

УДК 621.822.5-9.001.24

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРА НА ГАЗОВЫХ ОПОРАХ

© 2011 Ю. М. Темис, М. Ю. Темис, А. М. Егоров, В. В. Гаврилов, В. Н. Огородов

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

Для создания расчетно-экспериментальной модели высокооборотного ротора на газовых опорах разработаны математическая модель динамики ротора и экспериментальный стенд с ротором на газовых опорах. Математическая модель ротора включает в себя модель вала и модель нелинейной опоры с газодинамическим лепестковым подшипником, которая рассматривает контакт четырех тел вал-газовая смазка-лепестки-обойма подшипника. Для проверки результатов математического моделирования и отладки работы трансмиссии малоразмерных газотурбинных установок (ГТУ) разработан испытательный стенд с ротором в газовых опорах. Проведены первые расчеты и экспериментальные исследования вращения ротора-имитатора в газовых опорах. Численно и экспериментально определены орбиты ротора в подшипниках и проведен их сравнительный спектральный анализ.

Газотурбинная установка, газодинамический подшипник, динамика ротора.

Введение

Малоразмерные стационарные ГТУ находят широкое применение в качестве источников энергии в различных отраслях промышленности. К одному из основных аспектов проектирования малоразмерных ГТУ можно отнести выбор типа и разработку опоры для высокооборотного ротора установки, которая способна обеспечить требуемый ресурс и грузоподъемность при ограничении на её габариты. В большинстве случаев подобным критериям отвечают подшипники скольжения с упругими лепестками, работающие в режиме газодинамической смазки [1]. В настоящее время активно изучаются характеристики как газодинамических опор, так и трансмиссии ГТУ в целом. Во многих работах представлены как численные [2, 3], так и экспериментальные исследования [4, 5]. Однако следует отметить, что большинство подобных исследований проводятся в лабораториях NASA и ассоциированных с NASA. Информация об этом большей частью ограничена и носит сугубо академический или рекламный характер. Поэтому необходима разработка собственной методики проектирования стационарных ГТУ с высокооборотными роторами на газовой смазке. Очевидно, что разработка подобной методики предполагает создание расчетно-экспериментальных моделей и методик исследований, что требует развития серии математических моделей узлов стационарной ГТУ и испытательных

стендов, позволяющих отрабатывать конструкции роторов и опор.

В настоящей работе описана методика проектирования малоразмерных стационарных ГТУ с высокооборотными роторами на газовых опорах. Проведено расчетно-экспериментальное исследование динамических характеристик малоразмерной газотурбинной установки с ротором в лепестковых подшипниках скольжения. Основным при разработке методики является: создание адекватной модели динамики ротора и разработка расчетных алгоритмов для максимально точного определения характеристик опор с газовой смазкой. Сложность задачи заключается в ее многодисциплинарном характере. Модель динамики ротора строится с учетом центробежной нагрузки на сборку ротора, а определение характеристик подшипников скольжения осуществляется при одновременном расчете течения газовой смазки в зазоре и упругого деформирования элементов подшипников. Для экспериментальных исследований разработан, изготовлен и испытан узел ротора-имитатора с высокооборотным ротором на газовых лепестковых подшипниках.

Модель ротора

Для численного исследования динамики ротора на газовых опорах разработана многодисциплинарная модель, включающая в себя модель вала, дисков и нелинейных опор [6-8]. Конечно-элементная модель ротора в неподвижной системе координат x ,

u, z описывается матричными уравнениями МКЭ вида

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C(\{U\}, \omega)]\{\dot{U}\} + ([K_R] + [K_S(\{U\}, \omega)])\{U\} = \{F\}, \quad (1)$$

где $\{U\}$, $\{\dot{U}\}$, $\{\ddot{U}\}$ – векторы перемещений, скоростей и ускорений узлов на оси ротора; $[K_R]$ – матрица жесткости вала, получаемая из локальных матриц жесткости конечных элементов вала; $[M]$ – матрица масс вала и присоединенных к нему деталей (дисков, вращающихся частей подшипников и уплотнений); $[K_S(\{U\}, \omega)]$ – матрица жесткости, учитывающая вклад опор и уплотнений и получаемая из локальных матриц жесткости опор и уплотнений; $[C(\{U\}, \omega)]$ – матрица, учитывающая влияние гироскопических моментов и демпфирования в опорах и уплотнениях; $\{F\}$ – вектор внешних сил.

Матрицы масс $[M]$ и жесткости $[K_R]$ не изменяются в процессе движения при заданной частоте вращения ротора. В отличие от них коэффициенты матриц $[K_S]$ и $[C]$ могут зависеть не только от скорости вращения ротора, но и от положения изогнутой оси вала в опорах. Коэффициенты матрицы $[K_S]$ определяются параметрами жесткости подшипников и уплотнений, аэродинамическими силами колес и жесткостью корпуса ГТУ. Гироскопические моменты, параметры течения рабочего тела (газа или воздуха) в уплотнительных устройствах и трение в подшипниках скольжения оказы-

вают влияние на коэффициенты матрицы демпфирования $[C]$. Таким образом, $[K_S]$ и $[C]$ являются матрицами общего вида, коэффициенты которых нелинейно зависят от текущего положения оси вала, частоты вращения и параметров смазки.

Уравнение (1) составлено для произвольной конечно-элементной модели ротора. В балочной модели инерционные характеристики присоединенных к валу деталей учитываются при помощи конечного элемента сосредоточенной массы. В объемной модели ротора вращающиеся детали моделируются при помощи объемных элементов, а в случае, если такой способ не применим, то при помощи стержневых элементов и элементов сосредоточенной массы.

Применение объемной модели ротора требует большого объема ресурсов компьютера. Решение одной статической задачи занимает существенно больше компьютерного времени, чем аналогичное решение для балочной модели. Поэтому применение объемных моделей роторов в задачах нестационарной динамики роторов, в особенности высокооборотных, когда за один оборот для получения представления об орбитах ротора необходимо просчитать от 10 до 1000 шагов по времени, приводит к неограниченному увеличению времени расчета. Для уменьшения времени расчета в данной работе применена балочная модель ротора (рис. 1).

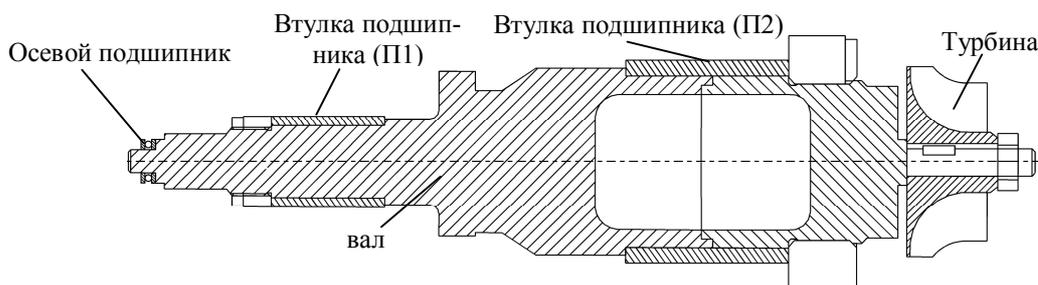


Рис. 1. Схема ротора на газодинамических лепестковых подшипниках

Объемная модель ротора используется для моделирования взаимодействия деталей ротора при сборке, раскрутке до рабочих оборотов и для определения собственных частот. По результатам расчетов для объемной модели производится верификация и доводка балочной модели, что позволяет в расчетах нестационарной

динамики использовать «быструю» балочную модель с высокой точностью.

Модель опоры

При разработке конечного элемента опоры предполагается, что жесткостные и демпфирующие свойства смазки и корпусных деталей опоры последовательно включены в общий конечный элемент опоры.

Элемент моделирует жесткостные и демпфирующие свойства слоя смазки, подшипника и корпуса опоры. Суммарный вектор реакции опоры $\{R_{sup}\}$, действующей на ротор, можно представить в виде зависимости от вектора перемещений шейки вала $\{U_j\}$:

$$[K_{sup}]\{U_j\} = \{R_{sup}^u\},$$

где $[K_{sup}] = ([K_b]^{-1} + [K_c]^{-1})^{-1}$ матрица жесткости специального конечного элемента опоры включающая матрицы: $[K_b]$ матрица жесткости слоя смазки, учитывающая деформации лепестков в подшипнике; $[K_c]$ матрица жесткости корпуса опоры. Вектор результирующих демпфирующих сил $\{R_{sup}^d\}$ действующих на ротор, можно представить в виде зависимости от вектора скорости перемещений шейки вала $\{\dot{U}_j\}$:

$$\{R_{sup}^d\} = [C_b]\{\dot{U}_j\},$$

где $[C_b]$ матрица демпфирования слоя смазки, учитывающая деформации лепестков в подшипнике.

Коэффициенты матрицы $[K_c]$ определены при расчете жесткости конструкции опоры подшипника. Вычисление жесткости корпуса ГТУ в местах установки подшипников может быть выполнено с использованием метода конечных элементов (рис. 2,а). Степень детализации конечно-элементной модели зависит от конструкции и жесткости корпуса ГТУ. Для разрабатываемого испытательного стенда вычисление жесткости корпуса в местах расположения опор осуществлено при помощи оболочечной модели (рис. 2,а).

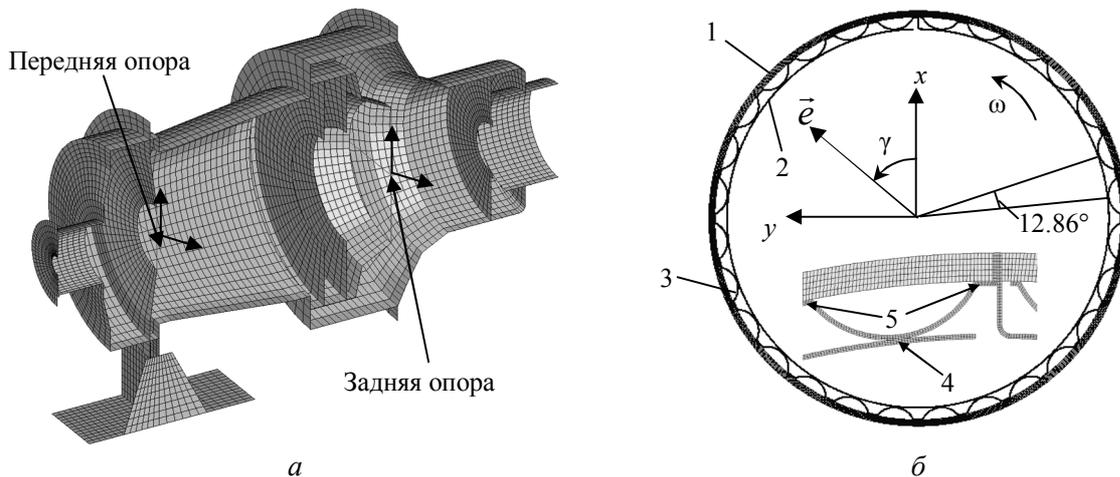


Рис. 2. КЭ модели опоры корпуса (а) и подшипника (б): 1 – обойма; 2 – фольговый элемент; 3 – гофрированный элемент, 4 – зоны контакта 1, 5 – зоны контакта 2

Давление газа в зазоре между упругим кольцом и шейкой вращающегося вала и обусловленное им деформированное состояние упругих элементов подшипника определяют основные характеристики опоры, такие как связь подъемной силы с положением шейки вала в подшипнике, характеристики жесткости и демпфирования в системе газовая смазка – упругие элементы конструкции опоры.

Для определения коэффициентов матрицы $[K_b]$ решена многодисциплинарная задача упругогазодинамического контакта, включающая в себя задачи расчета характеристик газовой смазки в зазоре, сформированном шейкой вала и деформированным лепестковым элементом и задачи определе-

ния вклада радиальных деформаций лепесткового и гофрированного элементов в изменение формы зазора под действием давления газовой смазки. Общая схема, уравнения и их численные реализации для решения задачи расчета характеристик лепесткового газодинамического подшипника представлены в [6-8]. В настоящей работе используются те же модели для определения параметров подшипника с учетом упругогазодинамического контактного взаимодействия между слоем газовой смазки и лепестковым элементом, между лепестковым и гофрированным элементами, а также между гофрированным элементом и обоймой подшипника. Расчет течения газа в зазоре в подшипнике проводится на основе решения нелинейного

уравнения Рейнольдса для сжимаемой смазки. Контактное взаимодействие между упругими элементами в подшипнике моделируют специализированные контактные конечные элементы, позволяющие учесть дискретность контактных условий.

Рассматриваемый лепестковый газодинамический подшипник (рис. 2,б), представляет стальную обойму, в которой установлен упругий гофрированный амортизатор и опирающееся на него разрезное упругое кольцо. Для радиального подшипника толщина слоя газовой смазки определяется соотношением:

$$h(s, z, t) = h_{geom}(s, z, t) + h_{def}(s, z, t),$$

где h_{geom} – начальная форма зазора, определяемая геометрией поверхностей скольжения и перемещениями шейки вала; h_{def} – вклад в изменение зазора от радиальных деформаций упругих элементов подшипника под действием давления газа в зазоре. Относительные смещения поверхностей скольжения как абсолютно жестких и деформации упругих элементов от действия на них давления газа в зазоре $p(s, z, t)$ учитываются при вычислении зазора $h(s, z, t)$.

Для расчета напряженно-деформированного состояния лепесткового подшипника с деформируемыми упругими элементами разработана модель, представленная на рис. 2,б [6-8]. Расчеты проводились для значений относительных эксцентриситетов шейки

вала $\chi = 0.1-0.8$ для направлений смещения шейки вала в подшипнике в диапазоне значений угла $\gamma = 154.28^\circ-218.58^\circ$ с шагом 6.43° (рис. 2,б). Для каждой величины и направления эксцентриситета организован итерационный процесс расчета совместной задачи течения смазки в подшипнике и деформаций лепестков.

В результате расчетов получены распределения зазора и давлений для лепесткового подшипника. При этом в лепестковом подшипнике, в зоне нагнетания смазки зазор увеличивается за счет продавливания фольгового элемента между гофрами. В то же время в зоне разрежения фольговый элемент отгибает от гофра, за счет чего уменьшается зона разрежения. Так как жесткость фольгового элемента растет по мере приближения к точке его закрепления, то в зоне разрежения вблизи места защемления лепестка уменьшается величина отгибания фольгового элемента от гофра и соответственно значение зазора между фольговым элементом и валом увеличивается. Интегральные характеристики подшипника (безразмерная подъемная сила $[Q]$ и угол φ между направлениями смещения шейки вала и подъемной силы) представлены на рис. 3 в зависимости от относительного эксцентриситета для различных направлений смещения шейки вала в подшипнике.

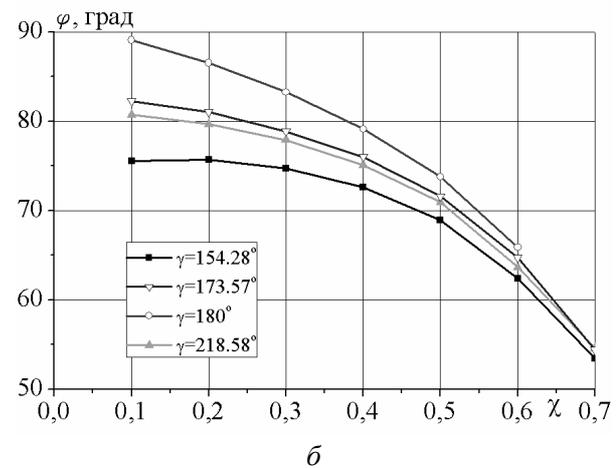
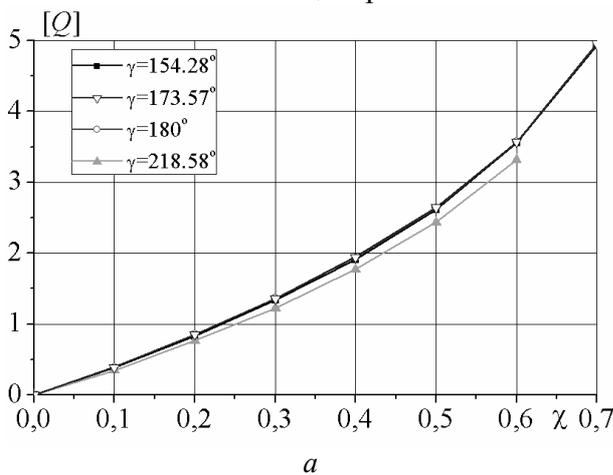


Рис.3. Характеристики жесткости подшипника: подъемная сила в подшипнике (а) и угол между направлениями подъемной силы и перемещения шейки вала (б)

Податливость конструктивных элементов подшипника приводит к неравномерному распределению напряжений в гофрированном и лепестковом элементах. В зоне

действия максимального давления лепестковый элемент прижимается к гофрированному. При этом максимальное напряжение

изгиба в лепестковом элементе составляет около 50 МПа.

Динамика ротора

Исследование динамики ротора ГТУ на газодинамических подшипниках скольжения представляет собой комплексную проблему, в рамках которой в данной работе решаются задачи расчета НДС в сборке ротора при разгоне, определяются собственные частоты и формы колебаний ротора и проводится численное моделирование нелинейной динамики ротора в зависимости от параметров конструкционного демпфирования и величин дисбаланса ротора.

Анализ НДС в сборке ротора при его разгоне вплоть до максимальных рабочих оборотов проводится с использованием осесимметричной модели. Целью расчета явля-

ется определение уровня напряжений и перемещений в сборке ротора при его раскрутке до максимальных оборотов. Центробежная нагрузка, прикладываемая к ротору в предположении абсолютно сбалансированного ротора с нулевым дисбалансом, по шагам увеличивается до максимального рабочего значения. Расчетный коэффициент запаса по эквивалентным напряжениям в конструкции при раскрутке до максимальной рабочей частоты вращения гарантировано больше 1.4.

Для исследования динамики были созданы балочная и объемные модели ротора, с использованием которых определены собственные частоты и формы колебаний ротора (рис. 4).

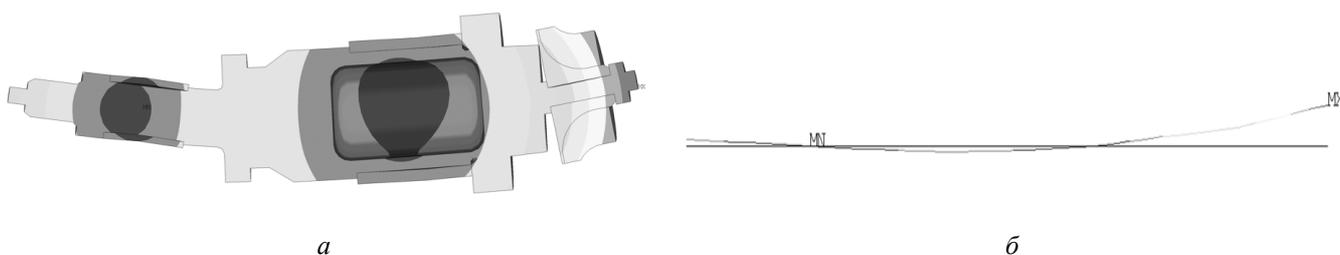


Рис. 4. Сравнение 1-х собственных форм колебаний ротора для различных КЭ моделей: объемной (а) и балочной (б)

Балочная модель ротора (рис. 4,б) уточнена по результатам анализа собственных частот и форм колебаний объемной модели (рис. 4,а). При этом подобраны эквивалентные массы деталей конструкции и жесткости соединений. Уточнение балочной модели ротора с использованием объемной модели приводит к хорошему соответствию первых трех изгибных собственных частот обеих моделей. Отличие в результатах расчета составляет менее 3%. Это позволяет в расчетах нестационарной динамики ротора использовать балочную модель, эквивалентную объемной. При определении собственных частот получено, что влияние гироскопических моментов на величины собственных частот составляет менее 10%.

Исследование динамических характеристик ротора на лепестковых подшипниках проведено для различных значений дисбаланса ротора, конструкционного демпфирования системы и вязкости смазки, характеризующей температурное состояние опоры. Определены траектории движения ротора в опорах и проведен их спектральный анализ. Орбиты движения вала в подшипнике задней опоры и их спектрограмма во время разгона ротора от 100 до 1000 Гц при начальном дисбалансе 0.0005 кг/см и конструкционном демпфировании в опорах $\beta = 0.002$ и $\beta = 0.004$ представлены на рис. 5.

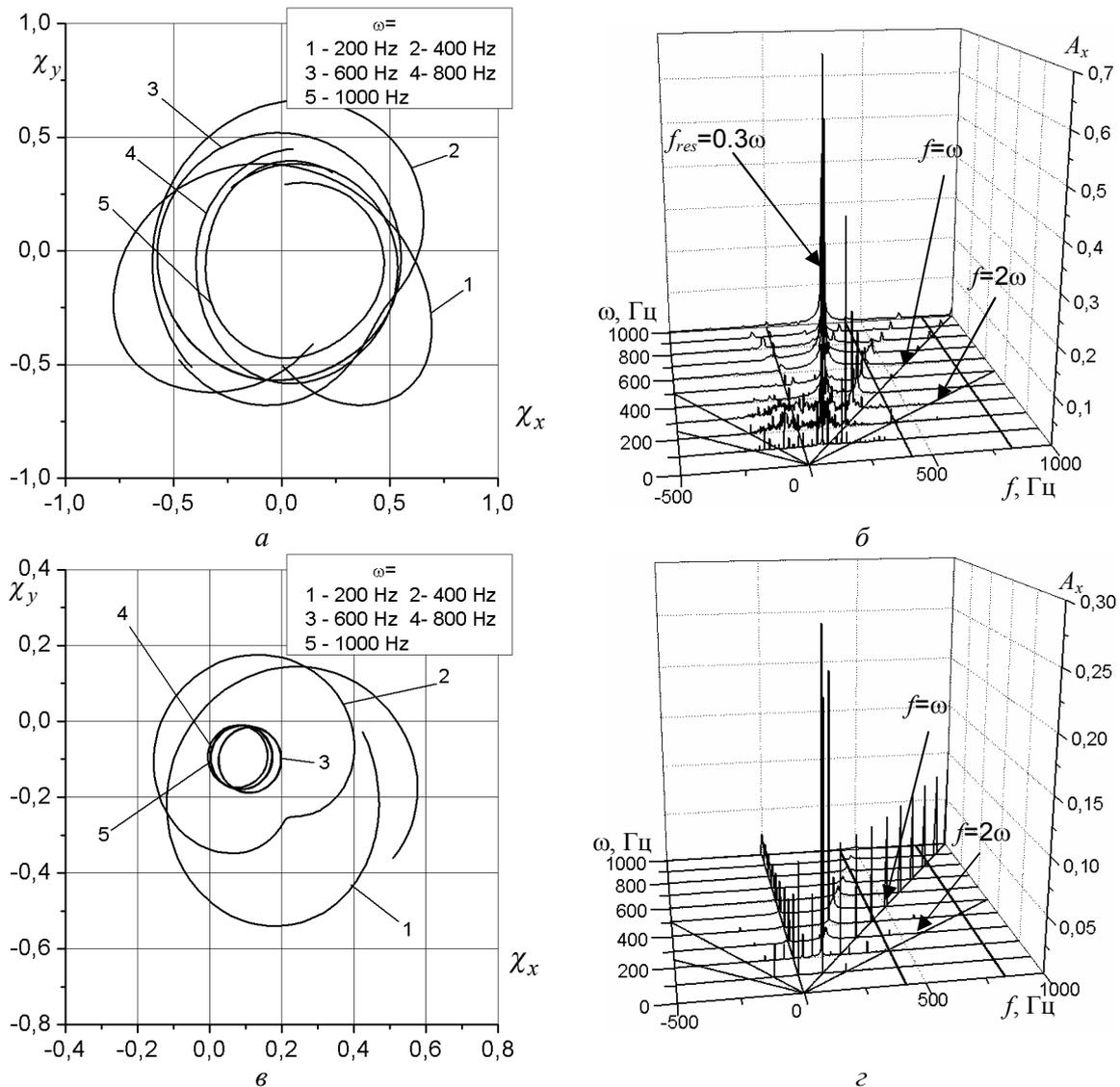


Рис. 5. Разгон ротора при $\beta = 0.002$ (а, б) и $\beta = 0.004$ (в, г): орбиты вала в подшипнике (а, в) и спектрограммы орбит (б, г)

Экспериментальный стенд

Для экспериментального определения статических и динамических характеристик газодинамических подшипников скольжения и верификации математических моделей, описывающих рабочий процесс в газодинамическом подшипнике и динамику ротора на газовых опорах, разработан и испытан узел ротора-имитатора ВГТД ТА-20 (рис. 6). Выполнены экспериментальные исследования характеристик установки во время разгона, выхода на стационарный режим и останова ротора имитатора для трех схем опирания: на два подшипника качения; один подшипник качения и один газодинамический подшипник; два газодинамических подшипника.

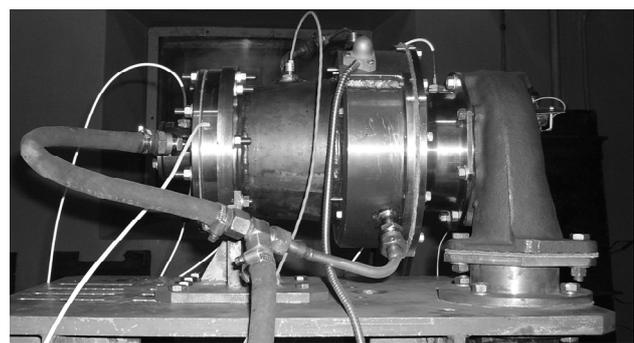
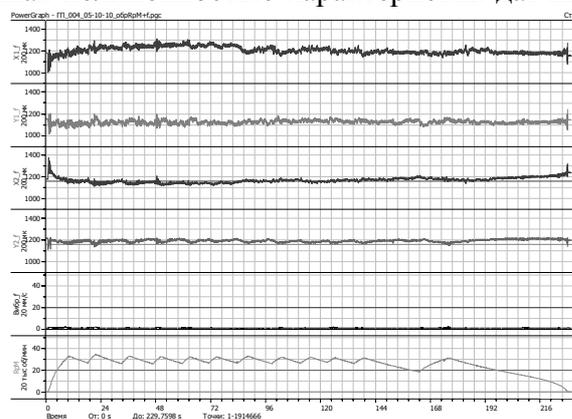


Рис. 6. Испытательный стенд

Частота вращения ротора измерялась датчиком Холла ИHRM12P1501, расположенным в среднем корпусе статора в специальном резьбовом отверстии. На валу в зоне расположения датчика выполнены четыре зубца. Для испытаний разработана система отключения подачи сжатого воздуха на турбину при достижении определённой час-

тоты вращения ротора, что позволило управлять частотой вращения ротора. При превышении ограничивающей частоты вращения специальной программой от управляющего компьютера выдавался сигнал отключения подачи воздуха на отсечной кран с дистанционным управлением. Поступление сжатого воздуха на турбину прекращалось и её вращение замедлялось. При удержании управляющей кнопки в нажатом состоянии и при снижении оборотов ниже ограничивающей частоты компьютер выдавал управляющий сигнал включения подачи воздуха на отсечной кран с дистанционным управлением.

Радиальные перемещения ротора в зоне радиальных подшипников измерялись в двух плоскостях: вертикальной и горизонтальной. Использовались высокочастотные вихревые датчики перемещений S2 фирмы «MICRO-EPSILON» с системой обработки eddy NCDT 3010. Разрешающая способность датчиков составляет 0.2 мкм, а динамическая разрешающая способность - 2 мкм. Датчик устанавливается с зазором от измеряемой детали 0.1 мм. Частотная характеристика вихревых датчиков S2 составляет 25 кГц, диапазон измерения - 0-2.0 мм и погрешность, обусловленная нелинейностью характеристик датчи-



а

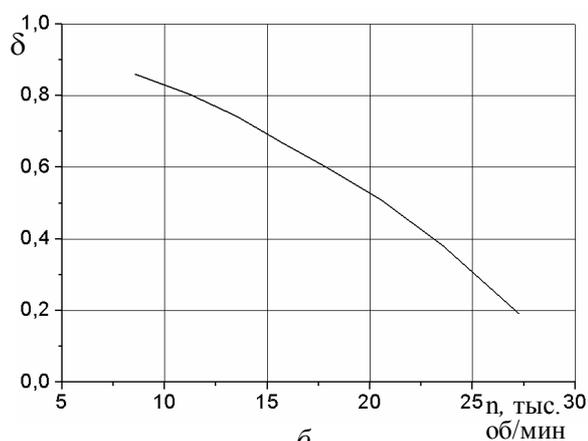
Рис. 7. Результаты эксперимента: показания датчиков при эксперименте по разгону-останову ротора на газовых подшипниках (а), всплытие вала в газовом подшипнике (б)

На основе записанных в процессе эксперимента траекторий, представленных на рис. 7,а, построены орбиты ротора в подшипниках и выполнен спектральный анализ динамического поведения ротора. Полученные экспериментальные диаграммы сопоставлены с теоретическими результатами. Определена характеристика всплытия ротора в подшипниках (рис. 7,б) и произведено

сравнение с аналогичным результатом, полученным теоретически. Результаты показывают, что на данном этапе исследований теоретические модели качественно соответствуют экспериментальным результатам движения ротора в нелинейных опорах.

С датчиков перемещений S2 сигнал по специальному кабелю поступал на измерительный контроллер DT3010-M, а с него по соединительному кабелю на модуль АЦП Е14-440D, а потом на регистрацию и обработку на компьютер. Регистрация и обработка данных с датчиков выполнялась в реальном времени с помощью программы Power Graph 3.3 professional. Применение такого подхода с использованием датчиков этого типа позволяет определять орбиту движения вала за один его оборот.

Все вихревые датчики перед установкой в испытательный стенд проходили индивидуальную калибровку и линеаризацию на специальной калибровочной установке. Это позволяет достигнуть максимальной точности системы и адаптировать систему под конкретные материалы объекта, площади и формы объектов и величины их перемещений. При испытаниях использовались вихревые датчики S2 с системой eddyNCDT 3010, настроенные на ферромагнитные объекты круглой формы с диаметрами измеряемых поверхностей, соответственно □ 24 мм – сталь 14X17H2 и □ 112 мм – сталь 13X11H2B2MФ-Ш.



б

сравнение с аналогичным результатом, полученным теоретически. Результаты показывают, что на данном этапе исследований теоретические модели качественно соответствуют экспериментальным результатам движения ротора в нелинейных опорах.

Заключение

Выполнено расчётно-экспериментальное исследование испытательной установки с высокооборотным ротором на газовых опорах. Созданы математические модели установки, включающие в себя модели нелинейных опор с газодинамическими лепестковыми подшипниками, модели роторов различной степени детализации, описывающие испытательный стенд с ротором-имитатором на газовых опорах. В результате численного моделирования получены орбиты вращения вала в диапазоне частот 100-1000 Гц для различных значений конструкционного демпфирования и дисбаланса ротора, что позволило оценить чувствительность системы к изменению параметров. Установка содержит систему мониторинга для регистрации параметров установки и орбит вала в подшипниках в реальном времени. Разработанная система мониторинга позволяет получить при проведении эксперимента на выходе результаты, аналогичные результатам численного расчёта, что существенно упрощает процесс сопоставления результатов расчёта и эксперимента. Сравнение динамических параметров установки и вращающегося в газовых опорах ротора, определенных численно и экспериментально, продемонстрировало их качественное соответствие.

Библиографический список

1. A Preliminary Foil Gas Bearing Performance Map [Text] / C. DellaCorte, K.C. Radil, R.J. Bruckner [et al.] // NASA/TM – 2006-214343. – P. 15.

2. Peng, Z.C. Hydrodynamic Analysis of Compliant Foil Bearings With Compressible Air Flow [Text] / Z.C. Peng, M.M. Khonsari. ASME J. Tribol., Vol. 126, 2004. – P. 542-546.

3. Heshmat, H. Analysis of Gas Lubricated Journal Bearing [Text] / H. Heshmat, J. Walowitz, O. Pinkas // J. Lubr. Tech. Trans. ASME, Vol. 105, № 4 (1983), – P. 647-655.

4. Rotordynamic performance measurement of an oil-free turbocompressor supported on gas foil bearing [Text] / Yong-Bok Lee, Sang-Beom Cho, Tae-Young Kim [et al.] // Proc. of 8th IFToMM International Conference on Rotordynamics, 2010, KIST, Seoul, Korea.

5. Kozanecki, Z. Theoretical and experimental investigations of oil-free support systems to improve the reliability of industrial turbomachinery [Text] / Z. Kozanecki, D. Kozanecka // Proc. of 8th IFToMM International Conference on Rotordynamics, 2010, KIST, Seoul, Korea.

6. Dynamics of compact gas turbine rotor supported by gas bearing [Text] / J.M. Temis, M.J. Temis, A.M. Egorov [et al.] // Proc. of 8th IFToMM International Conference on Rotordynamics, 2010, KIST, Seoul, Korea.

7. Temis, J.M. Elastohydrodynamic Contact Theory in Foil Gas Bearing [Text] / J.M. Temis, M.J. Temis, A.B. Mescheryakov // Proc. 4rd Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery, 2007, Calgary, Canada, – P. 228-238.

8. Темис, Ю.М. Модель газодинамического лепесткового подшипника [Текст] / Ю.М. Темис, М.Ю. Темис, А.Б. Мещеряков // Трение и износ. - Т.32. - №3, 2011. – С. 286-295.

ROTOR IN GAS BEARINGS DYNAMICS EXPERIMENT-CALCULATED INVESTIGATION

© 2011 J. M. Temis, M. J. Temis, A. M. Egorov, V. V. Gavrilov, V. N. Ogorodov

Central Institute of Aviation Motors

Mathematical model of rotor dynamics and test rig with rotor in gas bearings are developed for developing of experiment calculated model of high-speed rotor in gas bearings. Rotor mathematical model includes shaft model and nonlinear support with gasdynamic foil bearing model considering four body contact: shaft-gas film-foils-bearing race. Test rig with rotor in gas bearing for verification of numerical simulation results and for adjustment of small gas turbine units (GTU) shafting performance are developed. First stage of numerical simulations and experimental research are done for investigation of simulator rotor rotation in gas supports. Rotor orbits in supports are received for numerical model and experimental investigation and their comparative spectrum analysis are carried out.

Gas turbine unit, gasdynamic bearing, rotor dynamics.

Информация об авторах

Темис Юрий Моисеевич, доктор технических наук, профессор, начальник отдела центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Тел.: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: многодисциплинарное математическое моделирование; оптимизация, динамика и прочность конструкций; проблемы ресурса; численные методы; нелинейные проблемы пластичности, ползучести.

Темис Михаил Юрьевич, кандидат физико-математических наук, начальник сектора центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Тел.: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: динамика и прочность конструкций.

Егоров Андрей Михайлович, младший научный сотрудник центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Тел.: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: динамика и прочность конструкций.

Гаврилов Валентин Владимирович, начальник сектора центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Тел.: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: динамика и прочность конструкций.

Огородов Владимир Николаевич, инженер центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Тел.: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: динамика и прочность конструкций.

Temis Joury Moiseevich, doctor of technical Sciences, Professor, head of Mathematical simulation department of Central Institute of Aviation Motors. Phone: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: multidisciplinary mathematical simulation; optimization, dynamic and strength of constructions; durability; numerical methods; nonlinear problem of plasticity and creep.

Temis Mikhail Jourievich, PhD, head of department sector of Central Institute of Aviation Motors. Phone: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: dynamic and strength of constructions.

Egorov Andrey Mikhailovich, engine of Central Institute of Aviation Motors. Phone: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: dynamic and strength of constructions.

Gavrilov Valentin Vladimirovich, head of department sector of Central Institute of Aviation Motors. Phone: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: dynamic and strength of constructions.

Ogorodov Vladimir Nikolaevich, engineer of Central Institute of Aviation Motors. Phone: (495) 361-64-82. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: dynamic and strength of constructions.