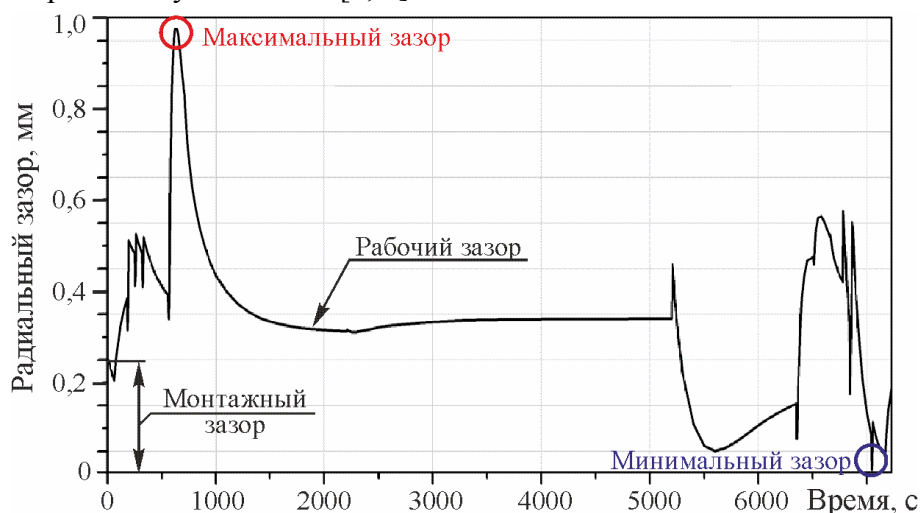


Рисунок 1. Кинетика изменения радиального зазора в лабиринтном уплотнении за компрессором высокого давления в течение полетного цикла двигателя [2]

В статье рассмотрена конструкция бесконтактного пальчикового уплотнения, которое успешно прошло ряд стендовых испытаний [5, 6].

Схема уплотнения показана на рисунке 2,а. Уплотнение состоит из двух тонких кольцевых пластин, закрепленных внутри корпуса. В пластинах выполнены прорезы, которые образуют ряд одинаковых упругих элементов, называемых «пальчиками». Для исключения утечки газа через прорезы пластины при сборке поворачивают так, чтобы пальчики одной пластины полностью перекрывали прорезы другой. Монтажный зазор между пластинами и ротором составляет менее 0,1 мм. Пальчики задней по потоку пластины имеют на своих свободных концах площадки, вытянутые вдоль оси ротора. Неравномерное давление газа на эти площадки создает подъемную газовую силу, которая определяет балансировку пальчиков.

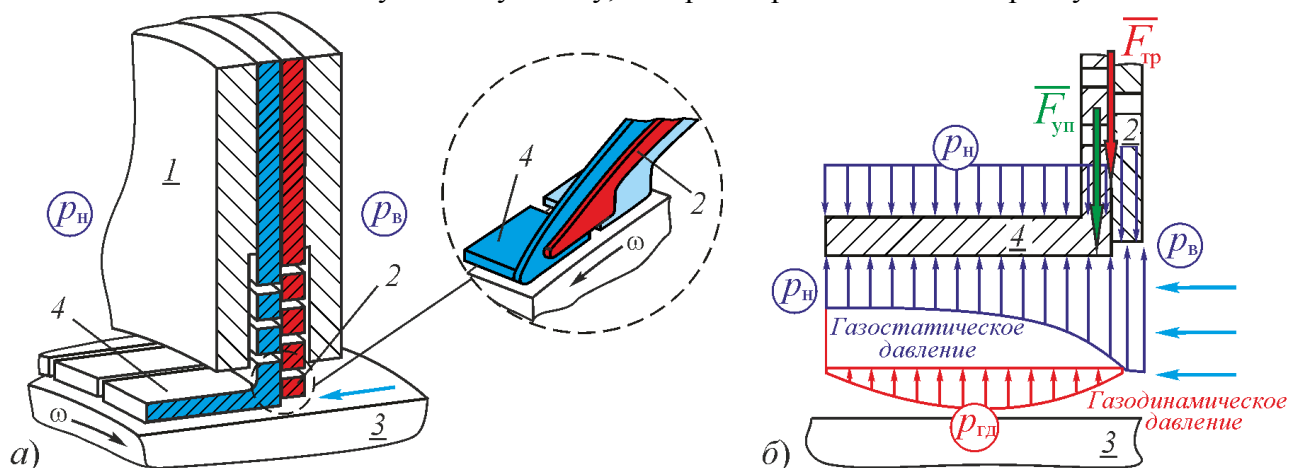


Рисунок 2. Конструкция и схема балансировки бесконтактного пальчикового уплотнения: 1 – корпус уплотнения; 2 – передняя пластина с пальчиками; 3 – ротор; 4 – задняя пластина с пальчиками и подъемными площадками

Консольное закрепление пальчиков позволяет им смещаться под действием газовых подъемных сил, и, тем самым, реагировать на изменение рабочих условий в уплотнении. Силовая схема балансировки показана на рисунке 2,б: на пальчики действуют распределенные

силы давления газа, сила упругой реакции пальчика $F_{уп}$ и сила трения между пальчиками передней и задней пластины $F_{тр}$. Газостатическая подъемная сила определяется осевым перепадом давления и отвечает за базовое отклонение пальчиков. Переменная газодинамическая сила возникает при вращении ротора (за счет наличия газового клина под площадками) и обеспечивает возможность согласованного смещения пальчиков при изменении зазора. Деформации пальчиков в общем случае независимы друг от друга, что позволяет уплотнению корректировать неосесимметричные изменения зазора. Для исключения трения между пластинами корпуса и пальчиками последние отделяют от корпуса при помощи кольцевых проставок или пазов, как показано на рисунке 2,а.

Радиальная балансировка передних пальчиков (без подъемных площадок) ограничена их малой толщиной, а возникающая газостатическая сила направлена к ротору и практически не меняется при изменении зазора. Поэтому внутренний диаметр передней пластины, как правило, конструктивно увеличивают, оставляя определенный запас на смещение ротора [6].

Основным элементом уплотнения являются задние пальчики с подъемными площадками, которые под действием переменной силы давления балансируют в потоке газа, протекающего в зазоре между ними и ротором. При этом величина подъемной силы зависит от текущего положения пальчиков (текущего зазора), что приводит к необходимости решения задачи аэроупругого анализа при расчете характеристик пальчикового уплотнения. Ключевые характеристики уплотнения – равновесный рабочий зазор и утечка газа на различных режимах, – могут быть определены при статической постановке задачи [7, 8]. Анализ работы уплотнения на переходных режимах и при смещениях ротора требует решения динамической задачи аэроупругости и является целью данной статьи.

Математическая модель балансировки бесконтактного пальчикового уплотнения

При построении динамической модели балансировки пальчиков был принят ряд допущений. Поворотная симметрия конструкции и нагрузок и независимость перемещений пальчиков одной пластины позволила перейти к расчетной схеме уплотнения, состоящей из произвольно выбранного пальчика с подъемной площадкой, примыкающих пальчиков передней пластины и области течения газа между пальчиками и ротором. Давление газа в области над площадками считалось постоянным.

Дополнительно было принято условие независимости перемещений передних и задних пальчиков, что является допустимым начальным приближением. В общем случае при динамическом анализе можно либо рассмотреть переднюю пластину как неподвижное основание, а контактное взаимодействие пальчиков передней и задней пластин учесть силой трения, либо рассмотреть совместное движение передних и задних пальчиков. Оба подхода требуют более детального исследования и являются направлениями дальнейшей работы.

Математическая модель, построенная с учетом вышеуказанных допущений, позволяет исследовать динамику балансировки пальчиков с площадками и может, в первом приближении, служить для оценки работоспособности всего пальчикового уплотнения.

Результаты предварительных трехмерных расчетов напряженно-деформированного состояния пальчиков показали, что площадки пальчиков практически не деформируются и смещаются как твердое тело при деформации их подвеса (ножки). Это позволяет использовать представление пальчика в виде абсолютно жесткой подъемной площадки на гибком подвесе, который моделируется консольной криволинейной балкой. Перемещения и повороты площадки как твердого целого обусловлены перемещениями и поворотами сечения F , в котором она сопрягается с ножкой (рисунок 3). Подобная балочная модель была предложена авторами в работе [7], где для расчета деформированного состояния пальчиков использованы классические методы сопротивления материалов (уравнения равновесия и интегралы Мора). Модификация балочной модели при учете податливости основания позволила обеспечить расхождение величин радиальных перемещений угловых точек подъемной площадки менее 5% по сравнению с результатами расчетов на основе трехмерной конечно-элементной моде-

ли [7].

Положение подъемной площадки определяется шестью обобщенными координатами: перемещениями δ_τ , δ_ν , δ_β и углами поворота θ_τ , θ_ν , θ_β . Начало отсчета координат выбрано в центре сечения сопряжения F недеформированного пальчика, направление осей τ , ν , β показано на рисунке 3. Для проведения динамического анализа выполнен переход к эквивалентной дискретной модели с двумя степенями свободы $\delta(t) = \delta_\nu$ и $\theta(t) = \theta_\beta$, которые непосредственно связаны с радиальным перемещением и наклоном площадки по окружности (рисунок 3). Выбранные степени свободы имеют наибольшее влияние на величину подъемной силы и определяют динамику работы уплотнения.

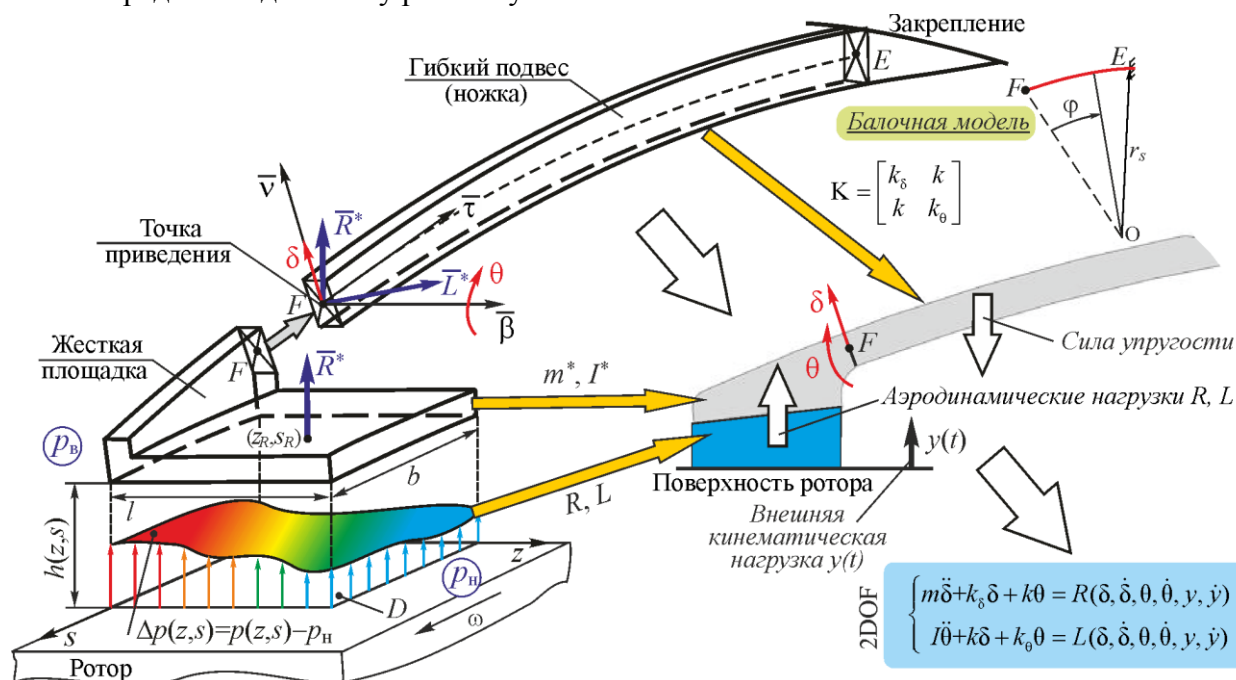


Рисунок 3. Расчетная схема и динамическая модель пальчика с подъемной площадкой

Уравнения движения пальчика с подъемной площадкой имеют вид:

$$\begin{cases} m\ddot{\delta} + k_\delta \dot{\delta} + k\theta = R(\delta, \dot{\delta}, \theta, \dot{\theta}, y, \dot{y}); \\ I\ddot{\theta} + k\dot{\delta} + k_\theta \theta = L(\delta, \dot{\delta}, \theta, \dot{\theta}, y, \dot{y}), \end{cases} \quad (1)$$

где: m и I – эквивалентные масса и момент инерции пальчика, вычисленные с учетом инерционных свойств гибкого подвеса; k_δ , k_θ и k – коэффициенты прямой и перекрестной жесткости пальчика, соответственно.

Эквивалентная масса пальчика m сосредоточена в точке F , а эквивалентный момент инерции I вычислен относительно оси β (см. рисунок 3).

Аэродинамическая (газовая) нагрузка, действующая на площадку пальчика, задается в виде проекций главного вектора \bar{R}^* и главного момента \bar{L}^* системы распределенных сил давления газа: R – газовая подъемная сила, действующая по направлению ν ; L – проекция вектора момента силы \bar{R}^* относительно точки приведения F на ось β . Кинематическое нагружение пальчика задается в виде функции $y = y(t)$, моделирующей радиальное смещение поверхности ротора.

Базовая конструкция пальчикового уплотнения, рассмотренная в статье, имеет следующие основные размеры: внутренний диаметр уплотнения 160 мм, диаметр основания пальчиков 172 мм, радиус ножки пальчика 90 мм, толщина пластин с пальчиками 1,0 мм, ширина прорезей между соседними пальчиками одной пластины 0,4 мм, окружной и осевой размеры подъемной площадки $b = 5,18$ мм и $l = 6,5$ мм, количество пальчиков в пластине 90.

Расчеты выполнены для рабочих условий: давление газа на входе в уплотнение $p_{в} = 0,35$ МПа, давление газа на выходе $p_{н} = 0,25$ МПа (осевой перепад давления 0,1 МПа), температура газа 300 К, угловая скорость ротора 1000 рад/с. Рассмотренные рабочие условия характерны для размещения уплотнения в опоре газотурбинного двигателя.

Коэффициенты инерции и жесткости пальчика

Прямые и перекрестные коэффициенты жесткости пальчика определены обращением матрицы податливостей G :

$$K = \begin{bmatrix} k_{\delta} & k \\ k & k_{\theta} \end{bmatrix} = G^{-1} = \begin{bmatrix} g_{\delta} & g \\ g & g_{\theta} \end{bmatrix}^{-1}, \tag{2}$$

где податливости g_{δ} , g_{θ} и g вычислены на основе балочной модели пальчика при приложении единичной силы и момента в направлениях ν и β в торцевом сечении F .

Соответствующие перемещения Δ_1^{ij} определены при помощи интегралов Мора с учетом податливостей основания $\Delta_{осн}^{ij}$:

$$\Delta_1^{ij} = \int_0^{\varphi_s} \frac{M_1^i M_1^j}{E_n J} r_n d\varphi + \Delta_{осн}^{ij}, \quad i, j \in \delta, \theta, \tag{3}$$

где: φ – угловая координата дуги ножки пальчика (рисунок 3); $M_1^{i,j}(\varphi)$ – распределения внутреннего изгибающего момента по длине ножки; r_n – радиус ножки; J – момент инерции сечения ножки; E_n – модуль упругости материала.

Податливости определяются численными равенствами $g_{\delta} = \Delta_1^{\delta\delta}$, $g_{\theta} = \Delta_1^{\theta\theta}$ и $g = \Delta_1^{\delta\theta} = \Delta_1^{\theta\delta}$.

Коэффициенты жесткости пальчиков рассматриваемого уплотнения имеют следующие значения: $k_{\delta} \approx 90$ Н/мм, $k_{\theta} \approx 6000$ Н·мм, $k = -640$ Н. Эквивалентные масса $m = 0,29$ г, эквивалентный момент инерции $I = 2,81$ г·мм².

Расчет газовых нагрузок

Для определения газовых нагрузок, действующих на пальчиковое уплотнение, построена модель течения газа в зазоре между ротором и площадками. Особенностью расчетной области является большое отношение линейных размеров – при габаритах площадки порядка 5...7 мм зазор под ней составляет сотые доли миллиметра. С учетом малости радиального зазора использована модель течения на основе двухмерного уравнения Рейнольдса для газовой смазки в квазистационарной постановке:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial s} \left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial s} \right) = 12\eta p V + 6\eta\omega r_{рот} \frac{\partial(ph)}{\partial s}, \tag{4}$$

где: $p = p(z, s)$ – давление газа; $h = h(z, s)$ – зазор под площадкой; z и s – осевая и окружная декартовы координаты на развертке зазора D ; η – динамическая вязкость газа; ω – угловая скорость ротора; $r_{рот}$ – радиус ротора; $V = V(z, s)$ – относительная радиальная скорость подъемной площадки.

Течение считается сжимаемым, изотермическим и ламинарным. Учет слагаемого, содержащего радиальную скорость площадки относительно поверхности вала, позволяет учесть демпфирование газовой пленки при квазистационарной постановке. На границах расчетной области заданы статические давления: на входе $p(0, s) = p_{в}$; на выходе $p(l, s) = p_{н}$; на боковых поверхностях $p(z, 0) = p(z, b) = p_{н}$.

Для решения нелинейного уравнения Рейнольдса (4) применен метод конечных элементов в комбинации с методом Ньютона [7]. Система разрешающих уравнений МКЭ полу-

чена в явном виде при помощи символьных вычислений в среде Maple. Граничные условия учтены методом штрафа, а само уравнение обезразмерено для выравнивания порядков коэффициентов в разрешающей системе. Расчеты проведены при помощи собственной программы нелинейного анализа МКЭ. Тип конечного элемента – четырехугольный с билинейными функциями формы.

Двухмерная модель течения верифицирована путем сравнения распределений давления и интегральных характеристик с результатами, полученными при трехмерном моделировании течения в коммерческом вычислительном комплексе. На рисунках 4 – 5 видно хорошее совпадение распределений давления газа при малых зазорах. При относительно больших зазорах (рисунок 6) совпадение распределений давления можно признать удовлетворительным, что объясняется несогласованными граничными условиями на боковых поверхностях расчетной области. При этом погрешность вычисления подъемной силы и момента не превышает 5% по сравнению с трехмерной моделью течения [7]. Дополнительное согласование граничных условий позволило снизить погрешность вычисления подъемной силы до 1%, а согласование профиля входного давления – снизить погрешность вычисления утечки газа под площадками до 7%. Применение модели Рейнольдса на порядок сокращает время подготовки и проведения расчетов по сравнению с трехмерным моделированием.

На рисунках 4 – 6 показаны характерные распределения статического давления газа под подъемной площадкой при различных углах наклона площадки по окружности.

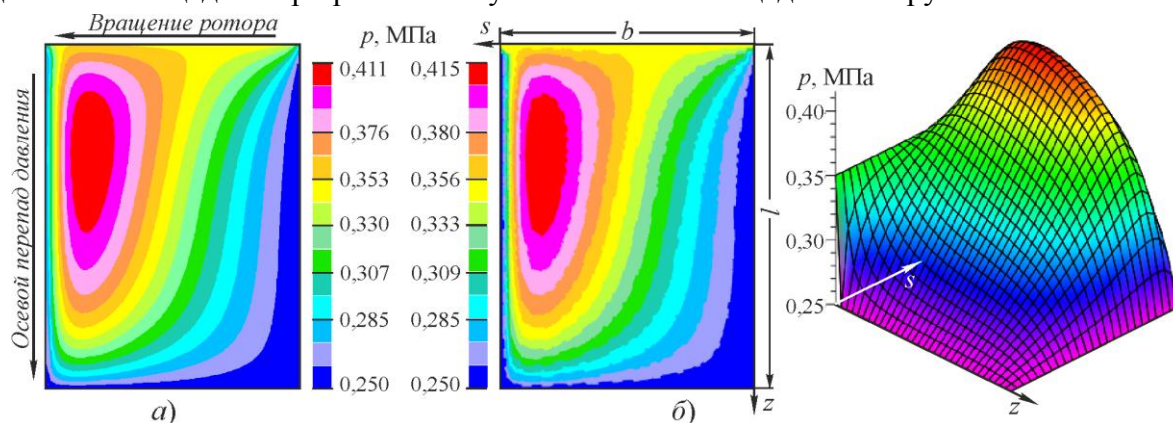


Рисунок 4. Распределение давления газа в сходящемся по окружности зазоре $h(z, 0) = 7$ мкм и $h(z, b) = 3$ мкм: *a* – 3D модель течения; *б* – 2D модель Рейнольдса

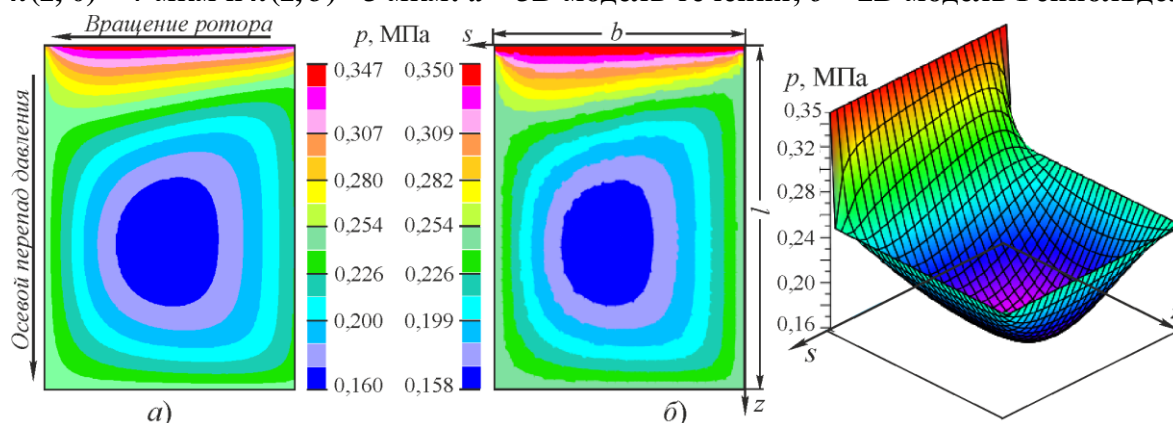


Рисунок 5. Распределение давления газа в расходящемся по окружности зазоре $h(z, 0) = 3$ мкм и $h(z, b) = 7$ мкм: *a* – 3D модель течения; *б* – 2D модель Рейнольдса

Как видно, при малом сходящемся (конфузорном) по направлению вращения ротора зазоре возникает газодинамический подъемный клин (рисунок 4), а при малом расходящемся (диффузорном) зазоре – область пониженного давления (рисунок 5). При относительно больших зазорах эти эффекты менее выражены (рисунок 6). Полученные результаты позво-

ляют сделать вывод о существенной зависимости величины газовой подъемной силы от радиального зазора и угла наклона площадок по окружности, которые введены через обобщенные координаты $\delta(t)$ и $\theta(t)$ в динамическую модель балансировки пальчика (1).

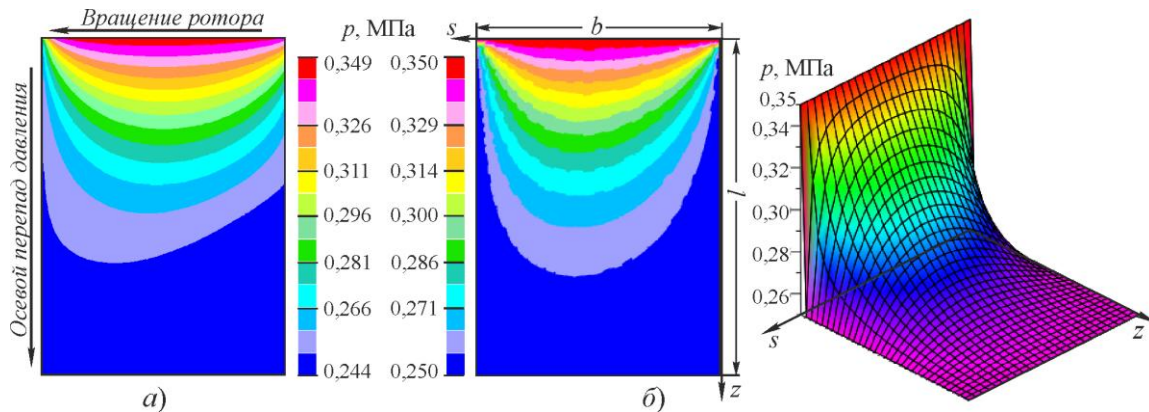


Рисунок 6. Распределение давления газа в расходящемся по окружности зазоре $h(z, 0) = 30$ мкм и $h(z, b) = 70$ мкм: *a* – 3D модель течения; *б* – 2D модель Рейнольдса

По найденному распределению давления $p(z, s)$ вычислена суммарная подъемная сила, действующая на площадку:

$$R^* = \iint_D \Delta p(z, s) dz ds = \iint_D p(z, s) - p_n dz ds. \tag{5}$$

При этом учтено допущение об абсолютной жесткости площадки. Координаты точки приложения силы R^* определены через соотношения:

$$z_R = \frac{1}{R^*} \iint_D z \cdot \Delta p(z, s) dz ds; \quad s_R = \frac{1}{R^*} \iint_D s \cdot \Delta p(z, s) dz ds.$$

При переносе силы \vec{R}^* в точку F появляется векторный момент \vec{L}^* . Проекции вектора силы и вектора момента на соответствующие оси определяют газовые нагрузки в системе: $R = \vec{R}^* \cdot \vec{\nu}$, $L = \vec{L}^* \cdot \vec{\beta}$. Характерное распределение подъемной силы для неподвижной площадки при $V=0$ приведено на рисунке 7. Отметим, что подъемная сила R и момент L имеют качественно похожие распределения.

Для визуализации распределений газовых нагрузок использованы функциональные соотношения

$$R, L \quad \delta, \dot{\delta}, \theta, \dot{\theta}, y, \dot{y} = \{R, L\} \quad h_1(\delta, \theta, y), h_2(\delta, \theta, y), V(\dot{\delta}, \dot{\theta}, \dot{y}),$$

которые связывают обобщенные координаты и скорости динамической модели, текущее радиальное смещение и скорость поверхности ротора (y и \dot{y}) с радиальной скоростью V площадки относительно поверхности ротора и значениями зазора на входе под площадку по окружности $h_1 = h(z, 0)$ и на выходе из-под площадки $h_2 = h(z, b)$.

Из рисунка 7 видно, что характеристика жесткости газового слоя является сильно нелинейной в области малых зазоров. Поэтому было принято решение не проводить линеаризацию правых частей уравнений движения (1), а использовать прямое интегрирование уравнений движения с учетом предварительно построенного поля аэродинамических усилий.

Для этого была проведена серия газодинамических расчетов на основе решения уравнения Рейнольдса и сформирована база значений R и L относительно обобщенных перемещений δ , θ и скоростей $\dot{\delta}$, $\dot{\theta}$ в широком диапазоне их изменения. Плотность расположения точек базы в области малых зазоров была в несколько раз больше, чем в области больших зазоров. Все расчеты выполнены для фиксированного перепада давления и угловой скорости ротора, приведенных выше. Для вычисления величин силы и момента на каждом шаге интегрирования по времени использована линейная интерполяция между соответствующими

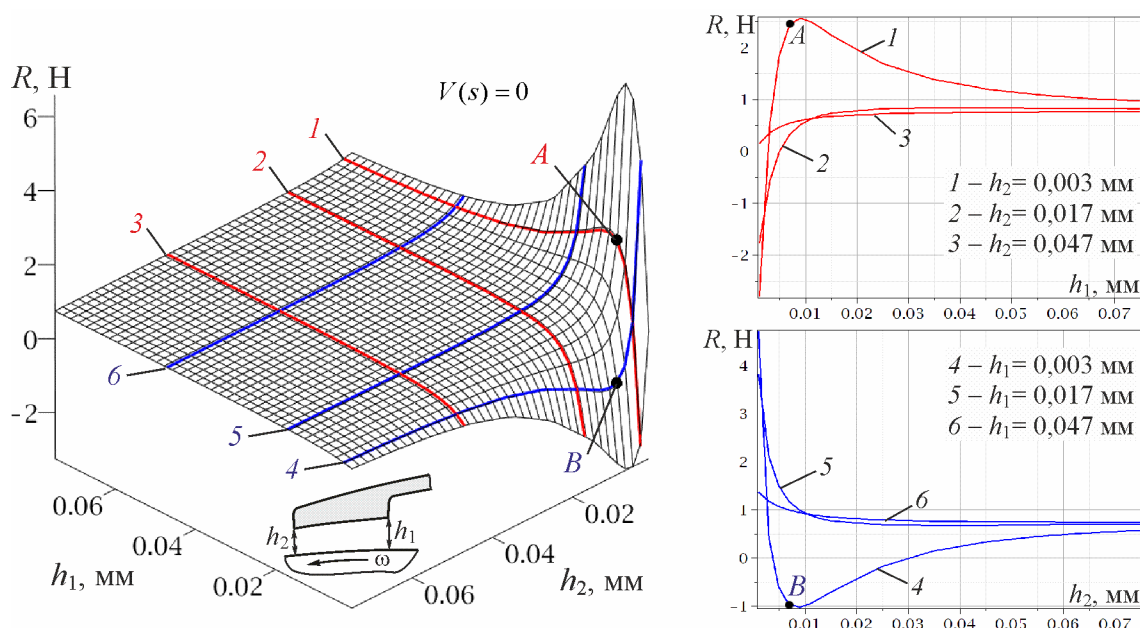


Рисунок 7. Распределение подъемной силы R и его сечения в зависимости от параметров зазора при нулевых значениях скоростей площадки и ротора

Эквивалентная динамическая модель (1) была успешно протестирована на примере решения задачи поиска равновесного положения пальчиков в потоке газа. Отмечено хорошее совпадение результатов с данными, полученными при решении статической задачи аэроупругости [7].

Моделирование отклика пальчиков при смещении поверхности ротора

Результаты исследования отклика пальчиков с подъемными площадками при модельных смещениях поверхности ротора представлены на рисунках 8 – 9. Для интегрирования уравнений движения (1) использован метод Рунге-Кутты четвертого порядка точности с постоянным малым шагом. Начальные условия соответствуют недеформированному состоянию пальчика.

Рассмотрены два варианта функции $y(t)$, моделирующей радиальное смещение поверхности ротора: кусочно-линейное изменение зазора, вызванное, например, центробежным или температурным расширением ротора, и гармоническое смещение ротора. Данные на рисунках 8 – 9 приведены в безразмерном виде: расстояния в долях от максимального линейного смещения ротора $y_{\max} = 0,07$ мм, модельное время τ в долях от общего времени моделирования $T_{\text{мод}}$:

$$h^* = h(\tau)/y_{\max}, \quad y^* = y(\tau)/y_{\max}, \quad \tau = t/T_{\text{мод}}.$$

Проведенный динамический анализ позволил сделать ряд важных заключений. Для базовой конструкции уплотнения, когда подъемные площадки расположены концентрично ротору и начальный зазор постоянен по окружности, действие газовой подъемной силы приводит к раскрытию зазора в окружном направлении. В результате газодинамическая балансировка становится невозможна и пальчики не реагируют на приближение ротора, а в некоторых случаях даже поджимаются к его поверхности за счет «прижимающей» силы (см. рисунок 5). Этот эффект наглядно показан на рисунке 8 при линейном расширении ротора. Работа уплотнения в условиях касания пальчиков о поверхность ротора недопустима и ведет к снижению его ресурса.

Для обеспечения согласованного перемещения пальчиков при приближении ротора необходимо, чтобы рабочий зазор под площадками имел форму сходящегося в окружном

направлении клина. Этого можно добиться за счет предварительного наклона подъемных площадок. В этом случае уменьшение зазора ведет к увеличению газодинамической составляющей подъемной силы (рисунок 4) и перемещению пальчиков в направлении от ротора.

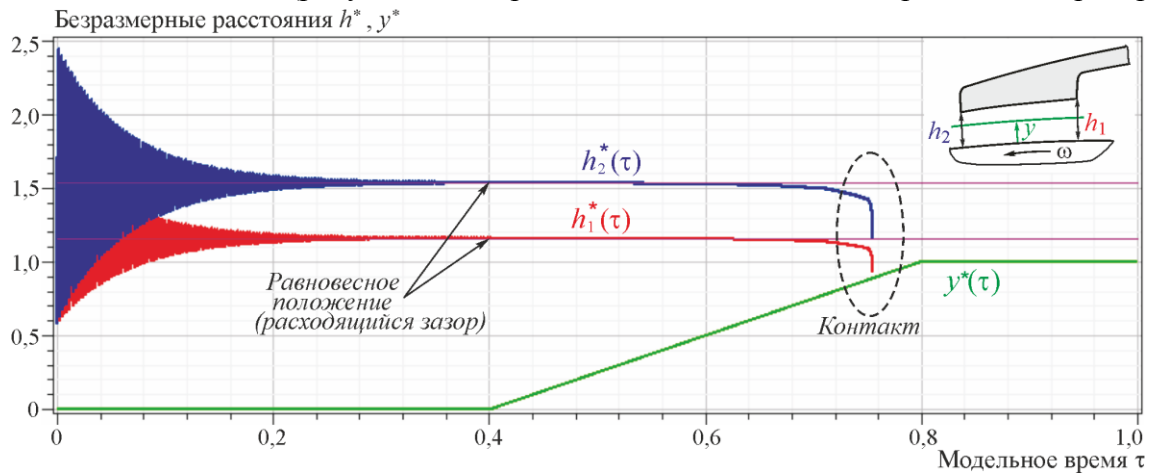


Рисунок 8. Динамический отклик пальчиков на линейное расширение ротора (модель) при концентричном начальном зазоре $h_1(0) = h_2(0)$

Для примера на рисунке 9 показано поведение пальчиков при линейном и гармоническом смещениях ротора.

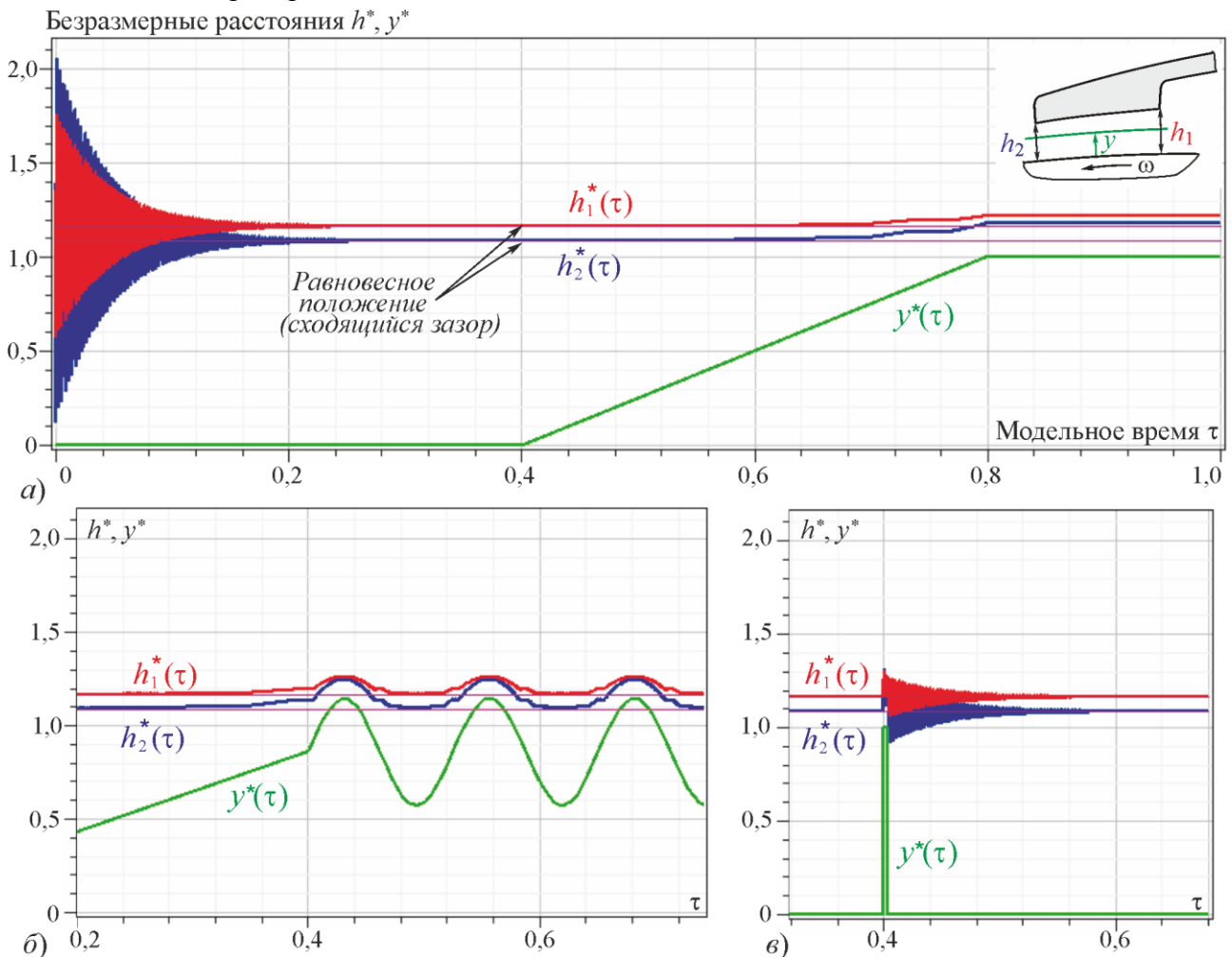


Рисунок 9. Динамический отклик пальчиков на модельное смещение поверхности ротора при $h_1(0) > h_2(0)$: а – линейное смещение; б – гармоническое смещение; в – «импульсное» смещение

Наглядно видно, что при больших значениях зазора между площадкой и ротором отклик уплотнения на смещение ротора незначителен. При уменьшении зазора пальчики начинают отгибаться и не допускают возникновения контакта с ротором. Как видно из графиков на рисунке 9, при рассмотренных законах движения ротора пальчики корректно отслеживают его поведение, а зазор сохраняет конфузурность по окружному направлению. Однако при больших смещениях ротора зазор раскрывается и становится диффузорным, что нарушает газодинамическую балансировку. Этот эффект необходимо учитывать при проектировании уплотнения.

Заключительным этапом исследования являлась проверка аэроупругой устойчивости работы уплотнения. Известно, что для гибких элементов в потоке газа возможно возбуждение автоколебательных процессов, когда за счет энергии потока система теряет устойчивость. Для оценки устойчивости пальчиков использована динамическая модель (1) с правой частью, линеаризованной в окрестности рабочего положения равновесия. Анализ устойчивости колебательной системы с двумя степенями свободы проведен с использованием критерия Рауса-Гурвица. Для исследуемой конструкции уплотнения действительные части корней характеристического уравнения отрицательны, и, следовательно, рабочее равновесное положение пальчиков является устойчивым. Этот вывод подтверждается результатом прямого моделирования поведения пальчиков на основе численного интегрирования по времени системы (1) с нелинейной правой частью. На рисунке 9,в наглядно видно затухание колебаний при «импульсном» возбуждении системы.

Заключение

1. Пальчиковое уплотнение должно рассматриваться, в первую очередь, как динамическая система, способная автономно реагировать на изменение зазора в уплотнительном узле, вызванное внешними факторами. Работоспособность уплотнения обеспечивается за счет балансировки пальчиков в потоке под действием газостатической и газодинамической подъемных сил.
2. Для возникновения газодинамической подъемной силы необходимо, чтобы рабочий зазор между пальчиками и ротором имел форму сходящегося клина по направлению вращения ротора. В противном случае, пальчики слабо реагируют на приближение ротора, а в некоторых случаях, наоборот, даже поджимаются к его поверхности, что недопустимо.
3. Определяющими параметрами при выборе конструкции уплотнения являются: размах и кинетика изменения зазора под действием внешних нагрузок, перепад давления и скорость вращения ротора. В зависимости от этого, на основе решения обратной задачи определяется жесткость (форма) пальчиков, начальный зазор и наклон площадок, обеспечивающие требуемый рабочий зазор и наличие газового подъемного клина. В случае, когда газостатическая подъемная сила, определяемая перепадом давления, приводит к чрезмерному подъему пальчиков, целесообразно выполнение окружной канавки на внутренней поверхности площадок для перераспределения давления и уменьшения подъемной силы [7, 8].

Литература

1. Delgado I.R., Proctor M.P. A Review of Engine Seal Performance and Requirements for Current and Future Army Engine Platforms // NASA TM-2008-215161. 23 p.
2. Темис Ю.М., Селиванов А.В. Термомеханическая модель двигателя // Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К.В. Фролов и др. Самолеты и вертолеты. Т. IV-21. Авиационные двигатели. Кн. 3 / В.А. Скибин, В.И. Солонин, Ю.М. Темис и др.; под ред. В.А. Скибина, Ю.М. Темиса, В.А. Сосунова. М.: Машиностроение, 2010. С. 524–528.
3. Chupp R.E., Hendricks R.C. Lattime S.B., Steinetz B.M. Sealing in Turbomachinery // NASA/TM-2006-214341. 60 p.
4. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Дзева И.Ю. Комплексный анализ перспективных уплотни-

тельных систем // Новые технологические процессы и надежность ГТД. Вып. 9. Подшипники и уплотнения / Научно-технический сборник статей под ред. Ю.А. Ножницкого и Н.И. Петрова. М.: ЦИАМ, 2013. С. 179-203.

5. Braun M.J., Pierson H.M., Deng D., Proctor M.P. Non-contacting Finger Seal Developments and Design Considerations: Thermofluid and Dynamics Characterization, Experimental // NASA/CP-2005-213655/VOL1. P. 181–208.
6. Proctor M.P., Delgado I.R. Preliminary Test Results of a Non-Contacting Finger Seal on a Herringbone-Grooved Rotor // NASA/TM-2008-215475. 22 p.
7. Temis J.M., Selivanov A.V., Dzeva I.J. Finger Seal Design Based On Fluid-Solid Interaction Model // Proc. ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. San Antonio, Texas, USA, 2013. Paper GT2013-95701. 9 p.
8. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Дзева И.Ю. Расчетное исследование бесконтактных пальчиковых уплотнений // Вестник СГАУ. 2011. № 3 (27), Ч. 1. С. 168–173.