

**МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ
В ЗАДАЧАХ ДИНАМИКИ И ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ
ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РОТОРНЫХ СИСТЕМ
С ПОДШИПНИКАМИ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ**

© 2006 О.В. Соломин

Орловский государственный технический университет

Разработана модель и программное обеспечение для расчета опоры и роторно-опорного узла в целом и обеспечения вибрационной надежности турбомашин.

Подшипники жидкостного трения находят широкое применение в качестве опорных узлов высокоскоростных турбомашин различного назначения, что обусловлено многими достоинствами таких опор [1 – 6]. В то же время, по-прежнему актуальной является задача построения адекватных математических моделей как самих подшипников, так и связанной динамической системы «ротор – подшипники». Причин этому достаточно и, в первую очередь, это связано с многообразием типов опор жидкостного трения, различием конструктивных исполнений опорных поверхностей и питающих камер, значительным количеством смазочных материалов, разнообразием режимов работы роторно-опорного узла и физических явлений и т.д.

Построение адекватных математических моделей подшипников и разработка, на их основе программного обеспечения, предоставляет разработчику инструментальные средства, позволяющие выполнять проекторочные, оптимизационные и проверочные расчеты подшипников с необходимым уровнем точности и в приемлемые, для современного уровня проектирования, сроки. При проектировании опорного узла интерес, прежде всего, представляют следующие основные характеристики опор [2]: 1) грузоподъемность, силовые факторы опоры скольжения – силы и моменты; 2) расход смазочного материала; 3) потери мощности на трение и прокачку смазочного материала; 4) динамические характеристики подшипника – тензоры жесткости и демпфирования.

Другим фактором, обуславливающим необходимость разработки моделей и программного обеспечения, служит необходимость расчета не только самой опоры, но и роторно-опорного узла в целом, что весьма актуально при решении задач динамики и обеспечении вибрационной надеж-

ности турбомашин [3 – 6]. Повышение производительности машин, сопровождаемое увеличением скоростей вращения и передаваемых нагрузок при одновременном снижении габаритов и массы изделий, делает решение этих задач очень важными.

Таким образом, необходимо рассматривать роторную систему как сложную активно-диссипативную систему, склонную к возникновению таких нежелательных вибрационных явлений как автоколебания, параметрические и хаотические колебания. Следовательно, возникает задача обеспечения вибрационной устойчивости ротора на подшипниках скольжения, что приводит к необходимости рассмотрения следующих основных задач динамики роторов [2 – 6]: 1) определение критических скоростей и форм колебаний ротора, с учетом подшипников (модальный анализ); 2) расчет установившейся реакции системы на дисбаланс и разработку методов оценки дисбаланса (гармонический анализ); 3) исследование устойчивости роторной системы с учетом действия всех инерционных, упругих и демпфирующих элементов системы (анализ устойчивости); 4) анализ переходных процессов и неустановившихся реакций ротора на дисбаланс и внешние возмущающие силы, а также исследование переходных процессов, обусловленных самовозбуждающимися колебаниями; 5) решение задач анализа ударного и кинематического возбуждения колебаний; 6) решение задач идентификации в динамике роторов на подшипниках жидкостного трения, в том числе распознавание самовозбуждающихся, параметрических и хаотических вибраций в роторной системе.

И, наконец, математическое моделирование и вычислительный эксперимент позволяют сформировать эталонные диагностические признаки и повысить качество процедуры вибрационной диагностики, су-

щественно сократив при этом время и расходы на ее проведение [7]. Речь идет о возможности формирования эталонных признаков на основе «внесения» дефекта в математическую модель с последующим его распознаванием в реальном вибрационном портрете роторной системы. Такой подход к диагностической процедуре предоставляет возможность моделирования и распознавания практически любого дефекта (в т.ч. и его величины), расположенного в произвольном месте и действующего в любой момент времени, основываясь на сравнительном анализе экспериментальных данных и результатов вычислительных экспериментов. При этом в отличие от традиционного подхода к вибрационной диагностике, основанного на мониторинге технического состояния, мы получаем возможность прогнозировать дальнейшее развитие дефекта и поведение роторной системы без экспериментальных данных.

Существенной особенностью таких диагностических моделей, отличающихся от их статических и динамических моделей, используемых при проектировании роторных систем, является их диагностический характер, что позволяет моделировать возможные дефекты (неуравновешенность, дефекты смазки, ударные воздействия, действие неконсервативных сил смазочного слоя и др.) и имитировать соответствующие им процессы в точках съема необходимой информации. Это позволяет рассчитывать параметры роторной системы не только в исправном, но и в различных неисправных состояниях.

Таким образом, банк данных информативных диагностических признаков неисправностей формируется путем их моделирования на этапе «обучения» диагностического комплекса и уточняется в процессе его работы. Конечно, степень достоверности полученных значений эталонных признаков полностью определяется адекватностью использованных математических моделей. Сложность применения такого подхода связаны с необходимостью построения математической модели роторной системы адекватной реальному объекту не только в контексте специфической задачи, что является обычным для задач динамики роторов, а всей системе в целом. Кроме этого, подход является весьма наукоемким в смысле значительных трудозатрат

на начальное тестирование и обучение экспертной системы. Однако, при реализации такого подхода появляется возможность многократного воспроизведения результатов вычислительных экспериментов и моделирования практически любых дефектов, на основе чего создается база данных дефектов. Другим достоинством является быстрая адаптация экспертной системы к диагностированию новых технических объектов аналогичного (или близкого) конструктивного исполнения.

Из перечисленного спектра задач, следуют необходимые требования, которым должны удовлетворять математические модели роторных систем с подшипниками жидкостного трения и программное обеспечение, разработанное на их основе, а именно они должны: 1) предоставлять возможность расчета полей давлений и температур на опорной поверхности с учетом возможных упругих или температурных деформаций, фазовых переходов в смазочном материале, турбулентности и нестационарности потока и др.; 2) учитывать непостоянство теплофизических свойств смазочного материала, что позволит модели адекватно реагировать на изменение плотности, вязкости, теплоемкости и т.п. на отклонения температуры и давления (особенно актуальной эта задача может стать для криогенных смазочных материалов); 3) предоставлять возможность расчета подшипников различных типов (упорных, опорных, конических – радиально-упорных, а также комбинированных с подшипниками качения), конструктивного исполнения (профилированных, с питающими элементами различной конфигурации и типа), работающих в нестационарном режиме при наличии произвольной ориентации осей ротора и опоры, а также при возможном изменении режима трения (сухое, граничное, полужидкостное, гидродинамическое); 4) обеспечивать расчет основных характеристик опор – грузоподъемности и силовых факторов (гидродинамических сил и моментов, действующих в различных направлениях), расхода смазочного материала, потерь мощности на трение и прокачку, а также ее динамических характеристик – тензоров жесткости и демпфирования; 5) выполнять расчет таких динамических характеристик роторной системы как амплитудно-частотная характеристика, границы устойчивости движения

ротора, траекторий движения опорных частей ротора, а также характеристик переходных процессов (пуск-останов, смена режима работы); 6) учитывать реалистичность конструкции ротора, а именно: переменные упругие свойства ротора по его длине, неравножесткость конструкции ротора, наличие внутреннего трения и распределенной неуравновешенности, а также учет непостоянства частоты вращения; 7) допускать внесение таких дефектов как нарушение сплошности смазочного слоя, попадание микрочастиц, деформации опорных частей, наличие отклонений формы и размеров, вероятность возникновения ударного или кинематического возбуждения, разрушение ротора или отдельных его частей и т.п.; 8) предоставлять возможность анализа спектральных характеристик вибрационных процессов непосредственно средствами разработанного программного обеспечения или быстрой интеграции в другую вычислительную оболочку; 9) давать возможность идентификации самовозбуждающихся, параметрических и хаотических вибраций в рассматриваемой роторной системе. В этот список могут входить и другие специфические задачи, свойственные конкретной области применения роторных машин.

Таким образом, математическая модель включает в себя следующие основные теоретические положения, отражающие основную суть реальных явлений: 1) уравнения гидродинамики – Навье-Стокса и неразрывности (или упрощенное уравнение Рейнольдса) – при обосновании ньютоновского поведения смазочного материала или закон сохранения импульса с другим видом зависимости тензора напряжений от скоростей деформации при неньютоновском поведении; 2) уравнение баланса энергий, позволяющее учесть изменение энтальпии (температуры) смазочного материала при диссипации энергии или теплопередаче; 3) уравнения упругости Ламе и термоупругости для учета силовых упругих и температурных деформаций; 4) аппроксимационные соотношения для зависимости теплофизических и упругих свойств смазочного материала и материалов опорных поверхностей, полученные аппроксимацией табличных данных; 5) теоретические соотношения между основными теплофизическими параметрами в условиях принятой модели двухфазного потока (гомогенная или гетеро-

генная модели среды); 6) соотношения или коэффициенты и обоснование для принятой модели турбулентности потока; 7) уравнения динамики жесткого и/или упругого ротора; 8) соотношения для моделирования ударного и кинематического возбуждения; 9) выражения для моделирования переходных процессов, в т.ч. кривые разгона; 10) соотношения для моделирования параметрических колебаний.

В настоящее время в инженерной практике расчета динамических характеристик системы «ротор – подшипники жидкостного трения», распространены две группы методов [2 – 6]. Первая группа объединяет методы, основанные на линейной постановке задачи, когда гидродинамические реакции смазочного слоя представляются линейными функциями перемещений и скоростей центра цапфы и определяются динамическими коэффициентами (коэффициентами жесткости и демпфирования) смазочного слоя. Методика расчета динамических коэффициентов и некоторые результаты приведены в работе [8]. Такой подход справедлив для малых по сравнению с величиной радиального зазора отклонений цапфы и, как правило, пригоден для анализа динамического поведения роторов быстроходных турбомашин, для которых величина относительного эксцентриситета не превышает 0,3. Решение уравнений вынужденных колебаний позволяет найти параметры траекторий центра цапфы ротора в предположении, что они имеют эллиптическую форму, а границы устойчивости движения ротора получают путем анализа уравнения возмущенного движения центра цапфы. Следует отметить, что применение такого подхода позволяет получать границы устойчивого движения роторной системы в параметрическом виде, что весьма важно для задач проектирования [9].

Линейный подход позволяет также успешно решать задачи модального анализа, гармонического анализа и анализа переходных процессов для реальных роторов с распределенными параметрами, используя, например, конечно-элементный подход. В этом случае уравнение динамики системы «ротор – подшипники жидкостного трения» имеет вид:

$$[M] \frac{d^2}{dt^2} \{Q\} + [B] \frac{d}{dt} \{Q\} + [K] \{Q\} = \{F\}. \quad (1)$$

В уравнении (1): $[M]$, $[B]$, $[K]$ – матрицы масс, демпфирования и жесткости роторной системы, определяемые типом и числом выбранных элементов; $\{Q\}$ – вектор перемещений, $\{F\}$ – вектор нагрузок. В качестве примера на рис. 1 приведены результаты расчета ротора на упруго-демпферных опорах в программном комплексе *Ansys* формы колебаний (рис. 1,а. 3-я мода), амплитудно-частотной характеристики (рис. 1,б) и переходного процесса, вызванного приложением ударной нагрузки (рис. 1,в).

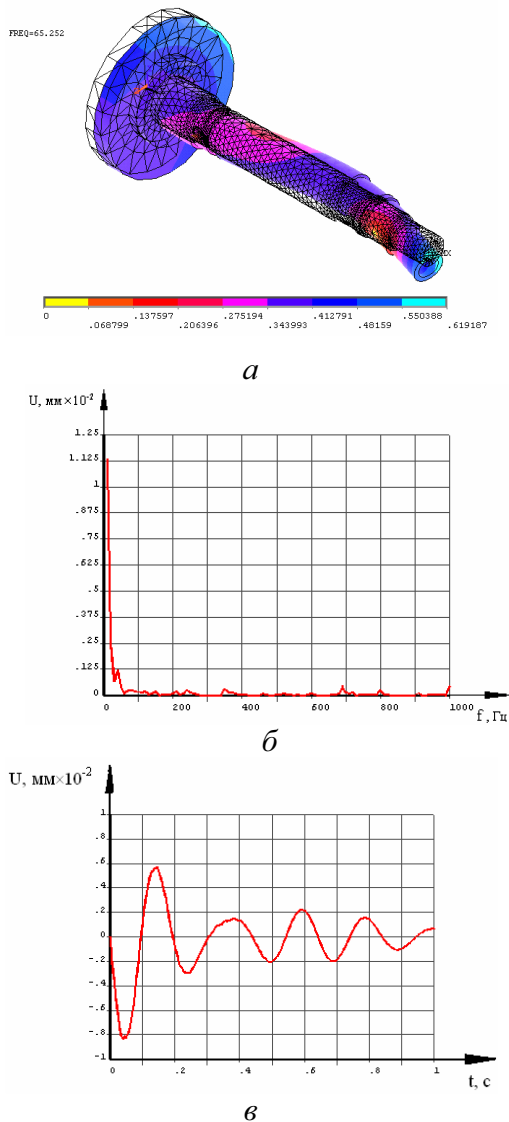


Рис. 1. Результаты конечно-элементного анализа роторной системы

Несмотря на относительную простоту и удобство применения, линейный подход имеет серьезные ограничения в области применения. Анализ вынужденных колебаний ротора при больших амплитудах, сравнимых с величиной радиального зазора, процессы возникновения и развития самовозбуждающихся колебаний, параметриче-

ские и хаотические колебания, анализ устойчивости ротора при больших возмущениях, а также исследование динамики роторной системы с подшипниками скольжения во время переходных режимов и т.д., являются принципиально невозможными с позиций линейной модели. Это связано с необходимостью учета в модели нелинейности реакций смазочного слоя.

В таких задачах целесообразным является применение метода траекторий, позволяющего моделировать движение опорной части ротора в плоскости радиального зазора на основе совместного решения уравнений динамики ротора и гидродинамики смазочного слоя. По форме, размеру и расположению полученных траекторий можно судить о динамических свойствах роторной системы [2, 6, 7, 10]. Иллюстрируя сказанное выше, на рис. 2 приведены некоторые типичные траектории: а) синхронная прецессия неуравновешенного ротора; б) автоколебания неуравновешенного ротора; в) хаотические колебания неуравновешенного ротора.

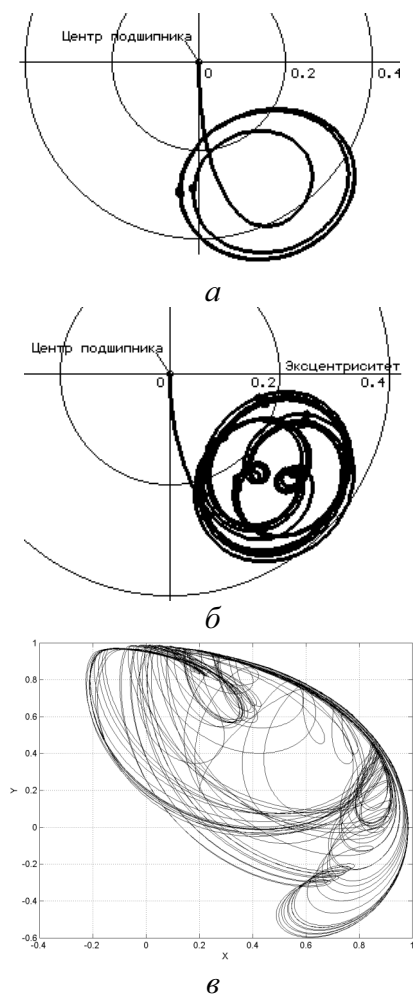


Рис. 2. Характерные траектории движения системы «ротор – подшипники»

При проведении динамических расчетов целесообразно, с точки зрения, уменьшения затрат времени, сочетать два подхода: на стадии предварительных поисков использовать метод, основанный на линейной теории малых колебаний; для окончательного расчета – метод траекторий.

Применение метода траекторий даже для простой модели симметричного жесткого ротора позволяет строить вибрационные диагностические признаки практически любых дефектов роторной системы. В качестве примера приведены траектория движения жесткого ротора (рис. 3,а) и спектр колебаний цапфы ротора в направлении оси X (рис. 3,б) при наличии эллипсности втулки подшипника. Характерные пики на оборотной и двойной частотах иллюстрируют наличие указанного дефекта. Такая методология в сочетании с аппаратом распознавания образов, построенном на нечеткой логике и нейронных сетях, позволит быстро и эффективно не только распознать дефект, но и определить его величину и местоположение, а также дать прогноз о развитии динамики и технического состояния роторной системы.

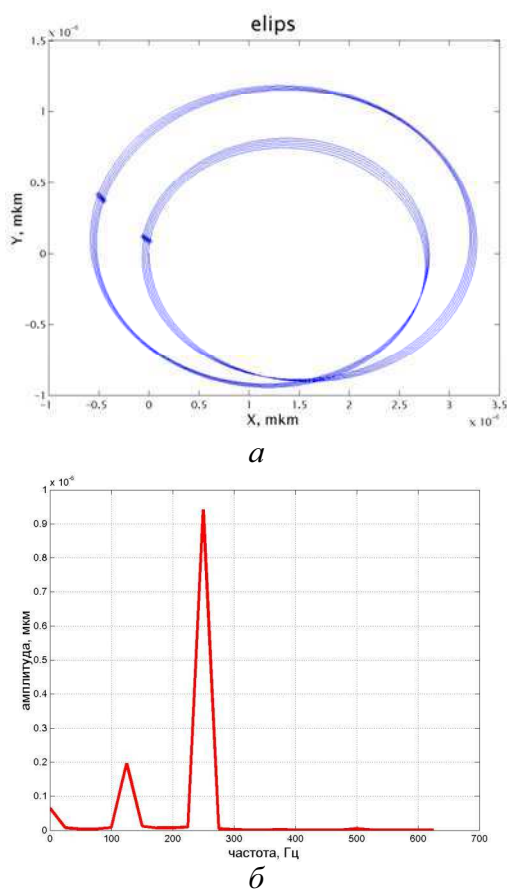


Рис. 3. Влияние эллипсности втулки подшипника на динамику ротора

Перспективным подходом к анализу вибрационных сигналов в целях диагностики технического состояния роторной машины оказывается применения вейвлет-преобразования [6]. Это связано с возможностями вейвлетов извлечения информации из нестационарных сигналов и особенно актуально для раннего обнаружения дефекта на стадии его зарождения. В качестве примера рассмотрим спектральное представление некоторого сигнала (рис. 4,а), описывающего горизонтальное перемещение цапфы ротора. Частота вращения ротора составляет 55 Гц, о чем свидетельствует характерный пик на спектре. В то же время на спектре присутствует пик на частоте примерно 26 Гц. Появление дополнительной компоненты на частоте, равной примерно половине частоты вращения, свидетельствует о развитии «полускоростного вихря» [4, 6]. Однако по спектральному составу сигнала нельзя определить время начала развития дефекта.

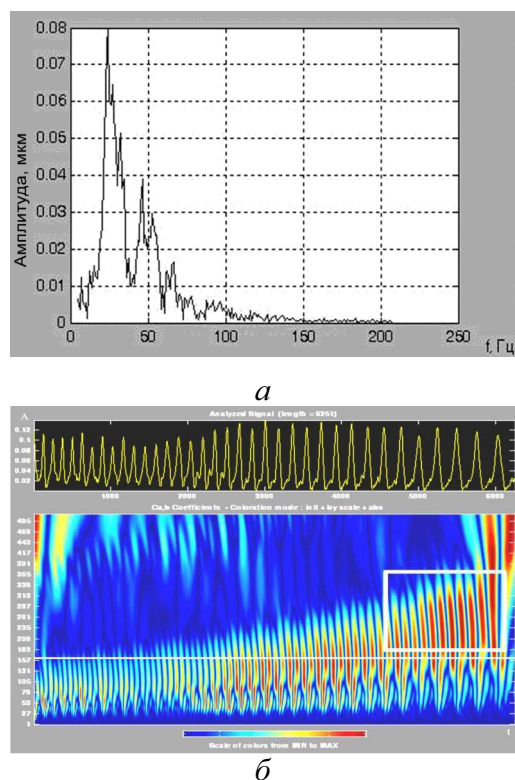


Рис. 4. Полускоростной вихрь

Анализ этого же сигнала с помощью непрерывного вейвлет-преобразования (рис. 4,б) на основе вейвлета Добеши 5-го порядка позволяет наблюдать вибрации оборотной частоты ротора (обозначена на рис. 4,б белой линией). Область, соответствующая вибрации на половине оборотной частоты, выделена белым прямоугольником, и на

скейлограмме (рис. 4,б) можно достаточно четко определить момент возникновения вибрации с частотой, примерно равной половине оборотной частоты, соответствующий началу развития полускоростного вихря.

В заключение отметим, что имеющиеся сегодня знания в сочетании с разработанными численными методами и информационными технологиями предоставляют принципиальную возможность создания реалистичных моделей элементов и процессов роторных систем и программного обеспечения на их основе. Изложенные соображения по построению и применению математических моделей реализуются в программном комплексе «Анализ Роторных Систем / AnPoC» [11]. Применение таких инструментальных средств позволяет существенно сократить время и повысить качество выполнения расчетов роторных систем и их элементов, выбора оптимальных параметров и расширяет возможности для проведения процедур вибрационной диагностики и прогнозирования технического состояния роторных машин.

Список литературы

1. Handbook of turbomachinery. – NY, Marcel Dekker, Inc., 1995. – 472 p.
2. Артеменко Н.П. и др. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин. – Харьков: «Основа», 1992. – 198 с.
3. Равикович Ю.А. Конструкции и проектирование подшипников скольжения агрегатов ДЛА. – М.: МАИ, 1995. – 58 с.
4. Yamamoto T., Ishida Y. Linear and nonlinear rotordynamics. – New York, John Wiley&Sons, 2001. – 326 p.
5. Луканенко В.Г. Колебания высокоскоростных роторов на гидростатических подшипниках и методы снижения виброактивности машин. – Самара: Самарский НЦ РАН, 2001. – 122 с.
6. Adams M.L. Rotating machinery vibration. – NY: Marcel Dekker, 2001. – 354 p.
7. Natke H., Cempel C. Model-aided diagnostics of mechanical systems. – Springer, 1997. – 250 p.
8. Соломин О.В. Динамические характеристики гидростатодинамических опор в условиях двухфазного состояния смазочного материала // Известия вузов. Машиностроение, 2006, № 1. – С. 14 – 23.
9. Соломин О.В. Устойчивость движения ротора на подшипниках жидкостного трения в условиях двухфазного состояния смазочного материала // Известия вузов. Машиностроение, 2006, № 5. – С. 25 – 34.
10. Савин Л.А., Соломин О.В. Динамика жесткого ротора на подшипниках скольжения, смазываемых криогенной жидкостью // Известия вузов. Машиностроение. – 2004, № 4. – С. 27 – 38.
11. Соломин О.В. и др. Анализ роторных систем – AnPoC // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006610287.

METHODS OF MODELING IN PROBLEMS OF ROTORDYNAMICS AND VIBRATION DIAGNOSTICS OF ROTOR SYSTEMS WITH FLUID-FILM BEARINGS

© 2006 O.V. Solomin

Some questions of modeling of high-speed rotor systems with fluid-film bearings are considered. Features of application of some linear and non-linear models in calculations of dynamic characteristics of rotor systems are described. Advantages of application of mathematical models in the problems of vibration diagnostics of rotor systems with hydrostatodynamic and hydrodynamic bearings are shown. Basic requirements to adequate modeling of high-speed rotor systems with fluid-film bearings are described.