

УДК 004.942

В.Б. Кайдалов, В.Л. Патрушев, А.А. Руин, С.А. Соловьёв

**ПРОБЛЕМЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ РОТОРА ПРИ ОТКАЗЕ
ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКОВ**

ОАО «ОКБМ им. И.И. Африкантова»

Рассмотрены вопросы компьютерного моделирования динамики аварийного выбега гибкого вертикального ротора в страховочных подшипниках. Страховочные подшипники скольжения с сухой смазкой установлены с зазором относительно ротора. В нормальных условиях эксплуатации ротор вращается в электромагнитных подшипниках. Приводятся требования к программным средствам расчёта, а также основные факторы, учёт которых необходим для моделирования роторной системы.

Ключевые слова: динамика, колебания, контакт, моделирование, подшипник, программа, прецессия, резонанс, ротор, трение.

Системы подвеса ротора на электромагнитных подшипниках (ЭМП) находят в технике всё большее применение [1, 2]. Основным достоинством ЭМП является бесконтактное вращение ротора, а следовательно, отсутствие смазки и малое сопротивление вращению. Электронная система управления позволяет менять жёсткостные и демпфирующие характеристики ЭМП в зависимости от движения ротора, открывая широкие возможности активного снижения его вибраций.

В силу конструктивных особенностей ЭМП имеют ограниченную грузоподъёмность, и для их работы требуется стабильный источник электропитания. При достаточно сильных внешних воздействиях (например, сейсмических) или отключении электропитания системы ЭМП ротор отклоняется от оси вращения в радиальных ЭМП, может произойти его касание о статорные элементы роторной машины и вызвать их повреждение. Для исключения аварийных последствий в систему подвеса ротора на ЭМП вводят страховочные подшипники типа подшипников скольжения или качения. Зазор между ротором и СП устанавливается таким образом, чтобы в любых режимах эксплуатации, включая сейсмическое воздействие, исключалось касание ротора и ЭМП.

При проектировании страховочной системы ротора возникает задача поиска конструктивных схем СП, наилучшим образом удовлетворяющих требованиям технологичности и эффективности работы, а также параметров страховочного подвеса, при которых нагрузки на элементы СП не приводят к критичной вибрации роторной машины и разрушению элементов СП.

Обеспечение прочности конструкции СП является необходимым условием. Её обоснование с использованием моделирования осуществляется различными способами. Например, построением масштабной модели; созданием математической модели на ЭВМ (компьютерная модель); моделированием только каких-либо свойств системы с помощью адекватных физических явлений и свойств системы (феноменологическая модель). Идеальным вариантом с точки зрения достоверности данных, является полномасштабное моделирование – опытный образец. Однако основные проблемы при исследовании опытного образца роторной системы и СП связаны с трудностью получения данных, обусловленных быстропротекающими процессами, характерными при выбеге ротора на больших частотах вращения, а также недоступностью информации о работе элементов СП в закрытых зонах (элементы подшипников, контактные поверхности и др.).

Выбег ротора на СП является аварийным режимом. Такой режим конструкция может выдержать ограниченное количество раз. При необходимости проведения серии испытаний, например, для подбора параметров упругих и демпфирующих элементов подшипников потре-

буется изготовление и установка нескольких их комплектов, что значительно увеличивает стоимость полномасштабного моделирования.

По этим причинам на этапе проектирования является целесообразным применение математического моделирования. Нахождение аналитического решения сложно нелинейной системы ротор – СП сопряжено с непреодолимыми на сегодняшний день математическими проблемами. Поэтому используют компьютерное (виртуальное) моделирование, основанное на численных методах расчёта. Виртуальное моделирование представляет собой процесс создания математического прототипа конструкции или её функций на ЭВМ с проведением расчётов, цель которых – воспроизведение поведения конструкции в условиях эксплуатации, включая аварийные ситуации. Применение такого моделирования для динамики ротора позволяет наглядно продемонстрировать характер его взаимодействия с подшипниками, а также оперативно менять как геометрию конструкции, так и параметры модели. Однако в виртуальной модели всегда вводятся упрощения, требующие соответствующего обоснования.

Виртуальное моделирование выбега вертикального ротора в СП

При расчёте задачи на ЭВМ важным этапом является выбор программного средства (ПС). Программа должна адекватно воспроизводить поведение ротора, учитывать факторы, оказывающие заметное влияние на его динамику. ПС должно быть верифицировано в области применения. Верификация подразумевает расчёт тестовых задач и подтверждение достоверности полученных результатов сравнением с экспериментальными данными, либо с решениями, полученными с помощью аналитических расчётов или альтернативными аттестованными ПС.

Выбег ротора с номинальной до низкой частоты вращения может составлять десятки секунд. Для получения достоверных результатов расчётов при дискретизации процесса выбега каждый оборот ротора разбивается на значительное число участков. Например, за время выбега 20 с, с частоты 6000 об/мин (100 Гц) при линейной зависимости между частотой вращения от времени и фиксацией параметров в 12 положениях ротора за один оборот от программы потребуется выполнение 12000 итераций. В зависимости от сложности задачи и мощности ЭВМ вычисление каждой итерации может занимать несколько минут. При решении поисковых и оптимизационных задач необходим многократный расчёт всего процесса выбега. В итоге, общее время расчёта может оказаться неоправданно большим. Для приемлемого времени расчёта задачи в основу программы должны быть заложены методы, обеспечивающие максимальную скорость вычислений. Такому требованию больше удовлетворяют программы твёрдотельного моделирования (типа MSC.ADAMS), чем ПС, использующие метод конечных элементов (типа ANSYS LS-DYNA).

Следующим шагом после выбора ПС является разработка (построение) модели. Создание модели по реальному объекту всегда сопровождается упрощениями, обусловленными существующими ограничениями ПС (из-за возможностей математического аппарата), ускорением времени счета, исключением несущественных факторов нагружения. Однако при расчёте выбега ротора в СП должны учитываться: демпфирование в системе ротор – СП, характеристики контактного взаимодействия тел, жёсткостные характеристики ротора, гироскопические моменты, распределение дисбаланса по длине ротора.

В системе ротор – СП присутствует несколько видов трения, каждый из которых влияет на динамику ротора. Во-первых, это внутреннее трение материала ротора. При относительно большой величине внутреннее трение может приводить к неустойчивому движению ротора со значительными амплитудами колебаний. Внутреннее трение определяется не только материалом, но и конструктивным типом соединения частей составного ротора, посадками навешенных на ротор деталей и способом их закрепления – так называемым конструкционным демпфированием. Идентификация жесткостных характеристик и демпфирующих свойств ротора требуют экспериментального определения. На этапе проектирования такие данные обычно отсутствуют, поэтому приходится использовать значения необходимых параметров, полученных из опыта разработки аналогичных конструкций.

Во-вторых, “сухое” трение (трение Кулона), возникающее при контакте вращающегося ротора с элементами подшипников (здесь и далее понимаются СП), большая величина трения приводит к появлению обратной прецессии, т.е. обкатки ротором внутренней поверхности подшипника в направлении, противоположном вращению. Обратная прецессия вызывает большие нагрузки на элементы подшипника и повышенную вибрацию ротора. В связи с этим учёт “сухого” трения для роторной динамики необходимо. Вместе с аэродинамическими силами в компрессоре или силами тяжения в генераторе, при моделировании роторной системы турбомшины “сухое” трение создаёт момент сопротивления, замедляющий вращение ротора. Для СП, работающих без смазки, подбирают материалы, обеспечивающие минимальное “сухое” трение [3].

Также необходимо учитывать демпфирование в упругих элементах подшипников. В зависимости от конструкции подшипника оно может достигать значительных величин. Демпфирование в упругих элементах, наряду с их жёсткостью, является одним из параметров, варьируемых при моделировании с целью достижения эффективного ограничения уровня вибраций при вращении ротора в подшипнике.

Трение, проявляющееся при взаимодействии двух тел, определяет диссипацию энергии в зоне контакта. Оно зависит от нескольких параметров: материалов тел, состояния их поверхностей, скорости в зоне контакта и пр. В некотором приближении коэффициенты контактного трения могут быть выражены только от скорости контакта (рис. 1).

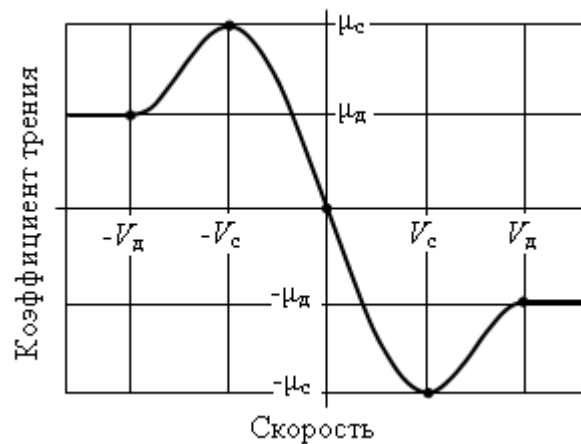


Рис. 1. Зависимость коэффициентов трения от скорости:

μ_s , μ_d – статический и динамический коэффициенты трения;

V_c – скорость, при которой трение достигает максимума;

V_d – скорость, перехода к динамическому трению

Величина внутреннего трения, наряду с внешним трением (трение при контакте ротора с элементами подшипников, трение в подшипниках), сказывается на устойчивости вращения ротора. Это условие, определенное из уравнений движения, имеет вид [4]

$$\omega < \omega_{\text{крит}} = \Omega(1 + K_e / K_i),$$

где Ω – собственная частота колебаний системы; K_e , K_i – коэффициенты внешнего и внутреннего трения соответственно.

Таким образом, ротор при наличии возмущения может терять устойчивость движения при превышении некоторой критической скорости вращения, зависящей от отношения внешнего и внутреннего трения.

При выбеге ротора, вращающегося с рабочей частотой, лежащей в закритической области, неизбежно прохождение им резонансных зон, в которых СП испытывают значительные нагрузки, определяющие их прочность. Корректное моделирование поведения ротора в

резонансных зонах требует учёта его гибкости. При использовании метода конечных элементов построение модели гибкого ротора не вызывает затруднений. Применяя ПС твёрдотельного моделирования это сделать несколько сложнее. В таких программах обычно предусмотрен импорт гибких тел из других CAD систем, однако при передаче модели сохраняются не все её свойства. Например, в ПС MSC.ADAMS не передаются инерционные характеристики, сказывающиеся на гироскопических эффектах, внутреннее трение материала.

В ПС твёрдотельного моделирования в ряде случаев можно создать гибкий ротор комбинацией твёрдых тел и упругих балок или пружин. При этом массово-инерционные характеристики ротора сохраняются, а внутреннее трение материала создаётся за счёт введения демпфирования в упругие элементы. Подбор жёсткости упругих элементов расчётной модели осуществляется решением оптимизационной задачи по обеспечению соответствия оригиналу ротора форм и значений собственных частот изгибных колебаний. Если ротор только проектируется, то его собственные частоты колебаний можно получить расчётным анализом конечно-элементной модели, адекватно описывающей оригинал.

При отказе ЭМП смещение вращающегося ротора из своего начального положения вызывается инерционными силами, обусловленными остаточной неуравновешенностью после балансировки. Эти силы определяют скорость взаимодействия с элементами СП и уровень вибраций ротора. Величина дисбаланса в первом приближении может приниматься исходя из допустимого значения остаточного удельного дисбаланса по нормативным документам (например, ГОСТ ИСО 1940-1-2007).

Распределение дисбаланса определяется многими факторами: возможным проведением балансировки ротора по частям; жесткостью разъемов и значениями предельных отклонений диаметров насаженных деталей ротора; износом вращающихся деталей, искажением их формы и ослаблением разъемов в процессе эксплуатации. При отсутствии данных по распределению дисбаланса выбирается худший вариант его распределения для формы собственных колебаний ротора, близких к рабочей частоте вращения. В этом случае реализуется консервативный подход. В модели ротора задание дисбаланса может быть осуществлено различными способами: смещением центра масс участков ротора; добавлением к ротору масс, не оказывающих существенного влияния на его инерционные характеристики.

Для исследования выбега ротора в подшипниках, установленных с зазором, важным является адекватность моделирования контакта. При описании контакта обычно используют теорию Герца [5]. Нормальная к поверхности контактная сила вычисляется

$$F_c = n\alpha k x_l^n \dot{x}_l + n k x_l^{n-1} x_l, \quad (1)$$

где $n = 1,5$ – показатель степени; α – коэффициент восстановления (зависит от геометрии и материала контактируемых поверхностей); k – параметр, характеризующий местную жёсткость (зависит от геометрии и материала контактируемых поверхностей); x_l – величина местной деформации от проникновения одной контактирующей поверхности в другую.

При контакте вращающегося ротора с подшипником дополнительно на ротор и элементы подшипника действует тангенциальная сила F_τ , вызванная трением Кулона,

$$F_\tau = \mu F_c, \quad (2)$$

где μ – коэффициент трения.

Сложность в моделировании контакта связана с необходимостью получения его параметров, в частности, потери энергии при соударениях, “сухого” трения, при скольжении одного из взаимодействующих тел по другому, жёсткости контактирующих поверхностей. Для получения таких данных могут потребоваться экспериментальные исследования.

Контактное взаимодействие тел в сложных расчётных моделях СП вызывает вычислительные трудности и требует значительного машинного времени, в частности, из-за близости диаметров ротора и внутренних поверхностей подшипников или большого количества контактных поверхностей. Ускорить вычисления в этом случае можно, если вместо наложения на тела условий контакта использовать усилия, действие которых определяется функционально. Рассмотрим, например, контакт вращающегося ротора с СП колодочного типа. Сле-

лав допущение, что колодка может контактировать с ротором, например, только в трёх точках A, B, C (рис. 2), взаимодействие ротора с колодкой будет иметь место, когда расстояние от центра ротора до любой из этих точек станет равным радиусу R ротора. В этом случае на колодку будут действовать: нормальные силы F_{n1}, F_{n2} , величина которых определяется по (1), а направление – положением центра ротора относительно центра подшипника D ; силы трения $F_{\tau1}, F_{\tau2}$, вычисляемые по значениям F_{n1} и F_{n2} по формуле (2).

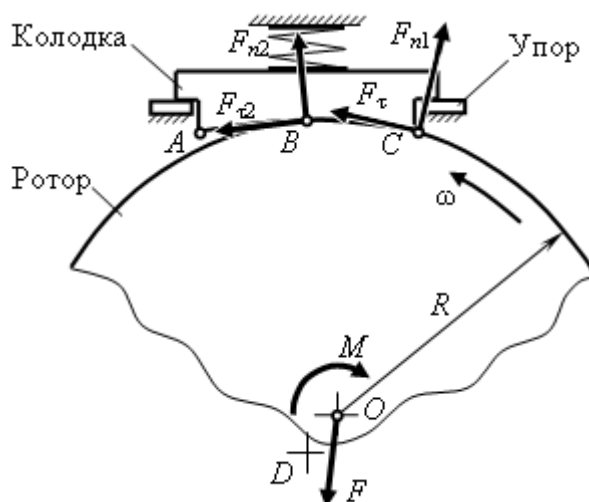


Рис. 2. Усилия, действующие на ротор и колодку СП при их контакте

Реактивные усилия, передаваемые со стороны колодки на ротор – сила F и момент сопротивления M , – могут быть непосредственно приложены к его центру O . Величина и направление силы F определяются векторной суммой F_{n1} и F_{n2} . Момент $M = (F_{\tau1} + F_{\tau2}) \cdot R$ действует в направлении, противоположном вращению.

Особо следует рассмотреть проблемы моделирования нелинейных элементов СП. На рис. 3 приведена характеристика предварительно поджатой на $F_1 = 5$ кН фрикционной кольцевой пружины. На графике точка, соответствующая ходу пружины, равному нулю – точка неопределённости, так как этому ходу пружины соответствует диапазон значений нагрузки от 2 до 5 кН. Расчётная программа не может корректно выполнять вычисления при такой характеристике. Чтобы обойти это затруднение, делается следующее допущение. В точке поджатия пружины (рис.3) с её стороны на колодку СП действует упругая сила 2 кН. При незначительном ходе (сжатии) пружины на величину Δu (например, в пятьдесят раз меньше её рабочего хода) достигается упругая сила 5 кН. Жёсткость пружины на участке сжатия от 0 до Δu будет составлять $C = F_1 / \Delta u$ соответственно.



Рис. 3. Характеристика предварительно поджатой фрикционной кольцевой пружины

Вывод

В связи со спецификой задачи разработки конструкции СП, обеспечивающей безопасность гибкой роторной системы, на этапе проектирования целесообразно моделирование процесса выбега ротора на ЭВМ. При моделировании необходимо решить две проблемы. Первая – проведение экспериментальных исследований для определения необходимых данных (уровня демпфирования в системе ротор – СП, параметров контактного взаимодействия тел, распределение дисбаланса). Восполнить отсутствие данных можно использованием опыта создания аналогичных конструкций, либо применением консервативного подхода к решению задачи. Вторая проблема связана с ограниченными возможностями программных средств, с помощью которых происходит процесс моделирования, а также мощности вычислительных машин. Эти ограничения требуют создания расчётных моделей и организации вычислительного процесса, экономно использующих ресурсы вычислительной техники.

Библиографический список

1. **Schweitzer, G.** Active magnetic bearings. Basics, properties and applications / G. Schweitzer, H. Bleuler, A. Traxler // Vdf Hochschulverlag AG an der ETH. – Zurich. 1994. – 244 p.
2. **Yang, Xu.** Design aspects and achievements of active magnetic bearing research for HTR-10GT / Xu Yang [at al.] // Nuclear Engineering and Design. 238 (2008). P. 1121–1128.
3. **Baxi, C.B.** Telengator. Tribological testing of catcher bearing materials of gas turbine modular helium reactor (GT-MHR) turbomachine / C.B. Baxi [at al.] // Proceedings of ICAPP'10. – San Diego, CA, USA, June 13-17, 2010.
4. **Болотин, В.В.** Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости / В.В. Болотин. – М.: Физматгиз, 1961. – 339 с.
5. Машиностроение. Энциклопедия / Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин. Т. 1-3. Кн. 1. / К.С. Колесников [и др.]. – М: Машиностроение, 1994. – 534 с.

*Дата поступления
в редакцию 05.08.2011*

V.B. Kaydalov, V.L. Patrushev, A.A. Ruin, S.A. Soloviev

MODELLING PROBLEMS OF THE ROTOR DYNAMICS IN CASE OF ELECTROMAGNETIC BEARINGS FAILURE

The article deals with considering questions about computer modelling rotor emergency overrun dynamics of the vertical flexible rotor in catcher bearings. Friction catcher bearings with dry lubrication are installed with air gap between rotors. For normal working conditions rotor is rotating in electromagnetic bearings. Requirements for computational software and basic influencing factors are introduced, which are necessary to take into consideration for correct modelling of the rotor system.

Key words: dynamics, vibration, contact, modelling, bearing, software, precession, resonance, rotor, friction.