Цитирование: М.К. Леонтьев, А.В. Давыдов. Роторные системы с магнитными опорами и их динамика. Новые технологические процессы и надежность ГТД. Выпуск 9. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей под редакцией Ножницкого Ю.А. и Петрова Н.И. - М.: ЦИАМ, 2013С. 155-178.

УДК 629.7.036.34

РОТОРНЫЕ СИСТЕМЫ С МАГНИТНЫМИ ОПОРАМИ И ИХ ДИНАМИКА

М.К. ЛЕОНТЬЕВ, ДАВЫДОВ А.В.

Введение

Идея использовать магнитную силу для подвеса ферромагнитного тела в пространстве известна уже давно, больше века назад. В то время для этого использовались постоянные магниты. В 30-х годах прошлого века начались исследования и практическое применение активных электромагнитных подвесов. Здесь следует отметить работы Д. Бимса [1] по созданию ультрацентрифуг и роторных вакуумметров. С 1960-х годов активные электромагнитные системы начали применять в качестве радиальных подшипников на валах. Первый радиальный активный магнитный подшипник (АМП) был предложен и испытан Р. Сиксмитом [2]. Его работа показала реальную возможность применения АМП в опорных узлах роторов. Но, для обеспечения необходимых характеристик магнитных опор требовались сложные контроллеры и алгоритмы. Поэтому АМП не стали практической альтернативой подшипникам качения.

Развитие электроники позволило создать надежное активное управление АМП. Появление высокоскоростных микропроцессоров и повышение точности датчиков позволило значительно ускорить обработку сигналов системой управления АМП и повысить точность позиционирования ротора. Благодаря развитию материалов повысилась их магнитная индукция, уменьшились потери энергии, появилась возможность работы электромагнитов и сенсоров в условиях высоких температур [3, 4, 5, 6]. Все эти достижения поставили АМП в один ряд с современными системами бесконтактного подвеса ротора.

Сегодня появились многочисленные работы, посвященные созданию опор с АМП для различных применений. Многие важные результаты этих работ объединены в монографии [7, 8, 9].

АМП имеет ряд преимуществ перед традиционными подшипниками. Наиболее важными из них являются отсутствие трения, это позволяет полностью отказаться от масляной системы, уменьшить шумность и повысить долговечность опорного узла. Активная система управления АМП позволяет контролировать текущее динамическое состояние ротора, изменять жесткость и демпфирование АМП в реальном времени, что позволяет регулировать положение резонансных частот ротора, а, следовательно, выходить на рабочие обороты без высоких вибраций и работать на закритических режимах.

С начала 80-х годов АМП начали широко применяться в турбомашинах наземного применения [10]. В 2006 году в городе Екатеринбурге был осуществлен запуск газотурбинной установки на магнитных подшипника [11]. Магнитные подшипники изготовлены по технологии французской фирмы S2M. Электрическая мощность этой двухблочной модульной станции составляет 2*9 МВт, тепловая мощность – 2*40 Гкал. Это был первый в России и в мире опыт успешного запуска турбоустановок подобного типа

Достаточно большое количество работ посвящено исследованию возможности применения опор в авиационных газотурбинных двигателях [12, 13, 14]. Выделим среди них работу [14], в которой представлены результаты пятилетнего проекта MAGFLY, законченного в 2006 году. В проекте под руководством MTU ряд компаний и университетов провели исследования по применению АМП в ГТД. В работе отмечаются следующие преимущества газотурбинных двигателей с АМП перед двигателями с традиционными подшипниками качения: более компактная конструкция; значительное снижение веса; отсутствие потерь энергии на трение в опорах роторов и соответственно повышенная эффективность машины; ультранизкий износ подшипников; уменьшенная пожароопасность; увеличенный интервал обслуживания; уменьшенная стоимость эксплуатации и жизненного цикла; более высокие скорости и характеристики; возможность контролирования вибраций, шума и напряжений; улучшенный процесс мониторинга, диагностики и прогнозирования состояния.В результате работы участниками проекта MAGFLY были спроектированы для авиационных двигателей магнитные подшипники для работы при температуре до 600 ^{O}C и вспомогательные подшипники. Динамическое моделирование роторной системы, включающей АМП, вспомогательные подшипники, опоры и корпуса двигателя позволили оптимизировать размеры АМП и их характеристики. Разработанные методики, модели и алгоритмы позволили создать программный инструмент проектирования для разработчиков турбомашин с АМП.

Общие положения

Работа АМП основана на известном принципе активного магнитного подвеса ферромагнитного тела, рис.1.

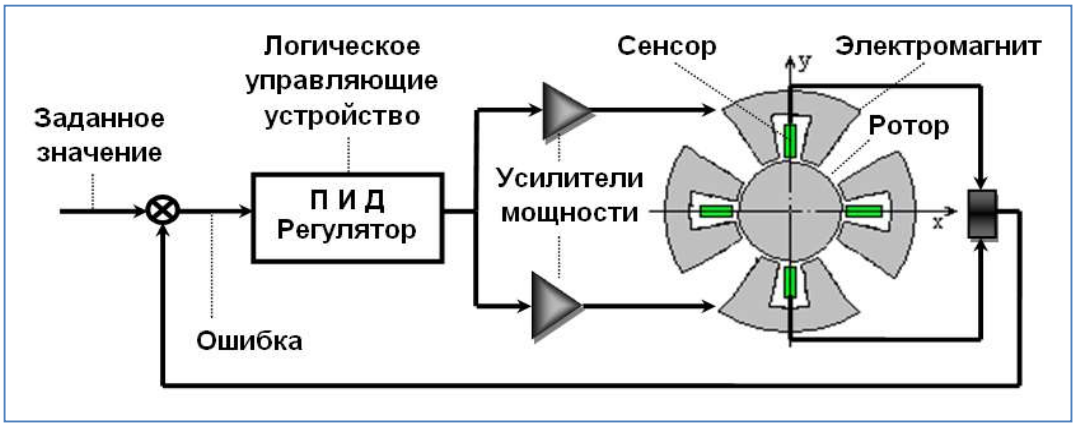


Рис. 1 Схема работы АМП

Стабилизация тела в заданном положении осуществляется силами магнитного притяжения, действующими на тело со стороны управляемых электромагнитов. Токи подаются в обмотки электромагнитов по средствам системы автоматического управления, состоящей из датчиков перемещения (сенсоров), электронного регулятора и усилителей мощности. При смещении ротора из заданного положения сигнал с датчиков обрабатывается регулятором и подается через усилители мощности на электромагниты. Таким образом, ротор позиционируется в заданной точке. При отключенных АМП ротор покоится на вспомогательных (страховочных) подшипниках. Конструктивно АМП состоит из трех основных частей:

- электромеханической части, или собственно АМП;
- электронной системы управления;
- вспомогательных (страховочных) подшипников.

К особенностям конструкции на АМП относится необходимость установки страховочных подшипников в связи с возможным падением ротора из-за отказа магнитных опор. Это могут быть как подшипники скольжения, так и обычные подшипники качения. Отказ может произойти из-за перебоев в электроэнергии, обрыва питающего кабеля и т.д. В связи с этим надо ответить на два вопроса: выдержат ли страховочные подшипники нагрузки, и как будет вести себя ротор на них при ударе и последующем выбеге. Страховочные подшипники выдерживают крайне мало аварийных

остановов, после чего их необходимо менять. Другая проблема связана с конструктивными решениями страховочных подшипников. Например, в случае использования подшипников скольжения в качестве страховочных возможен выход ротора на обкат и в худшем случае на обратное прецессионное движение. Это связано с возникновением высокого трения в момент контакта ротора и страховочного подшипника. Выбег ротора может сопровождаться также и высокими резонансными нагрузками и перемещениями.

Важно отметить, что при проектировании роторных систем с АМП конструкторам надо моделировать и исследовать поведение роторных систем в различных условиях, что позволит не только создать работоспособную конструкцию с точки зрения динамики ротора, но и настроить соответствующим образом систему управления АМП. При этом также необходимо отметить, такое исследование может быть полноценно проведено только в нестационарной постановке с учетом нелинейных свойств АМП и вспомогательных подшипников.

Вспомогательные подшипники можно разделить на два типа. К первому типу относятся подшипники скольжения. Они дешевые и простые в исполнении, легко восстанавливаются при необходимости. С другой стороны подшипники скольжения имеют свойства, которые ограничивают их применение в определенных конструкциях. Коэффициент трения подшипников скольжения может меняться за время торможения ротора из-за износа втулки. Износ увеличивает коэффициент трения и как следствие изменяет динамическое поведение ротора в условиях его контакта с подшипниками скольжения. По этой причине подшипники скольжения должны заменяться после нескольких высокоскоростных падений ротора. Подшипники скольжения с высоким коэффициентом трения могут привести к возникновению эффекта обратного прецессионного движения и разрушению ротора.

Ко второму типу относятся подшипники качения. Они более сложные с точки зрения конструкции и, следовательно, более чувствительны к ударам. В случае отказа АМП ротор с такими подшипниками может выйти на обкатку с высокими перемещениями и нагрузками во вспомогательных подшипниках.

При проектировании роторной системы, установленной на АМП необходимо решать ряд проблем связанных с динамикой ротора. Среди них:

- центрирование ротора в зазоре АМП;
- переход через резонансные режимы;
- ограничение амплитуд колебаний роторной системы;
- поведение ротора при падении на страховочные подшипники.

Решению этих задач посвящены многие работы [15, 16, 17, 18, …]. В них также исследуется модели зазоров и контакта ротора и статора в составе роторных систем с АМП. Показываются различия в динамическом поведении ротора при его падении на подшипники качения и скольжения. Исследуются причины разрушения роторов с АМП и подшипниками скольжения, применяемыми в качестве страховочных и т.д.

Все эти задачи можно решить, используя специально созданные для этого пакеты программ, и на стадии проектирования смоделировать возможные аварийные ситуации. Среди таких программ швейцарская MADYN 2000 (http://www.delta-js.ch), российская Dynamics R4 и другие. Пользователями последней является большое количество российских и зарубежных компаний, производящих авиационные двигатели и турбомашины различного назначения. Разработчиком программы является компания ООО “Альфа-Транзит” (www.alfatran.com).

Уравнения динамики

Динамическое уравнение в матричной форме для роторной системы будет иметь вид:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F_{\text{дб}}\} + \{R_{\text{АМП}}\} + \{R_{\text{вс.о}}\}; \quad (1)$$

где: $[M], [C], [K]$ – матрицы инерции, демпфирования, и жесткости соответственно, полученные путем дискретизации балочной конечно-элементной модели; $\{\ddot{q}\}, \{\dot{q}\}, \{q\}$ – векторы ускорения, скорости, и перемещения соответственно; $\{F_{\text{дб}}\}, \{R_{\text{АМП}}\}, \{R_{\text{вс.о}}\}$ - векторы сил от неуравновешенности, реакции от АМП и реакции от вспомогательной опоры.

Наиболее общим методом динамического анализа сложных нелинейных нестационарных роторных систем является интегрирование связанных уравнений движения. При этом динамическое поведение системы вычисляется для ряда последовательных интервалов времени, как для линейной стационарной динамической системы с динамическими характеристиками, определенными в начале рассматриваемого интервала. В конце каждого интервала характеристики меняются в соответствии с текущим деформированным состоянием. Может также меняться и нагружение системы. Таким образом, нелинейный нестационарный анализ рассматривается как последовательность расчета непрерывно меняющихся линейных стационарных систем [19]. Новые динамические характеристики определяются в начале каждого шага интегрирования с помощью моделей нелинейных элементов. На вход в эти модели

подаются перемещения и скорость точек, через которые нелинейные элементы связаны с остальной динамической системой, на выходе динамические реакции.

Общая схема взаимодействия линейной модели роторной системы и моделей, описывающих ее нелинейные элементы, например, таких как подшипники скольжения, подшипники качения, магнитные опоры, показана на рис. 2..

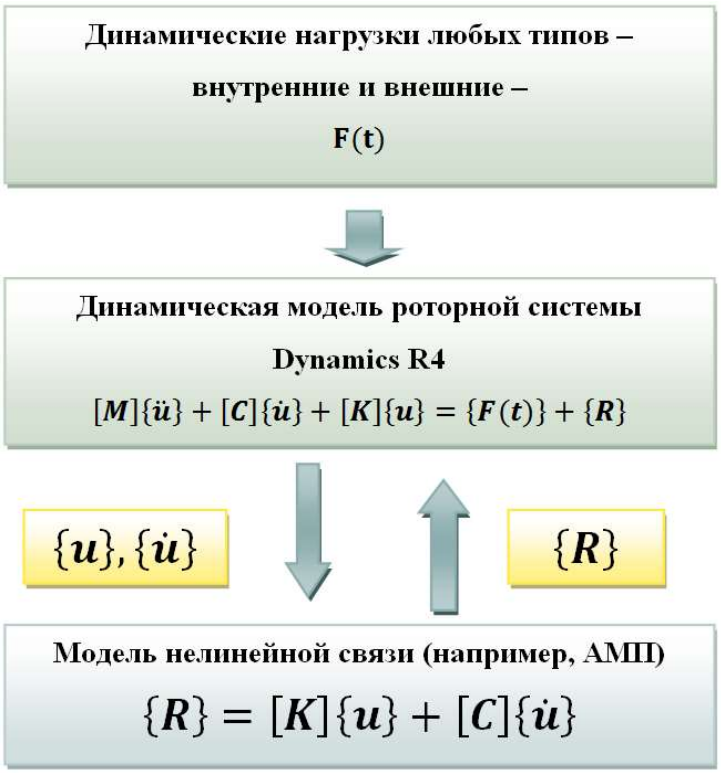


Рис. 2 Схема взаимодействия динамической модели роторной системы с нелинейными элементами

Модель активного магнитного подшипника

Известно, что магнитная сила притяжения, действующая на элемент площади ферромагнитного тела A_g в однородном магнитном поле с индукцией B в зазоре:

$$F = \frac{B^2}{2\mu_0} A_g, \tag{2}$$

где $\mu_0 = 4\pi * 10^{-7}$Гн/м – магнитная постоянная.

Индукция в зазоре определяется по следующему соотношению:

$$B = \frac{\mu_0 NI}{g_0}, \tag{3}$$

где: N- число витков проводника, обмотанного вокруг сердечника электромагнита; I – сила тока в проводнике; g_0 – величина зазора между электромагнитом и ферромагнитным телом.

Тогда магнитная сила, создаваемая одним электромагнитом:

$$F = \frac{\mu_0 A_g N^2 I^2}{2 g_0^2}; \tag{4}$$

Для АМП, состоящего из n полюсов с одинаковыми площадями полюсов и числом витков, результирующая сила в горизонтальном и вертикальном направлениях будет определяться по формулам:

$$F_x = \sum_{i=1}^{n} \frac{\mu_0 A_g N^2}{2} \frac{{I_i}^2}{(g_0 - g_i)^2} \cos(\varphi_i), \tag{5}$$

$$F_y = \sum_{i=1}^{n} \frac{\mu_0 A_g N^2}{2} \frac{{I_i}^2}{(g_0 - g_i)^2} \sin(\varphi_i), \tag{6}$$

где: i – номер электромагнита; $I_i = I_c + I_{y_i}$ - ток в i-ом электромагните складывающийся из тока смещения I_c и тока управления I_{y_i}; g_i- смещение ротора из центральной точки вдоль i-го электромагнита; φ_i – угол i-го электромагнита.

Ток смещения принимается равным половине максимально возможного тока в обмотке. Ток управления генерируется системой управления. Широкое распространение в качестве основы системы управления получил пропорционально – интегрально - дифференциальный закон регулирования - ПИД регулятор. Он состоит из 3х независимых звеньев: пропорционального, интегрального, дифференциального. Порядка 90-95% регуляторов, находящихся в настоящее время в эксплуатации, используют ПИД - алгоритм [20, 21,…]. Причинами столь высокой популярности являются простота построения и промышленного использования, ясность функционирования, пригодность для решения большинства практических задач и низкая стоимость.

Обычно, в радиальном АМП небольшого размера применяется от 8 до 16 электромагнитов. Подключение отдельного блока системы управления с датчиками и усилителями тока к каждому полюсу нецелесообразно, поэтому, ограничиваются двумя датчиками и четырьмя (в некоторых случаях тремя) блоками усилителей тока. Для 8-ми полюсного АМП два датчика расположенные под углом 90° измеряют перемещения и скорости в направлениях осей u_1, u_2, u_3, u_4, Рис. .

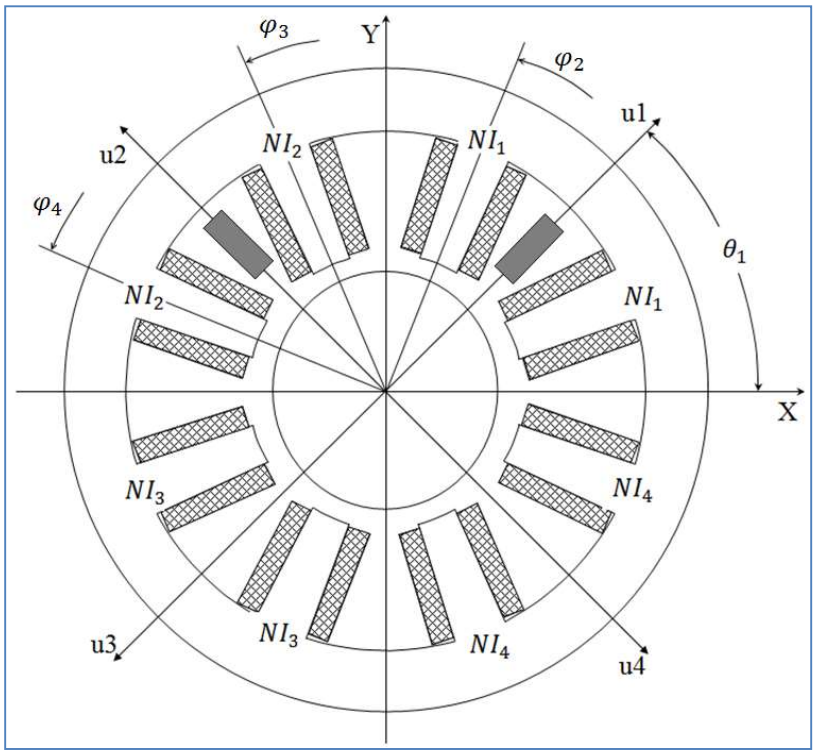


Рис. 3 8-ми полюсный АМП

Ток от отдельного усилителя тока идет на два соседних электромагнита, которые работают как один. Таким образом, АМП с любым количеством полюсов можно представить в виде 4-х или 3-х полюсного АМП.

Если ротор имеет две степени свободы (x и y) то:

$$u_j = x\cos(\theta_j) + y\sin(\theta_j); \tag{7}$$

$$\dot{u}_j = \dot{x}\cos(\theta_j) + \dot{y}\sin(\theta_j); \tag{8}$$

где: j – число осей по которым осуществляется управление; θ_j – угол j-ой оси по которой осуществляется управление.

Аналогично находятся перемещения вдоль i-го электромагнита:

$$g_i = x\cos(\varphi_i) + y\sin(\varphi_i); \tag{9}$$

Уравнение для управляющего тока примет вид:

$$I_{y_j} = K_p u_j + K_i \int u_j + K_d \dot{u}_j; \tag{10}$$

Подставляя (9,10) в (5, 6) можно определить реакции АМП.

Уравнение управления по току будет иметь вид:

$$I(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t)\,dt + K_d \frac{de}{dt} \tag{11}$$

где: $I(t)$ – изменение силы тока; K_p, K_i, K_d – пропорциональный, интегральный и дифференциальный коэффициенты; $e(t)$ - ошибка.

Изменяя значение коэффициентов регулятора можно получить необходимые параметры магнитной опоры. На рис.4 показаны динамические реакции системы с одной степенью свободы, при воздействии на нее внезапной статической нагрузки при различных значениях коэффициентов регулирования.

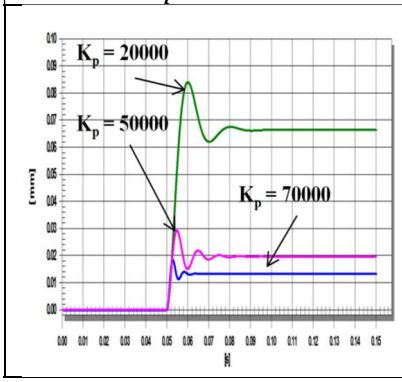
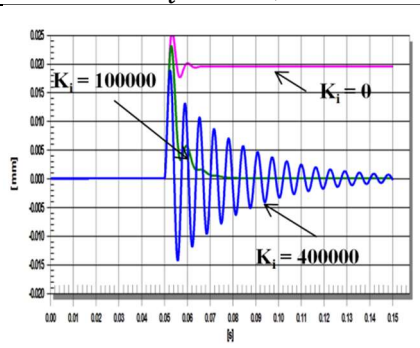
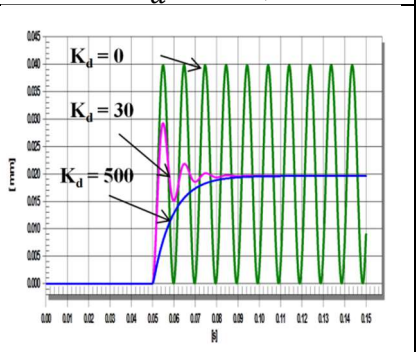
$K_i = const; K_d = const;$ $K_p = var;$	$K_p = const; K_d = const;$ $K_i = var;$	$K_p = const; K_i = const;$ $K_d = var;$
		

Рис. 4 Влияние коэффициентов регулирования на динамическую систему при возникновении статической силы

Модель зазора

Зазор между статором и ротором моделируется как контакт между двумя цилиндрическими поверхностями с определенными жесткостями, демпфированием и коэффициентом трения, рис. 5 [22]. Принято допущение, что втулка статора не вращается. Сила в радиальном направлении является функцией деформации и скорости деформации. Реакцию, действующую на ротор при контакте о статор в радиальном направлении, можно определить из выражения:

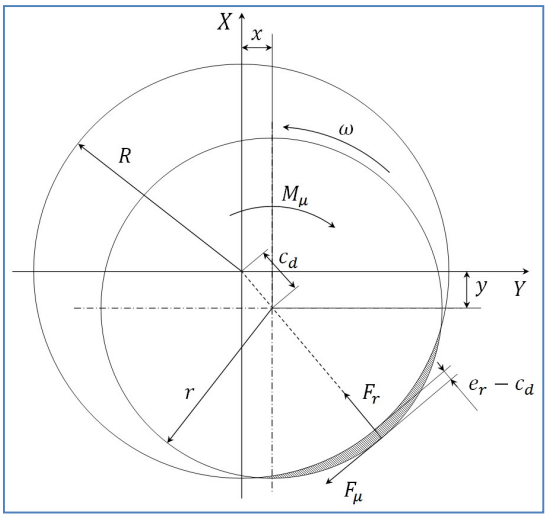


Рис. 5 Модель зазора

$$F_r = -1 \max \begin{cases} K(e_r - c_d)^n + C \cdot \dot{e_r} \\ 0 \end{cases}, \quad (12)$$

где: K, C – жесткость и демпфирование в контакте соответственно; n – коэффициент при соприкосновении двух цилиндрических поверхностей; c_d – зазор в контакте; $e_r, \dot{e}_r$ – перемещение и скорость между ротором и статором, которые можно определить, зная перемещения ротора (x и y), из соотношений:

$$e_r = \sqrt{x^2 + y^2}, \quad (14)$$

$$\dot{e}_r = \frac{x\dot{x} + y\dot{y}}{\sqrt{x^2 + y^2}}. \quad (15)$$

Зазор в контакте определяется, через диаметр вала и статора по формуле:

$$c_d = R - r. \quad (16)$$

Сила трения перпендикулярная радиальной силе находится по формуле:

$$F_\mu = \frac{\omega_r}{|\omega_r|} \cdot \mu \cdot F_r \quad (17)$$

где: μ - коэффициент трения между ротором и статором; ω_r – угловая скорость ротора;

Тогда момент, тормозящий вращение, определяется как:

$$M_\mu = F_\mu \cdot r \quad (18)$$

Модель зазора может рассматриваться и как модель подшипника скольжения сухого трения.

Модель шарикоподшипника

Наиболее часто в качестве вспомогательных подшипников качения используются шарикоподшипники. При создании модели подшипника (Рис. 6) обычно принимаются следующие допущения [23]: используется контактная теория Герца; инерция тел качения не учитывается; рассматривается линейное демпфирование; отсутствуют любые виды проскальзывания тел и поверхностей качения.

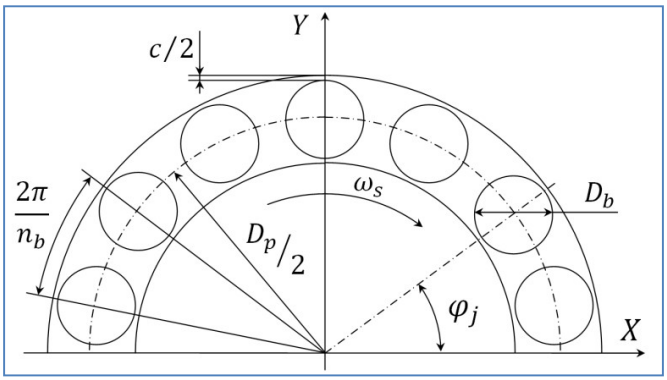


Рис. 6 Модель подшипника с 2-мя степенями свободы

Деформация, возникающая в точке контакта тел качения с обоймами подшипника, зависит от смещений внутренней обоймы x и y. Зная эти смещения, можно рассчитать контактную деформацию j - го шарика δ_j по следующей формуле:

$$\delta_j = xcos(\varphi_j) + ysin(\varphi_j) - c, \tag{19}$$

где: φ_j – угловое положение j-го тела качения, c – зазор в подшипнике.

В выражении (19) угловые положения шариков являются функциями времени:

$$\varphi_j = \frac{2\pi(j-1)}{n_b} + \omega_c t + \varphi_0, \tag{20}$$

где: n_b – число шариков, ω_c – скорость вращения сепаратора, φ_0 – номинальное угловое положение 1-го шарика.

Угловая скорость сепаратора может быть рассчитана из геометрии и при известной скорости вращения вала без учета проскальзывания:

$$\omega_s = \frac{\omega_c}{2}\left(1 - \frac{D_b}{2r_p}\right), \tag{21}$$

где: ω_s – скорость вращения вала, D_b – диаметр шарика, r_p – радиус центров тел качения.

Общая нагрузка на подшипник распределяется по телам качения. Ее значение в соответствии с теорией Герца может быть записано в проекциях на оси x и y путем суммирования сил, передаваемых каждым телом качения:

$$f_x = K_p \sum_{j=1}^{n_b} \gamma \delta_j^n cos\,(\varphi_j), \tag{22}$$

$$f_y = K_p \sum_{j=1}^{n_b} \gamma \delta_j^n\, sin(\varphi_j), \tag{23}$$

$$\gamma = \begin{cases} 1 & \text{для} \quad \delta_j > 0, \\ 0 & \text{для} \quad \delta_j \le 0, \end{cases} \tag{24}$$

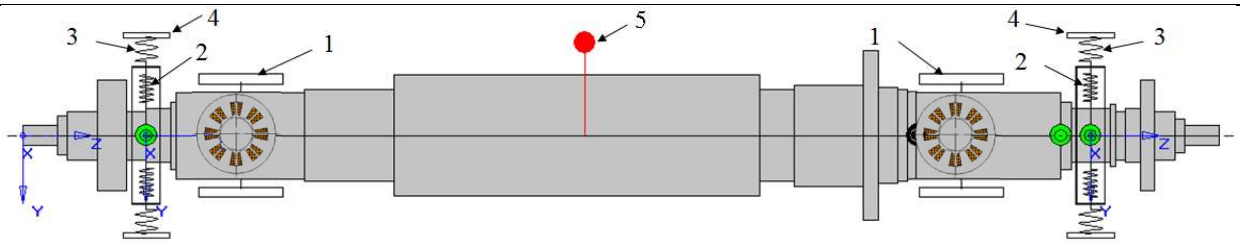
где: K_p – коэффициент контактной жесткости; n = 3/2 для шарикового подшипника.

В выражении (24) деформация $\delta_j \leq 0$ описывает состояние системы, при котором отсутствует контакт между шариком и обоймой подшипника. При $\delta_j > 0$ контакт имеет место. Коэффициент контактной жесткости может быть либо задан, либо рассчитан. Представленная модель имеет две степени свободы и реализует алгоритм расчета силовой функции, значение которой зависит от перемещения вала, геометрии подшипника, частоты вращения вала, зазора в подшипнике, контактной жесткости [24].

Модель ротора

В качестве примера для моделирования и исследования динамического поведения ротора на магнитных опорах был использован ротор из международного стандарта по магнитным подшипникам ISO 14839-3:2006(E) [25]. Ротор опирается на два радиальных АМП.

Схема исследуемого ротора и его параметры представлены на рис. 7..



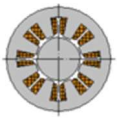
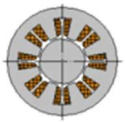
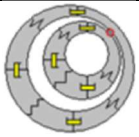
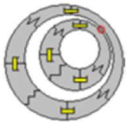
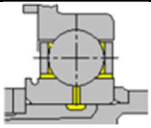
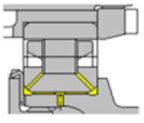
Левая опора	Масса ротора, кг	23.76	Правая опора
	Длина ротора, мм	851	
	Диаметральный момент инерции, кг м^2	0.92	
	Рабочие обороты, Гц	500	
	Дисбаланс ротора, г см	15	
	Номинальная жесткость, Н/м	0.5e +8	
	Номинальное демпфирование, Н с/м	100	
	Радиальный зазор, мм	0.5	
	Контактная жесткость, Н/м	1e+10	
	Страховочный зазор, мм	0.25	
	Жесткость, Н/м	1e+8	
	Демпфирование, Н с/м	100	

Рис.7 Схема ротора и его основные параметры

Упруго-инерционная модель ротора включает два АМП (1). В двух страховочных опорных узлах для моделирования используются два элемента – зазор (2), шариковый подшипник (3), соединенный с основанием (4). В случае, когда страховочным подшипником является подшипник скольжения, в модели ротора исключается подшипник качения. В середине ротора приложен дисбаланс (5). Моделирование и анализ поведения ротора проводился в программной системе Dynamics R4.

Линейные расчеты ротора показали наличие 3 резонансов, два из которых лежат ниже рабочих режимов, Рис 8. На карте собственных частот выделены точки критических скоростей и показаны соответствующие им формы колебаний. Расчет проводился на связях с постоянной жесткостью и демпфированием.

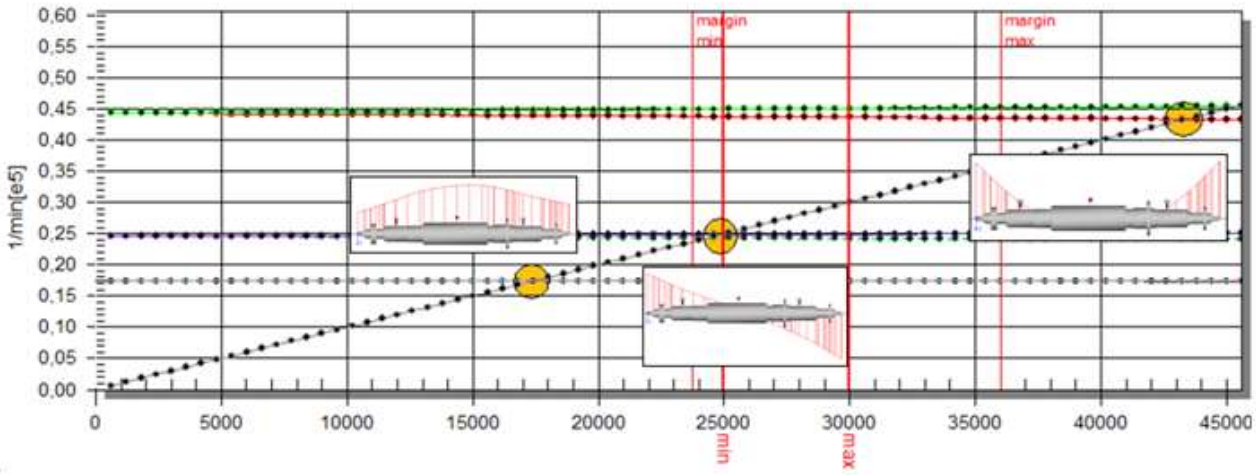


Рис. 8. Карта собственных частот

Возможность влиять на амплитуду колебаний демпфирующими свойствами опоры можно оценить по распределению потенциальной энергии на валу и опорах ротора, таблица 1.

Таблица 1

Узел	Критическая частота вращения, об/мин		
	17373	24637	45303
Вал ротора, %	15.506	3.843	87.558
Опора левая, %	48.745	43.710	3.602
Опора правая, %	35.749	52.447	8.839
Сумма, %	100	100	100

Как видно из таблицы, энергия первых 2х форм колебаний сосредоточена в опорах. Это дает возможность демпфировать эти формы. Ротор на третьей форме практически не перемещается в опорах, и эффективно демпфировать эту форму не представляется возможным. На рис 9 приведены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) ротора. На трехмерной диаграмме можно видеть зависимость амплитуд по длине ротора и частоте вращения. Как видно из рисунка, дисбалансом не будет возбуждаться и вторая форма колебаний. Это связано с тем, что дисбаланс расположен в месте пересечения линии прецессии с центральной осью.

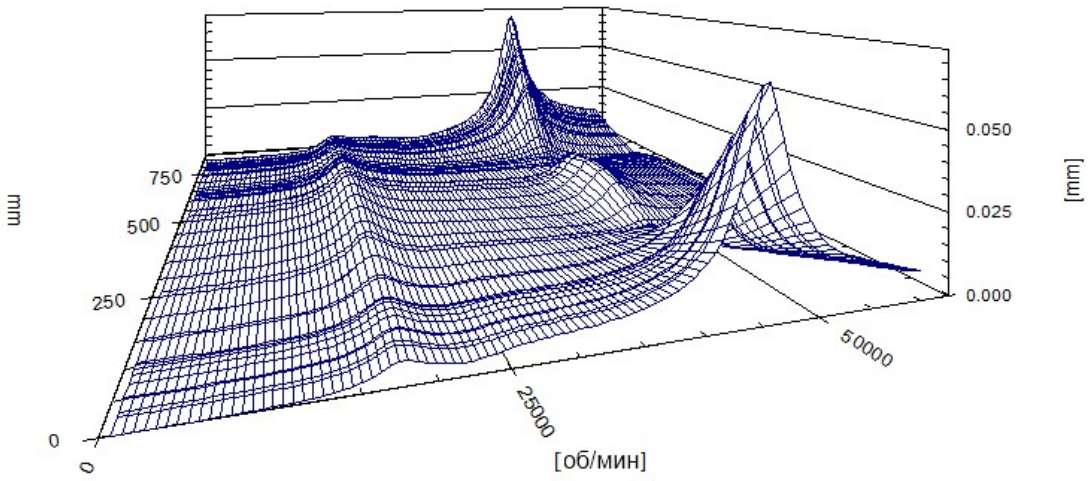


Рис. 9. АЧХ ротора

Управление жесткостью и демпфированием

Зная место резонанса можно разработать программу изменения жесткости или демпфирования для уменьшения амплитуд. На рис. 10 показан временной сигнал, полученный для ротора с номинальным демпфированием в процессе выхода на рабочий режим. На рис.11 представлен выбранный закон управления демпфированием. При этом было учтено, что расчетное критическое демпфирование роторной системы составляет ~87000 Нс/м. Если демпфирование в опорах превысит критическое, то роторная система перестает быть колебательной. Номинальное демпфирование в АМП при прохождении резонансных режимов было увеличено до 12000 Нс/м.

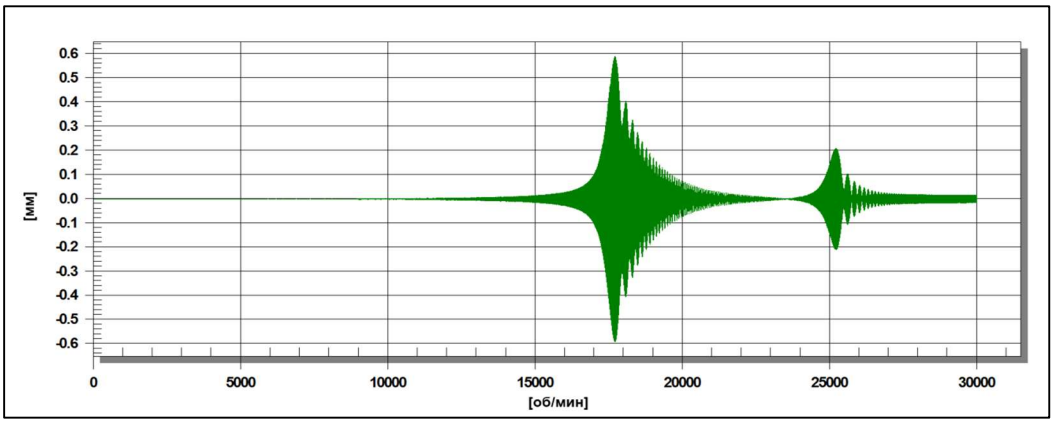


Рис.10. Амплитудно-временная характеристика в нестационарном анализе, сечение левого АМП

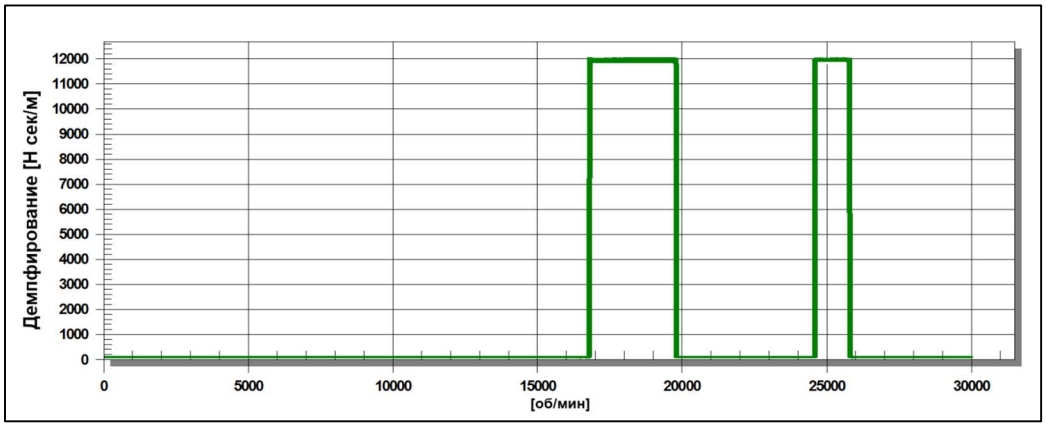


Рис. 11 Программа изменения демпфирования

Рис. 12 показывает результаты выхода на режим с выбранной программой управления демпфированием. Основной уровень вибрационного сигнала (синий цвет) не превышает 0.1 мм. Однако в момент изменения силы тока в АМП (частота вращения ротора 16800 об/мин) происходит некоторый заброс амплитуд колебаний до 0.12 мм.

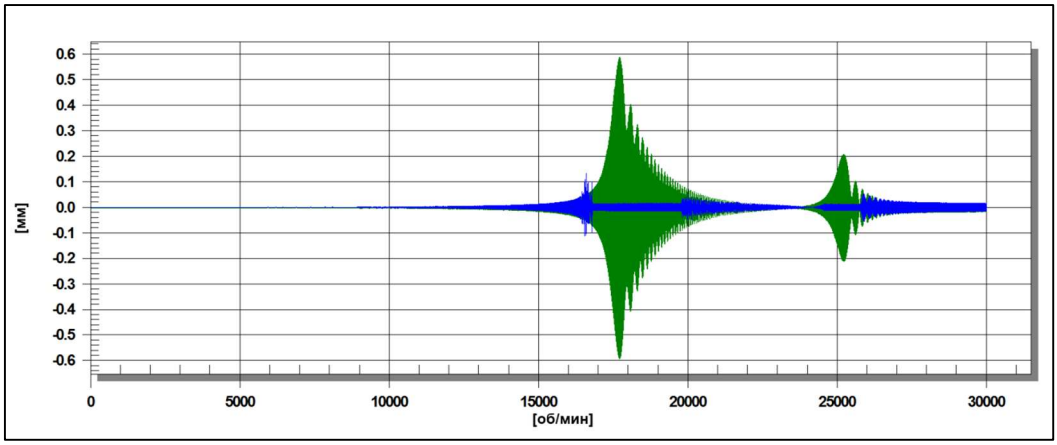


Рис.12 Результаты выхода на режим с выбранной программой управления демпфированием

Аналогичного результата можно добиться изменением жесткости магнитных опор, рис.13, 14.

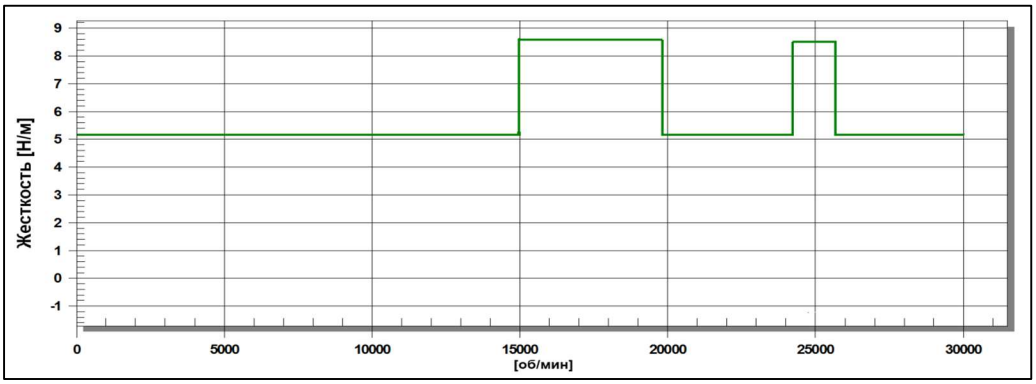


Рис.13 Программа изменения жесткости

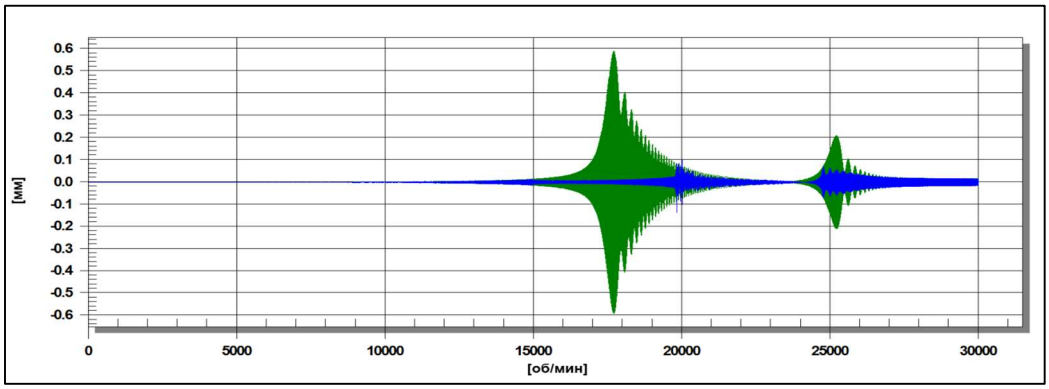
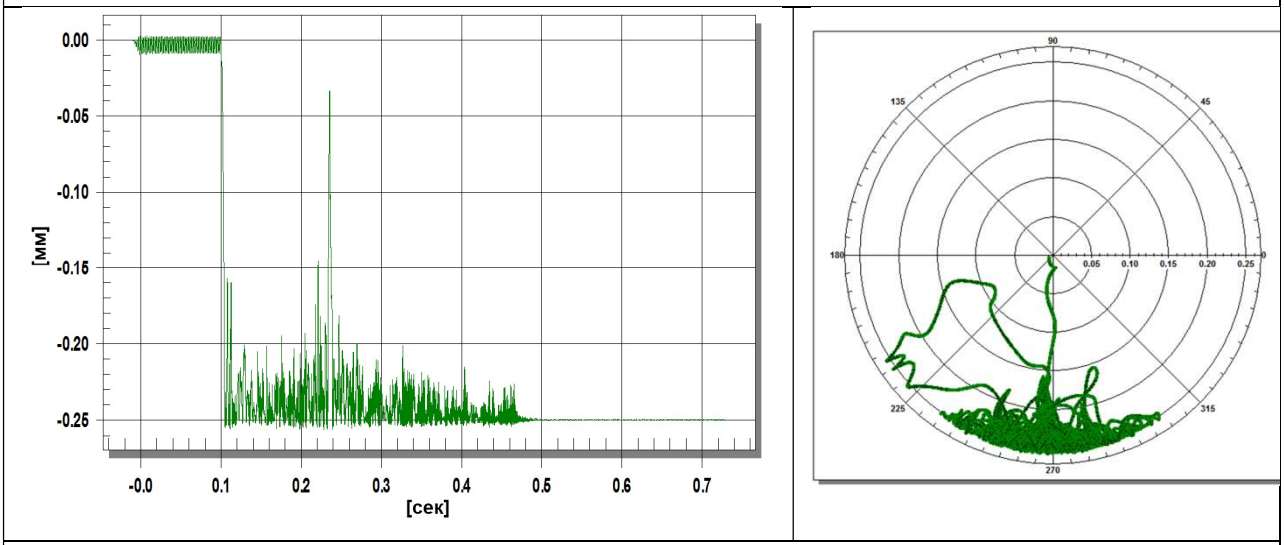


Рис. 14 Результаты выхода на режим с выбранной программой управления жесткостью

Падение ротора на подшипники скольжения

Использование подшипников скольжения в качестве страховочных возможно, только если они обладают достаточно малым коэффициентом трения. Относительно большой коэффициент трения может привести к возникновению обратного прецессионного движения. На рис. 15 показаны временные сигналы и орбиты прецессионного движения ротора для подшипников скольжения, с разными коэффициентами трения, полученными в процессе падения ротора в зазоре и последующего контакта ротора и статора. Частота вращения ротора 30000 об/мин. Зазор в магнитных опорах 0.25 мм. Момент отключения магнитных опор $t = 0.1$ с. На графиках орбит направление вращения ротора против часовой стрелки.

Сталь по баббиту, коэффициент трения μ=0.005. Спокойное поведение



Сталь по графиту, коэффициент трения μ = 0.1. Выход на обратную прецессию

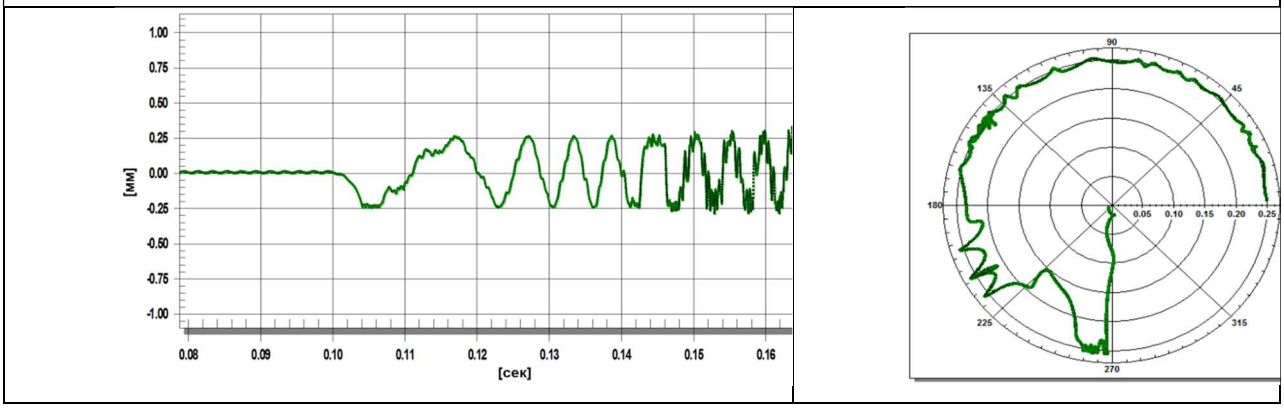


Рис. 15 Падение ротора на подшипники скольжения

Для страховочного подшипника скольжения с коэффициентом трения μ=0.1 падение ротора сопровождается выходом ротора на обратное прецессионное движение. Как правило, в этом случае опорный узел выходит из строя.

Падение ротора на подшипники качения

Чаще в качестве страховочных опор используют подшипники качения. Падая на такую опору, ротор за счет силы трения начинает раскручивать внутреннее кольцо подшипника. Опасным в этом случае является момент касания ротора и неподвижного внутреннего кольца. В этот момент возникает очень большая сила трения, которая может привести к выходу ротора на обратную прецессию. Поэтому между подшипником качения и статором иногда устанавливают упругий элемент, который позволяет раскрутиться внутреннему кольцу подшипника без возникновения большого трения.

На рис.16 показан нестационарный процесс падения ротора из центрированного положения в момент времени t = 0.05 с на подшипники качения.

Подшипник шариковый

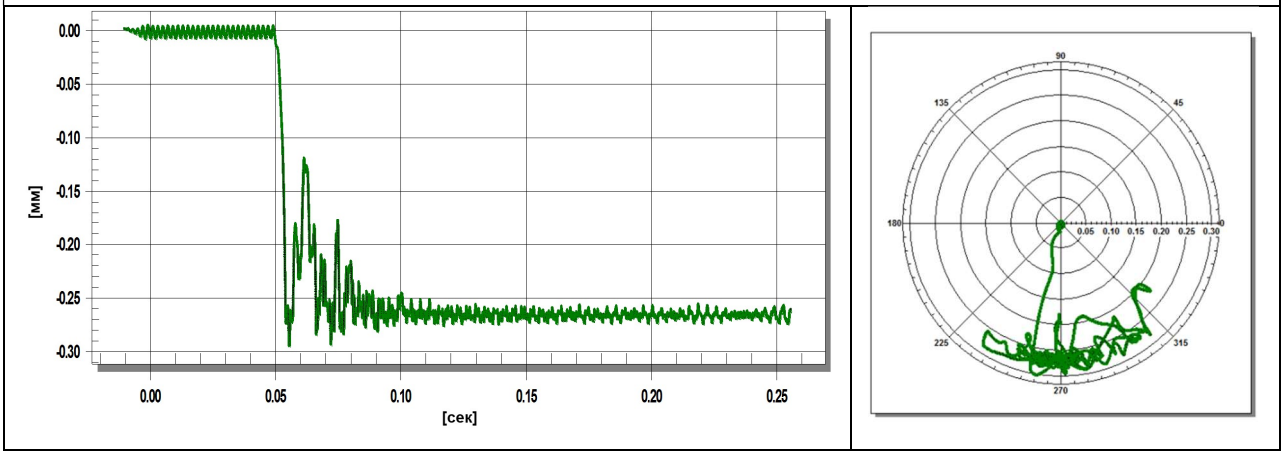
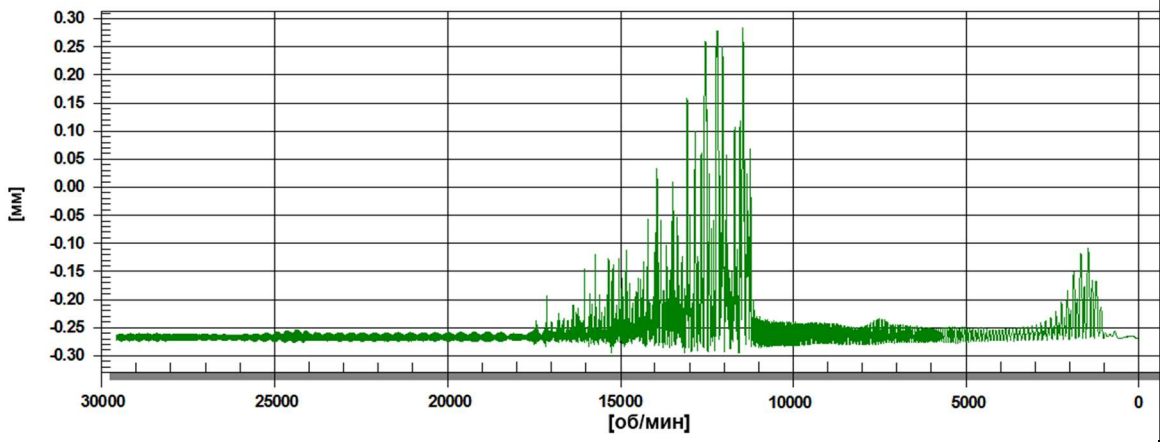


Рис. 16 Падение ротора на подшипники качения

После падения ротора на страховочные подшипники, в случае если быстро возобновить работу не представляется возможным, то его необходимо остановить. При этом может возникнуть явление обкатки ротором страховочных опор, рис. 17

.

Останов ротора. Резонансный режим в районе 17000 об/мин с выходом на обкатку



Движение до обкатки 30000…17000	Выход на обкатку 17000…14000	Движение по зазору 14000…11000	Останов 11000…3000

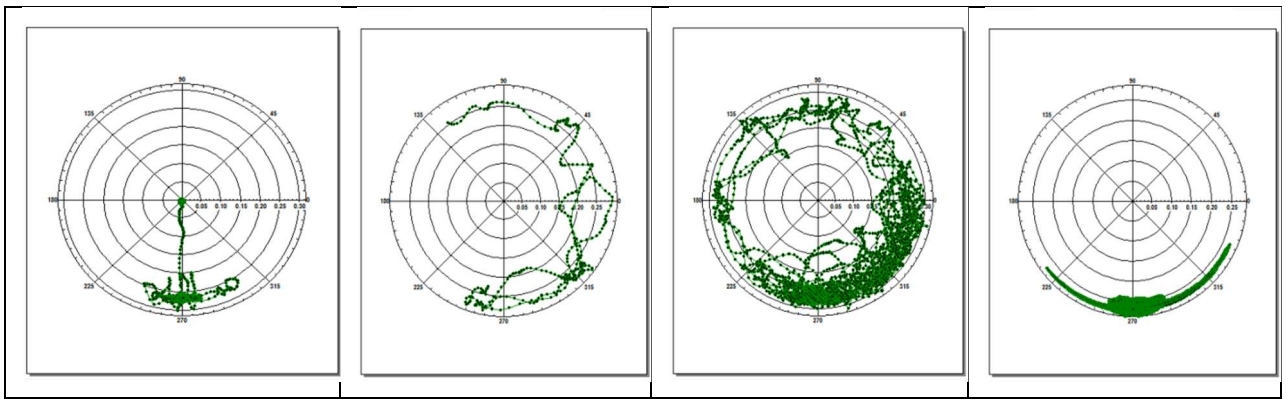


Рис. 17. Выбег ротора и явление обкатки

Обкатка сопровождается выборкой зазора, большими нагрузками, иногда повреждением подшипников качения, а также возможным повреждением деталей цапф вала ротора.

Заключение

В результате проведенных разработок, полученных результатов авторами разработана методика моделирования и анализа роторных систем, установленных на АМП, и которой могут воспользоваться организации, проектирующие и производящие АМП для конкретных объектов, таблица 2.

Таблица 2

1	Определение необходимых значений жесткости и демпфирования
2	Определение коэффициентов регулирования в АМП и настройка системы управления
3	Определение демпфированных критических частот вращения ротора и форм колебаний – мест потенциальных резонансов
4	Расчет вынужденных колебаний и амплитудных значений вибропараметров – перемещений, виброскоростей, реакций в опорных узлах
5	Подготовка программы управления силой тока – жесткостью, и демпфированием АМП для перехода через резонансы системы и выхода в зону рабочих оборотов
6	Нестационарный анализ ротора на АМП с целью определения характеристик ротора на переходных режимах
7	Моделирование ротора с АМП и со страховочными подшипниками. Нелинейный нестационарный анализа. Определение поведения ротора при падении на страховочные подшипники
8	Нелинейный нестационарный анализ ротора на страховочных подшипниках в процессе торможения ротора и выбега. Определение нагрузок в подшипниках на резонансных

	режимах

При ее использовании разработчикам роторов с АМП следует обратить внимание как на возможность перехода через резонансные режимы с целью уменьшения вибронапряжений в роторной системе, так и на конструкцию опорных узлов, для полного исключения возможности выхода ротора на обкатку или обратное прецессионное движение.

Возможность точного моделирования и анализа предложенных конструкций роторов может быть получена с помощью программных комплексов, предназначенных для нелинейного и нестационарного анализа роторной динамики и, в частности, с помощью программной системы Dynamics R4.

Список использованных источников

1. **Бимс Д., Спитцер Р., Уэйд К.** Роторный вакуумметр с магнитным подвесом. Приборы для научного исследования. 1962 №2 С. 3-7.
2. Сиксмит Р. Электромагнитный подшипник // Приборы для научного исследования. 1961 №11 С. 30-32.
3. **Kondoleon AS, Kelleher WP.** (2000) *Soft magnetic alloys for high temperature radial magnetic bearings*. Proc. 7th Internat. Symp. on Magnetic Bearings, ETH Zurich, August 23-25, 111-116.
4. **Ohsawa M, Yoshida K, Ninomiya H, Furuya T, Marui E.** (1998) *High Temperature Blower for Molten Carbonate Fuel Cell Supported by Magnetic Bearings*. Proc. 6th Internat. Symposium on Magnetic Bearings, MIT Cambridge , August 5-7, 32-41.
5. **Xu L, Zhang J.** (2002*) A Study on High Temperature Displacement Sensor*. To appear in IEEE Trans. On Instrumentation and Measurement.
6. **Xu L, Wang L, Schweitzer G.** (2000) *Development for magnetic bearings for high temperature suspension*. Proc. 7th Internat. Symp. on Magnetic Bearings, ETH Zurich, August 23-25, 117-123.
7. **Eric Maslen,** "Magnetic Bearings" University of Virginia, Department of Mechanical, Aerospace and Nuclear Engineering, Charlottesville, Virginia, 2000
8. **Журавлев Ю.Н**. Активные магнитные подшипники. Теория, расчет, применение. – СПБ.: Политехника, 2003. – 206 с.
9. **G. Scheweitzer. Eric H. Malsen. (2009)**. Magnetic Bearings: Theory, Design, and Application to Rotating Machinery: Springer; 535 pages.

10. **Jerry Hustak, R. Gordon Kirk, and Kenneth A. Shoeneck**, Ingersol-Rand Company, Active Magnetic Bearings for Optimum Turbomachinery Design, 1985. pp 327-336
11. **Ю. М. Ануров, Е. В. Литвинов**. (2009) Разработка и эксплуатация серийных энергетических ГТУ магнитных подшипниках. Восточно-Европейский ЖУРНАЛ передовых технологий. 4/4 (40), стр. 20-23.
12. **Antkoviak, B.**M., Scholten, J.R., Nelson, F.C. Rotordynamic modeling and Control System Design for an Aircraft Gas Turbine Rotor Suspended on Magnetic Bearings/ Proc. Of 5th Int.Symp. on Rotor Dynamics, Vieweg Verlag, Darmstadt, Germany, 1998
13. **Mekhiche M, Nichols S, Oleksy J, Young J, Kiley J, Havenhill D.** (2000) *50 krpm, 1,100°F magnetic bearings for jet turbine engines*. Proc. 7th Internat. Symp. on Magnetic Bearings, ETH Zurich, August 23-25, 123-128.
14. **Becker, Karl-Helmut.** Magnetic Bearings for Smart Aero Engines. MTU Aero Engines. Dachauerstr. München. Germany
15. **Fumagalli, M. A., 1997**, Modelling and Measurement Analysis of the Contact Interaction between a High Speed Rotor and its Stator, Doctoral Dissertation, Swiss Institute of Technology, Zurich.
16. **Ecker, H., 1998,** "Nonlinear Stability Analysis of a Single Mass Rotor Contacting a Rigid Backup Bearing," Dynamics of Vibro-Impact Systems: Proceedings of the Euromech Colloquium: 15-18 September 1998, Loughborough, United Kingdom, September, Springer Verlag, pp. 79-89.
17. **Zeng, S., 2002,** "Motion of AMB Rotor in Backup Bearings," ASME Journal of Vibration and Acoustics, 124, pp. 460-464.
18. **Wang, X., and Noah, S., 1998,** "Nonlinear Dynamics of a Magnetically Supported Rotor on Safety Auxiliary Bearings," ASME Journal of Vibration and Acoustics, 120, pp. 596-606.
19. **William T. Tomson.** Theory of Vibration with Applications. Prentice - Hall, 1981. -467 p.
20. .**Ang K.H., Chong G., Li Y.** PID control system analysis, design, and technology, IEEE Transactions on Control Systems Technology. 2005. Vol. 13. No. 4. pp. 559-576
21. **Astrom K.J., Hagglund T. Advanced PID control** , ISA (The Instrumentation, System, and Automation Society), 2006. -460 p.
22. **ADAMS** Online documentation, 2001, version 12.0. Mechanical Dynamics, Inc, Ann Arbor, Michigan, USA
23. **Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я.** Подшипники качения: Справочник - 6-е изд., испр. и доп. - М.: Машиностроение, 1975. - 574 с.

24. **Леонтьев М.К., Карасев В.А., Потапова О.Ю., Дегтярев С.А**. ”Динамика ротора в подшипниках качения”. Научно-технический и производственный журнал “Вибрация машин: измерение, снижение, защита” , ISSN 1816-1219. 2006, №4(7), С. 40-45

25. **International standart** ISO 14839-3:2006(E). Mechanical vibration – Vibration of rotating machinery equipped with active magnetic bearings Part 3: Evaluation of stability margin. First edition 2006-09-15