

На правах рукописи

ДАВЫДОВ АРКАДИЙ ВАЛЕНТИНОВИЧ

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ РОТОРНЫХ
СИСТЕМ С МАГНИТНЫМИ ОПОРАМИ**

Специальность 05.07.05 – Тепловые, электроракетные двигатели и
энергоустановки летательных аппаратов

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва - 2013

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования "Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)"

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор,
Леонтьев Михаил Константинович

Официальные оппоненты: Савин Леонид Алексеевич
доктор технических наук,
профессор, ФГБОУ ВПО "Госунiversитет
— УНПК", заведующий кафедрой МиМИ;

Руковицын Илья Геннадьевич
кандидат технических наук,
ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ»,
старший научный сотрудник.

Ведущая организация: ОКБ им. А.Люльки ОАО «УМПО»

Защита диссертации состоится « 23 » декабря 2013 года в 15:00 на заседании диссертационного совета Д 212.125.08, созданного на базе Московского авиационного института (национального исследовательского университета) по адресу: 125993, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д.4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского авиационного института (национального исследовательского университета).

Автореферат разослан « 21 » ноября 2013 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д212.125.08

доктор технических наук, профессор

Зуев Ю.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время исследования активных магнитных подшипников (АМП) достигли такого уровня, за которым следует их широкое применение. Уже сейчас применение АМП рассматривается как ключевая технология для многих типов машин, позволяющая получить большой экономический эффект, особенно для турбомашин большой мощности, и увеличить их срок службы. Рассматриваются также вопросы применения АМП в газотурбинных двигателях, в том числе авиационных. Говорится о возможном появлении первых ГТД с АМП в ближайшие годы.

Само проектирование таких машин является многоэтапным и весьма сложным процессом, финалом которого должен являться полный и независимый анализ проекта, предложенного разработчиками. В настоящее время существуют определенные требования к проектированию машин с АМП, изложенные в многочисленной литературе и стандартах. Помимо того, что АМП должны поддерживать ротор в определенном положении, воспринимать различного рода нагрузки, они должны и обеспечить необходимый уровень вибраций и устойчивости ротора, сохраняя при этом свою работоспособность. Однако необходимо отметить, что системы автоматического управления АМП (САУ) вносят свои коррективы в общее вибрационное состояние машины, которое должно точно определяться проектировщиками еще на начальных этапах ее проектирования. И если ранее решались задачи динамики роторной системы "ротор-подшипники", то для машин с АМП должны решаться задачи динамики как для системы "ротор-САУ-подшипники". Такая система позволит выбрать необходимую жесткость опор, демпфирование с учетом типоразмеров АМП и параметров ротора, дать необходимую информацию по частотам и формам собственных колебаний для разработчиков САУ, проверить работу подготовленных САУ в составе роторной системы, провести их настройку или изменение и т.д. Одновременно она может решить задачу об устойчивости роторов при падении на страховочные подшипники.

В случае газотурбинных двигателей необходимо иметь в виду, что в колебаниях участвуют не только ротора, но и их корпуса. Для таких систем, в том числе многовальных, где ротора также взаимодействуют между собой через корпус, должны решаться задачи об их совместных колебаниях. В указанной выше постановке для динамических систем с АМП типа "ротор + корпус" или "ротор + ротор +...+ корпус + корпус" практически отсутствуют средства их анализа. Вместе с тем с учетом последних достижений в анализе сложных роторных систем на традиционных подшипниках представляется возможным решить и эту задачу – то есть разработать методику, математические модели, алгоритмы и программы для анализа турбомашин и с АМП.

Цель работы. Создание методики, математических моделей и алгоритмов для анализа сложных роторных систем в составе с магнитными подшипниками и их системами управления с позиции динамической устойчивости.

Задачи работы.

1. Анализ научных и технических достижений в сфере применения АМП в роторных системах вращающихся машин.

2. Разработка методики анализа динамических систем турбомашин с роторами на АМП. Разработка математических моделей, алгоритмов и программных модулей для исследования динамической устойчивости роторов.

3. Разработка и внедрение в общий алгоритм анализа динамики роторной системы математической модели АМП с учетом ее нелинейного взаимодействия с роторной системой.

4. Проверка созданных моделей и их верификация (валидация) по результатам расчетных и экспериментальных исследований.

5. Решение практических задач исследования и проектирования роторных систем с АМП.

Научная новизна.

1. Предложена математическая модель АМП и методика, позволяющие проводить полный динамический анализ роторов, включающих магнитные опоры, в нелинейной нестационарной постановке.

2. Предложена методика моделирования многовальных роторных систем для синтеза САУ с АМП. Модели ротора и корпусов учитывают изменение собственных частот и форм колебаний динамической системы, как с частотой вращения роторов (гироскопические моменты), так и с изменением в широких пределах демпфирования и жесткости в опорах, возможного при работе САУ.

Практическая ценность.

1. Разработанная методика и средства анализа могут быть использованы для анализа роторных систем любой сложности с АМП, в том числе многовальных.

2. Модель АМП внедрена в состав программного комплекса Dynamics R4, предназначенного для решения задач роторной динамики турбомашин различных типов, пользователями которой являются многие российские и зарубежные двигателестроительные компании.

Реализация результатов работы. Предложенная методика использовалась для динамического анализа ротора компрессора с электромотором на АМП ООО «Турбопневматик» (г. Пермь), предназначенного для создания перспективной системы воздушного запуска стационарных турбоагрегатов, а также при проектировании экспериментальной установки с гибким ротором ООО «Технологии автоматизации» (г. Чебоксары) совместно с КНИТУ-КАИ (г. Казань).

Достоверность результатов работы подтверждается: использованием при постановке цели работы и определении методов ее достижения фундаментальных положений роторной динамики; использованием существующих российских и зарубежных стандартов при разработке методики и алгоритмов проектирования роторов с АМП; использованием сертифицированных программных средств для проведения динамического

анализа роторных систем; совпадением с приемлемой точностью результатов моделирования, численных и экспериментальных исследований.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на международной конференции «Авиация и космонавтика — 2010, 2011, III Международной научно-технической конференции «АВИАДВИГАТЕЛИ XXI ВЕКА» ЦИАМ.

Публикации. По результатам выполненных исследований имеется 8 публикаций, из них три работы опубликованы в ведущих рецензируемых научных журналах из списка ВАК.

Структура и объем работы. Работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников. Она изложена на 105 страницах, содержит 65 рисунка, 19 таблиц и список литературы из 62 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении рассматривается история развития направления создания машин с роторами на АМП, особенности их проектирования, приводятся примеры создания машин с роторами на АМП. Определяется актуальность работы и важность задач анализа динамической устойчивости роторов на АМП с учетом реальных характеристик САУ и их взаимодействия с роторной системой. Определена основная цель и задачи, диссертационной работы. Охарактеризована научная новизна и практическая значимость выполненной работы.

В первой главе рассматриваются особенности анализа динамики роторов с АМП. Приводятся особенности конструкций роторов с АМП, рассматриваются некоторые существующие методики их динамического анализа. Отмечается, что большинство задач динамического анализа касается моделей машин с одним ротором на АМП, как правило, без корпусов. При этом влияние режимов, на которых меняются гироскопические моменты ротора, жесткость и демпфирование в АМП, учитывается в сложном итерационном

процессе между разработчиками машины и разработчиками АМП, требующим больших временных затрат.

Автором диссертации предлагается новая методика анализа сложных систем роторов на АМП в нелинейной нестационарной постановке, рис. 1.

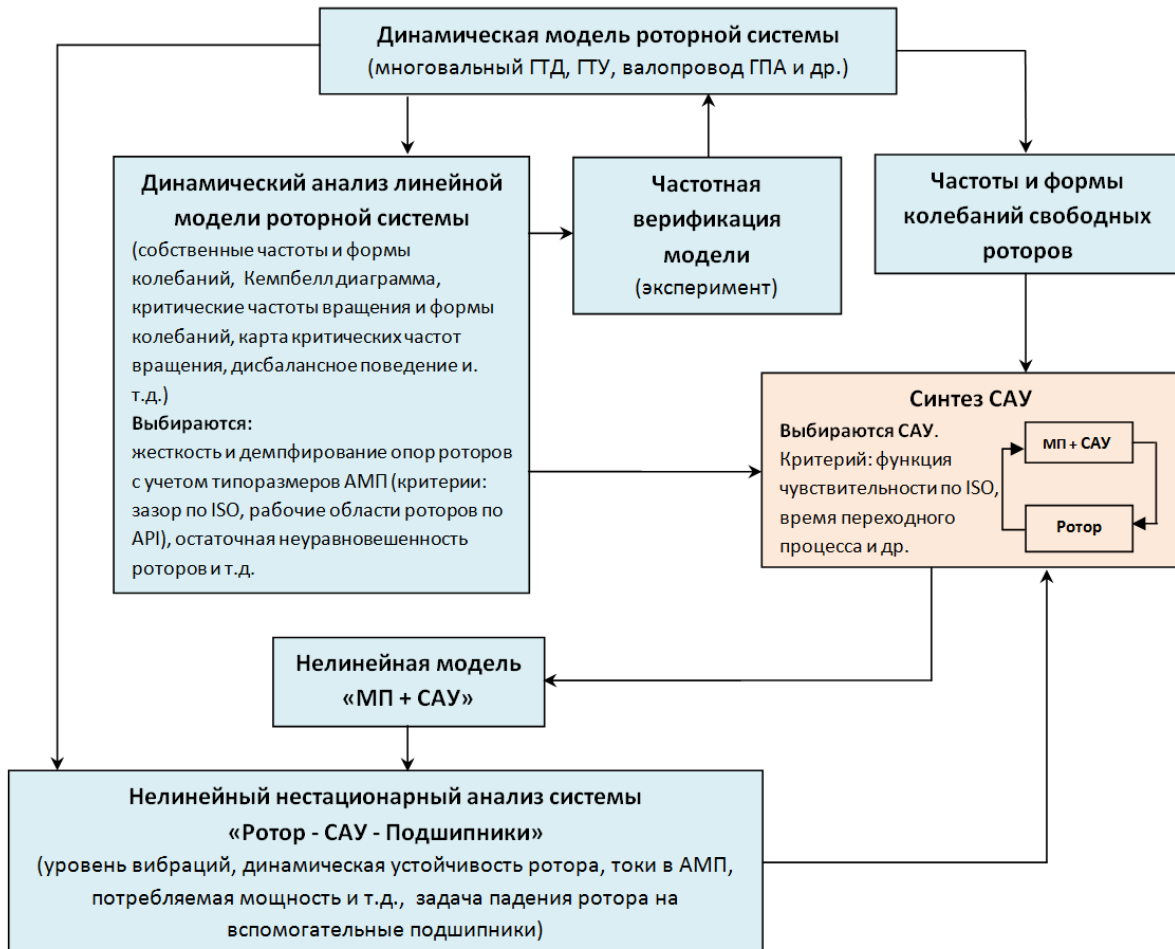


Рис. 1

Методика составлена с учетом требований международных стандартов ISO и API, а также включает новые элементы, позволяющие решить задачу в постановке "ротор – САУ - подшипники". На рисунке выделены цветом задачи, относящиеся к динамическому анализу ротора на АМП и синтезу САУ. Автором диссертационной работы решается первая группа задач.

В главе особое место уделяется обзору программных средств, которые изначально созданы для решения задач роторной динамики на традиционных

подшипниках. Созданная методика реализована в российской программной системе Dynamics R4, широко используемой для решения задач роторной динамики в двигателестроительных компаниях России, а также Украины, Южной Кореи, Канады, Китая и Индии [www.alfatran.com].

Общая теория модального анализа роторных систем для решения нелинейных задач роторной динамики, является специальным разделом главы. Динамическое уравнение в матричной форме для роторной системы с АМП можно записать как

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f_{дб}\} + \{R_{АМП}\} + \{R_{вс.о}\},$$

где $\{f_{дб}\}$, $\{R_{АМП}\}$, $\{R_{вс.о}\}$ – векторы сил от неуравновешенности ротора, реакции от АМП и реакции от вспомогательных опор. Размерность всех матриц определяется количеством степеней свободы роторной системы.

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 динамическим состоянием. Может также меняться и нагружение системы. Таким образом, нелинейный нестационарный анализ рассматривается как последовательность расчета непрерывно меняющихся линейных стационарных систем. 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 части модели роторной системы и моделей, описывающих ее нелинейные элементы, например, таких как подшипники скольжения, подшипники качения,

магнитные опоры, показана на рис. 2. Для сокращения временных и ресурсных затрат задача решается в модальной постановке.

В качестве интегратора программной системы Dynamics R4 применяется программный пакет CVODE. Пакет представляет собой решатель для решения систем обычных дифференциальных уравнений, записываемых в форме $y' = f(t,y)$. В CVODE используют методы переменного порядка, переменного шага, многошаговые. Алгоритмы в программной системе Dynamics R4 и алгоритмы пакета CVODE функционально совмещены для реализации адаптивного метода выбора шага интегрирования.

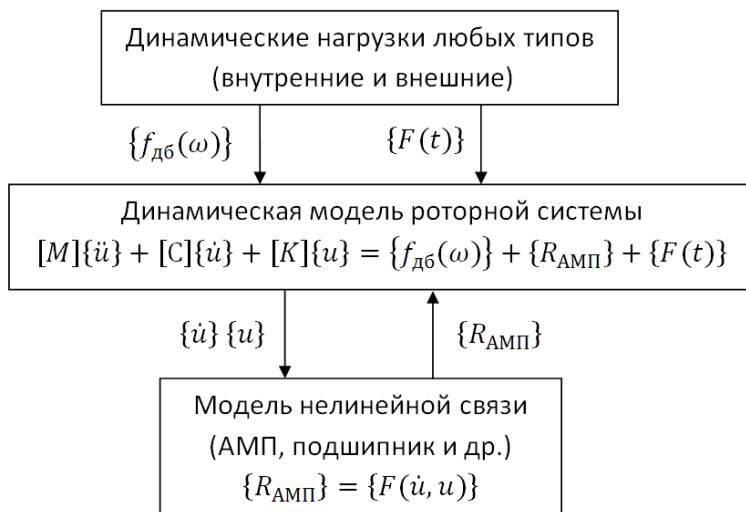


Рис. 2. Схема взаимодействия нелинейных связей с моделью роторной системы

Для решения задач нестационарной динамики автором применены различные нелинейные элементы для их включения в модель.

Модель зазора (подшипник сухого трения). Зазор между статором и ротором моделируется как контакт между двумя цилиндрическими поверхностями с определенными жесткостями, демпфированием и коэффициентом трения, рис. 3 (а).

Модель подшипника качения с 2-мя степенями свободы. При создании модели подшипника использована контактная теория Герца, рис. 3 (б).

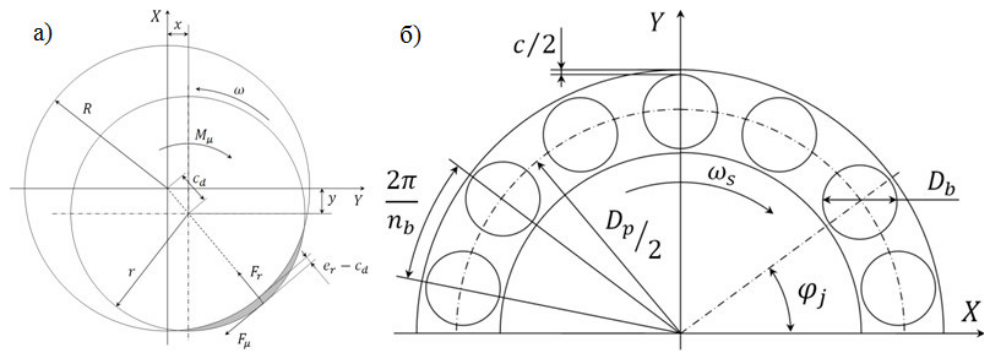


Рис. 3 Схемы нелинейных моделей

а) подшипник сухого трения; б) подшипник качения

Во второй главе методика модального анализа и разработанные модели применяются для анализа центробежного компрессора с приводом от электромотора на двух АМП в линейной постановке, а также решается задача о падении ротора на страховочные подшипники в нелинейной нестационарной постановке. Компрессор предназначен для системы воздушного запуска стационарных турбоагрегатов, рис. 4. Разработан в ООО «Турбопневматик» (г. Пермь). Электромотор с магнитными опорами – разработка компании SKF (S2M).

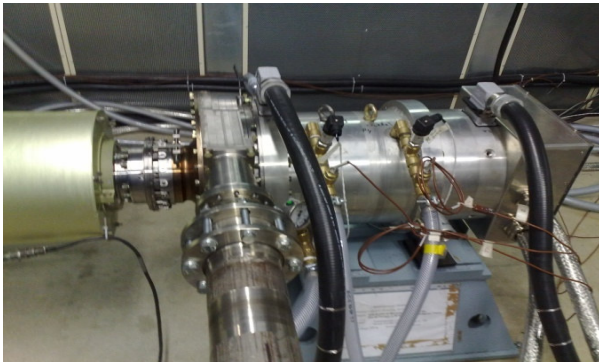


Рис. 4. Компрессор с приводом от электромотора на АМП

Начальным этапом анализа является создание модели ротора в программном комплексе Dynamics R4 с номинальными коэффициентами жесткости и демпфирования. Верификация модели проводилась по основным формам колебаний, выделенных в диаграммах Кемпбелла, полученных в эксперименте и расчетах, по соответствующим частотам для невращающегося и недемпфированного ротора компрессора: ~ 710 Гц (первая изгибная форма колебаний); ~ 1600 Гц (вторая изгибная форма колебаний), рис. 5.

TURBOPNEUMATIC,UNIT2 TRF-DC

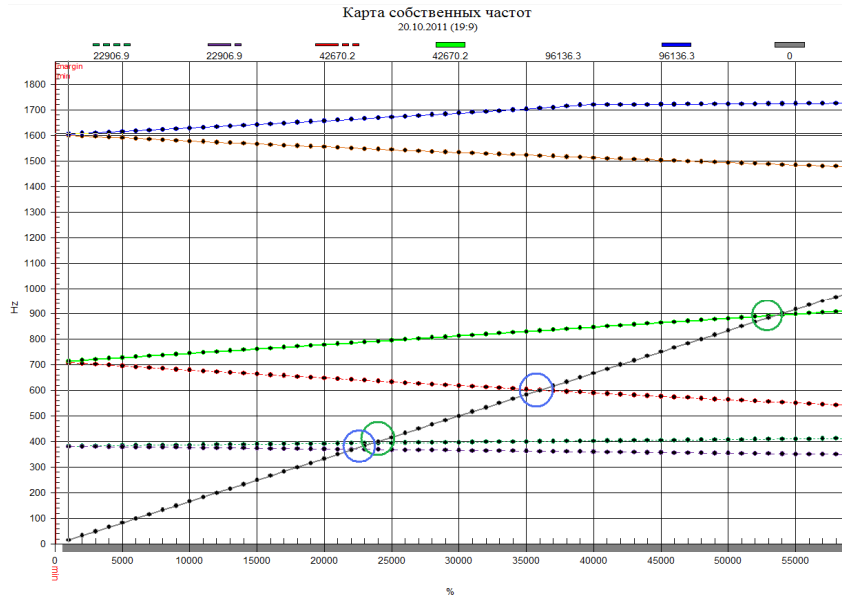
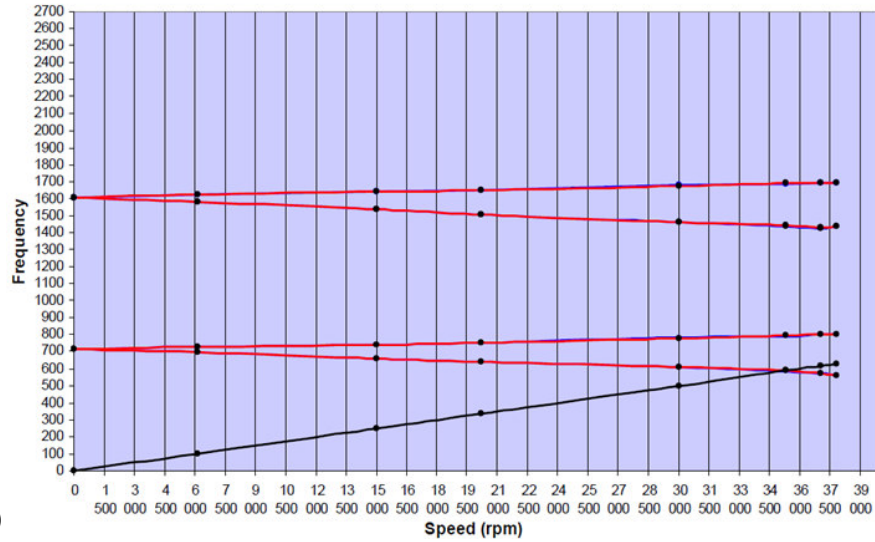


Рис. 5. Кэмпбелл диаграмма: а) эксперимент; б) расчет

Следующим этапом является получение амплитудно-частотных характеристик с целью проверки характеристик динамической системы, которая должна удовлетворять требованиям стандарта API. Критическая частота вращения $n=53578$ об/мин, наиболее опасная с точки зрения работоспособности ротора компрессора, находится далеко от рабочего режима (39000...40000 об/мин). При условии сохранения усилий затяжки и натягов в роторе форма колебаний, соответствующая этой частоте, не может сместиться к рабочему диапазону ротора. Нижние формы колебаний также находятся с требуемым запасом по отношению к рабочей частоте. Виброперемещение по

АМП не превышают 8 мкм. Динамика ротора компрессора полностью удовлетворяет требованиям стандарта.

Решение задачи о падении ротора на вспомогательные подшипники проводилось в нестационарной нелинейной постановке. В модели опорный узел описывается двумя типами линейных элементов - АМП и упругими связями, и

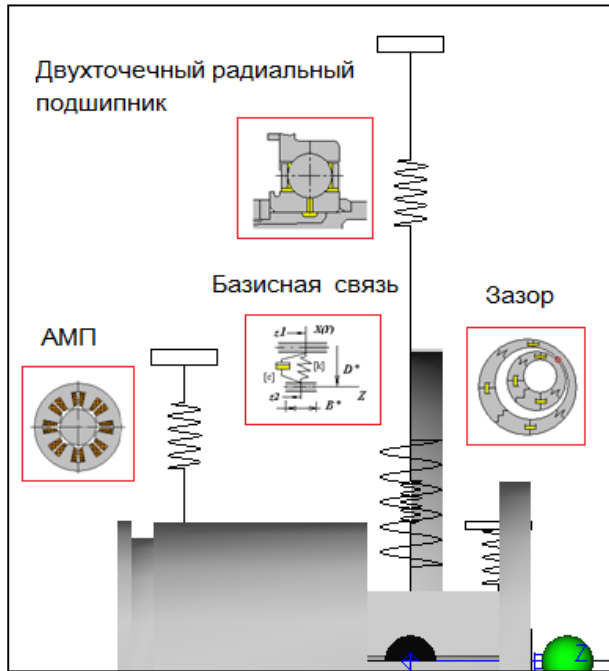


Рис. 6 Моделирование опорного узла

двумя нелинейными - подшипником сухого трения (зазором) и подшипником качения, рис. 6. Падение ротора в момент времени $t=0$. Результаты приводятся в сечении страховочного подшипника качения.

Вариант 1. Внутреннее кольцо не вращается и работает как подшипник сухого трения. Трение скольжения $\mu=0.16$. После падения ротор выходит на обратное прецессионное движение (движение по часовой стрелке), рис. 7 (а). Такой режим работы недопустим.

Вариант 2. Внутреннее кольцо подшипника во всем диапазоне выбега ротора вращается со скоростью ротора. Трение скольжения $\mu=0.16$. Ротор падает на внутреннее кольцо подшипника и далее происходит выбег до полного останова. Ротор имеет стабильные характеристики, рис. 7 (б).

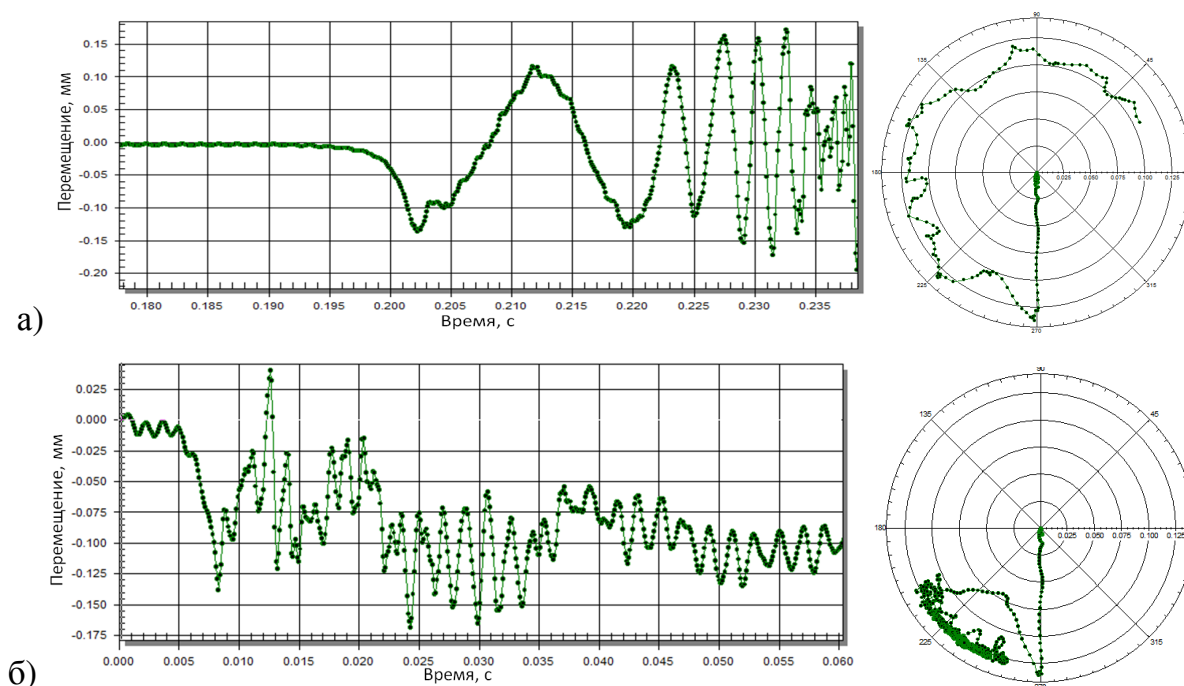


Рис. 7 Амплитудно-временные характеристики и орбиты движения

а) вариант 1; б) вариант 2

В третьей главе представлена математическая модель АМП. Она включает собственно магнитный подшипник и его САУ. Уравнения математической модели АМП, представленные в диссертационной работе, входят в состав системы дифференциальных уравнений движения, описывающих роторную систему. Так как модель АМП в общем случае является нелинейной, то ее воздействие на систему можно, как и для других нелинейных элементов, записать в правую часть уравнений наряду с неуравновешенными силами, силами веса и другими силовыми воздействиями, если они имеют место.

Конструкции АМП отличаются количеством полюсов, их размерами и областью применения. В работе рассматривается модель радиального 8-ми полюсного АМП, управляющие полюса которого расположены под углом 45 градусов. Параметры электромагнита и САУ для компрессора в соответствии с номинальными жесткостями и демпфированием, полученными в процессе линейного анализа, показаны в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Геометрические параметры	Обозначения	Значения
Масса, кг	m	18.87
Внутренний диаметр электромагнита, м	d	$87.5 \cdot 10^{-3}$
Наружный диаметр электромагнита, м	D	$188 \cdot 10^{-3}$
Ширина подшипника, м	l	$23.5 \cdot 10^{-3}$
Ширина полюса электромагнита, м	t	$14.5 \cdot 10^{-3}$
Число полюсов	p	8
Воздушный зазор, м	δ	$0.5 \cdot 10^{-3}$
Углом установки датчиков, град.	θ_1	45
Максимальный ток, А	I_{max}	4
Ток смещения, А	I_0	1.25
Омическое сопротивление обмотки контура управления, Ом	R_{cl}	0.846
Индуктивность в положении равновесия контура управления, Гн	L_{cl}	0.049
Коэффициент заполнения паза медью	k_{Cu}	0.4
Число витков на полюс	N	240
Площадь под полюсом одного электромагнита, м ²	A_g	$3.408 \cdot 10^{-4}$
«Отрицательная» позиционная жесткость, Н/м	c_u	$3.044 \cdot 10^5$
Токовая жесткость, Н/А	h_i	121.753
Несущая способность, Н	F	360

Таблица 2

Параметры регулятора					
Параметр	K_p	K_d	K_t	K_T	K_i
Значение	55787500	69877.9	1.32683E+010	28.36	83.49

Структурная схема системы управления жестким ротором по напряжению представлена на рис. 8. Она состоит из ПИДДТ регулятора, преобразователя тока, магнитного подшипника и объекта управления.

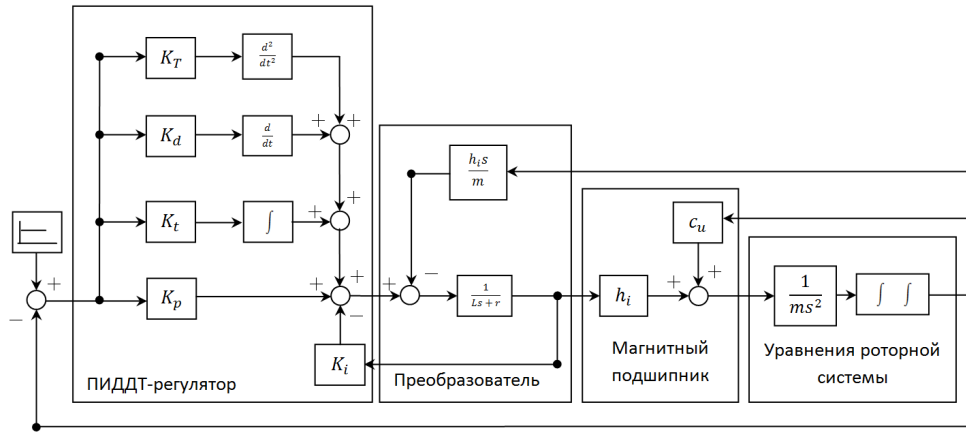


Рис.8 Структурная схема системы управления жестким ротором

Для проверки модели АМП и предложенного алгоритма проводилось сравнение результатов моделирования переходного процесса динамической системы с одной степенью свободы в программной системе Dynamics R4 и

аналогичной модели, составленной в программе для моделирования и анализа мехатронных систем «20-sim», рис. 9.

В табл. 3 представлено сравнение мгновенных значений тока, полученных при моделировании работы компрессора в Dynamics R4 для режима 0 об/мин и 39060 об/мин. Окно пользовательского интерфейса управления АМП, разработанное фирмой S2M для компрессора ООО «Турбопневматик», показано на рис. 10. На

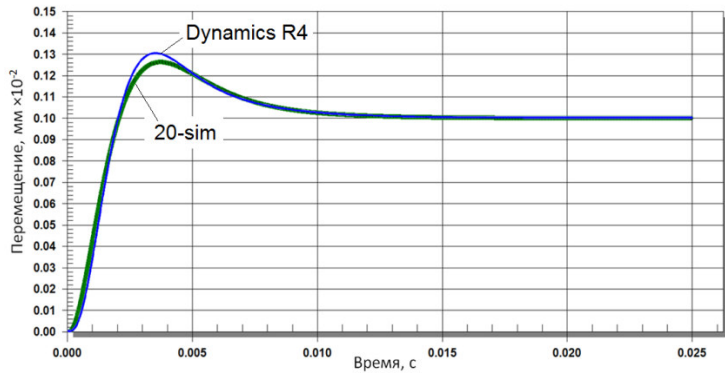


Рис. 9 Переходные процессы

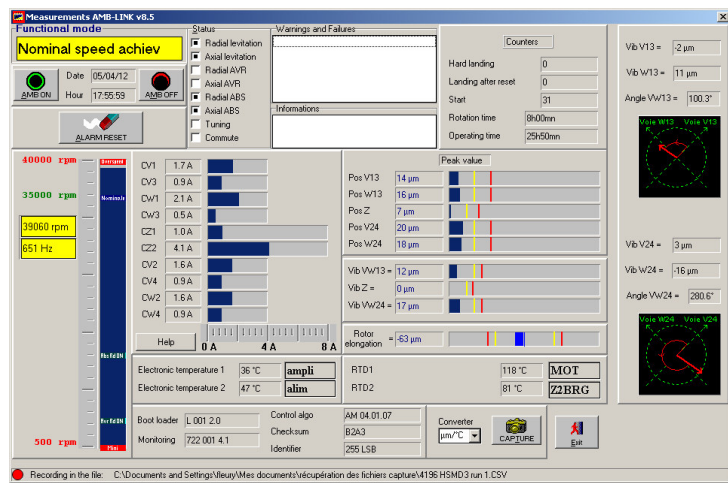


Рис. 10 Окно управления АМП S2M

нем отображаются параметры АМП для режима работы компрессора - 39060 об/мин.

Таблица 3

		CV1	CV3	CW1	CW3	CV2	CV4	CW2	CW4
0	S2M	1.9	0.7	1.9	0.6	1.6	0.9	1.7	0.9
об/мин	Дуп	1.96	0.534	1.96	0.534	1.715	0.785	1.715	0.785
Погрешность		3.2%	23.7%	3.2%	11.0%	7.2%	12.8%	0.9%	12.8%
39060	S2M	1.7	0.9	2.1	0.5	1.6	0.9	1.6	0.9
об/мин	Дуп	1.8	0.7	2.3	0.2	1.64	0.86	1.83	0.67
Погрешность		5.9%	22.2%	9.5%	60%	2.5%	4.4%	14.3%	25.5%

Для подбора различных САУ магнитных подшипников разработан алгоритм, независимый от динамических параметров опор. Он учитывает изменение резонансных режимов и форм колебаний с изменением демпфирования и жесткости в опорах зависящих от режимов работы или других параметров. Если принять допущение о том, что в роторной системе отсутствует трение, а демпфирование обеспечивается только за счет опор, тогда уравнение роторной системы в модальных координатах можно записать

$$[I]\{\ddot{q}\} + [\Omega^2]\{q\} = [\phi]^T (\{f_{об}\} + \{R_O\} + \{M_G\}),$$

где: $\{q\}$ – вектор-столбец модальных координат; $[\phi]$ – модальная матрица форм колебаний $[\phi] = [\{\phi_1\}\{\phi_2\} \dots \{\phi_n\}]$; $\{\phi_i\}$ – вектор-столбец нормированных обобщенных перемещений i -ой формы собственных колебаний; $[\Omega^2]$ – диагональная матрица собственных значений. Реакции от опор ротора $\{R_O\}$ учитываются в правой части уравнения, то есть жесткость опор не входит в состав матриц жесткости ротора $[K]$. В правой части уравнения также учитываются векторы сил от дисбаланса $\{f_{об}\}$ и гироскопических моментов $\{M_G\}$. В модальном уравнении матрица $[\Omega^2]$ соответствует собственным частотам свободного ротора, среди которых частоты твердотельных и изгибных форм колебаний.

Обобщенные перемещения представляют собой линейную комбинацию собственных форм колебаний $\{u\} = \sum_{j=1}^n q_j \{\phi_j\}$. С учетом этого выражения передаточная функция для i -ой собственной частоты будет

$$W_p = \frac{q_i(p)}{f_i(p)} = \frac{1}{p^2 + \Omega_i^2}.$$

Схема модели динамической системы ротора с несколькими частотами собственных колебаний, показана на рис. 11. На рисунке u_{ji}, a_{ji} – коэффициенты модальной матрицы $[\phi]$, соответствующие перемещениям и углам поворотов, где j – номер сечения, i – номер собственной частоты, Ω_i – недемпфированная собственная частота; ω – круговая частота вращения.

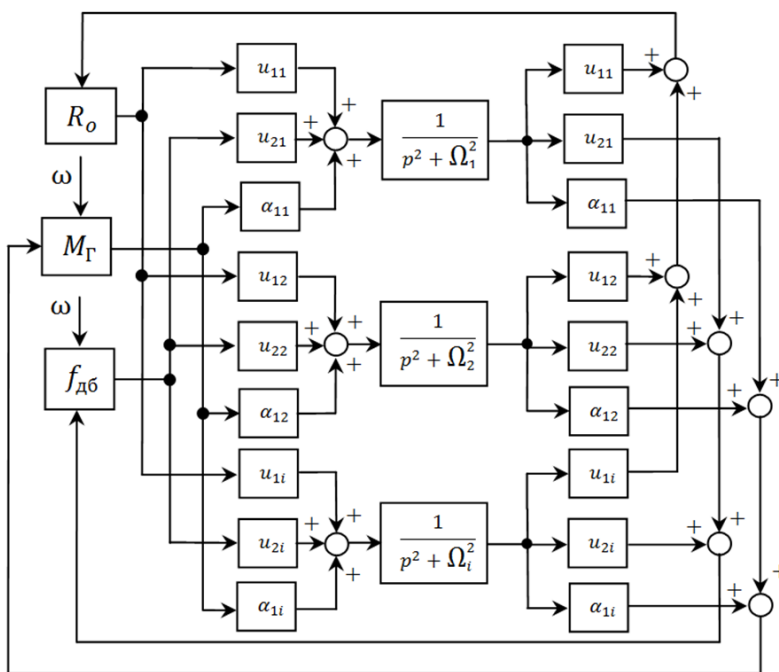


Рис. 11 Схема модели ротора с несколькими частотами собственных колебаний

Для моделирования многовальной системы необходимо создать модели каждого ротора и корпуса в отдельности по описанной методике и соединить ротора с корпусом через звенья реакций опор (R_1, R_2), как показано на рисунке 12. Корпус соединяется со звеньями, моделирующими опоры корпуса ($R_{о.к.}$).

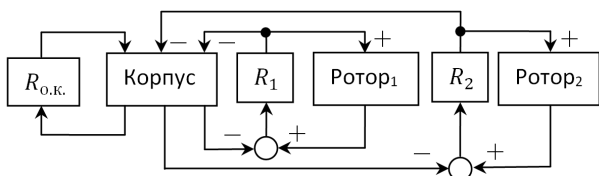
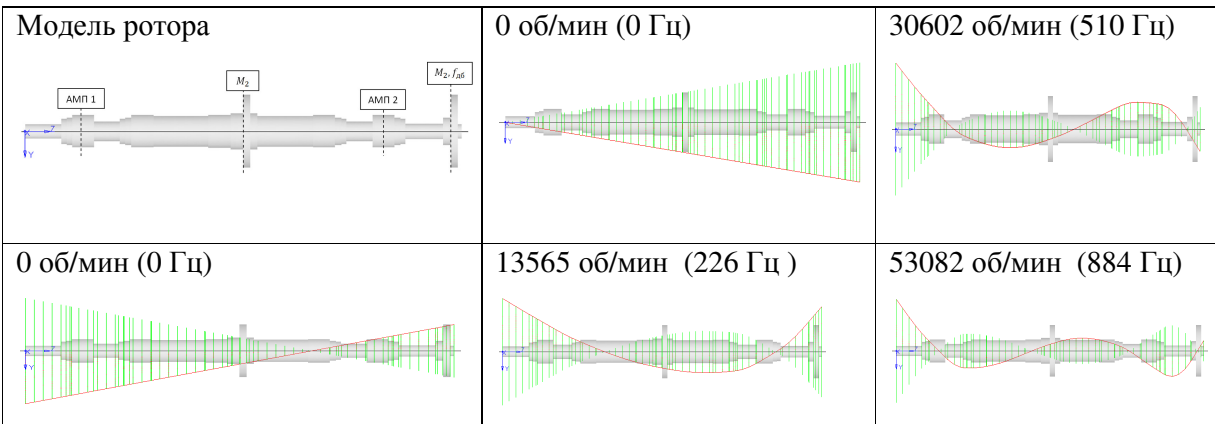


Рис. 12. Схема многовальной роторной системы

Проверка разработанной методики и алгоритмов для динамического анализа роторов на АМП проводилась также на модели гибкого ротора экспериментальной установки ООО «Технологии автоматизации». Формы колебаний и собственные частоты свободного от опор ротора представлены в табл. 4.

Таблица 4



Результатом численного эксперимента с использованием разработанной модели являются амплитудно-частотные характеристики от неуравновешенной силы в диапазоне от 0 до 30000 об/мин. В качестве эталона для сравнения, использовалось решение стационарной задачи, в которой учтены 142 формы колебаний. Численное сравнение результатов нестационарного анализа моделей в программах Dynamics R4 и 20-sim с эталонным решением показано в табл. 5.

Таблица 5

	Резонанс № 1	Амплитуда		Резонанс № 2	Амплитуда	
		АМП 1	АМП 2		АМП 1	АМП 2
Эталон - 142 формы	11160	1.489E-2	0.298e-2	17860.4	0.3740E-3	0.835E-2
Модель Dynamics R4 - 5 форм	11441	1.400E-2	0.330e-2	17892	0.373E-3	0.835E-2
Погрешность	2.5%	6.0 %	10.7%	0.2%	0.3%	0.0%
Модель (20-sim) – 5 форм	11270	1.480E-2	0.290E-2	17790	0.421E-3	0.845E-2
Погрешность	1.0%	0.6%	2.7%	0.4%	12.5%	1.2%

Можно отметить удовлетворительное совпадение результатов. Это позволяет говорить о возможности применения разработанной модели для синтеза САУ гибким ротором на АМП.

В четвертой главе показаны результаты проектирования и анализа динамической системы ротора на магнитных опорах экспериментальной установки компании ООО «Технологии автоматизации» (рис. 14) для диапазона работы в диапазоне до 27000 об/мин.

Проектирование и анализ ротора проводилось по разработанной методике. Ротор состоит из шести АМП – три опорных подшипника и три нагрузочных, блока сбора данных, блока управления, блока усиления и имитатора нагрузок, рис.13.

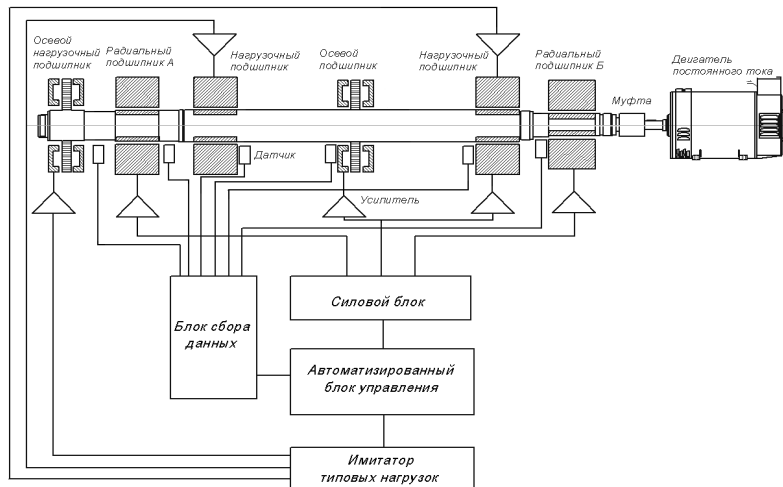


Рис. 13. Схема экспериментальной установки

Свойства АМП задаются радиальными коэффициентами жесткости и демпфирования, получаемыми при синтезе САУ с управлением по току. Такой способ позволяет убрать из схемы (рис. 8) инерционное звено (преобразователь), обратную связь по току и ускорению и провести линейный анализ ротора на номинальных жесткостях.

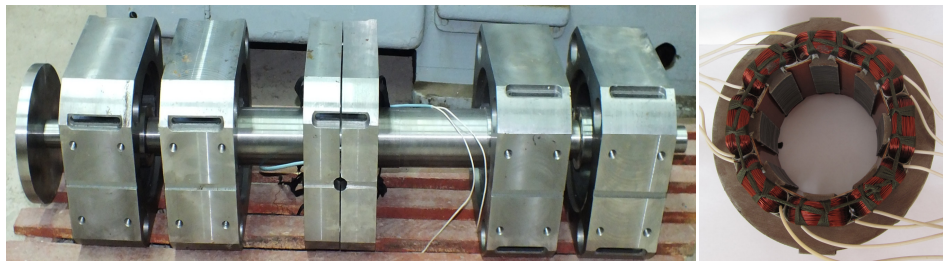


Рис. 14 Ротор и магнитный подшипник

Параметры радиальных магнитных подшипников ротора представлены в табл. 6. В табл. 7 представлены параметры САУ и, соответствующие им жесткости и демпфирования АМП, рассчитанные в программном комплексе для моделирования активного магнитного подвеса с условием минимального времени переходного процесса.

Таблица 6

Геометрические параметры	Обозначения	Значения
Внутренний диаметр электромагнита, м	d	$91.2 \cdot 10^{-3}$
Наружный диаметр электромагнита, м	D	$164 \cdot 10^{-3}$
Ширина подшипника, м	l	$70 \cdot 10^{-3}$
Ширина полюса электромагнита, м	t	$14.5 \cdot 10^{-3}$
Число полюсов	p	8
Воздушный зазор, м	δ	$1.1 \cdot 10^{-3}$
Максимальный ток, А	I_{max}	2.7
Ток смещения, А	I_0	1.35
Омическое сопротивление обмотки контура управления, Ом	R_{cl}	3.8
Индуктивность в положении равновесия контура управления, Гн	L_{cl}	0.1012
Коэффициент заполнения паза медью	k_{Cu}	0.4
Число витков на полюс	N	300
Площадь под полюсом одного электромагнита, м ²	A_g	$1.015 \cdot 10^{-3}$
«Отрицательная» позиционная жесткость, Н/м	c_u	752502.8
Токовая жесткость, Н/А	h_i	390.18
Несущая способность, Н	F	746.3

Таблица 7

Параметры регулятора						
Подшипник	K_p	K_d	K_t	K , Н/м	C , Нс/м	m , кг
АМП 1	297129	178.543	56871328.9	1.15E+08	69631.76	20.8
АМП 2	429086.8	258.1141	82305148	1.67E+08	100664.5	30.2

С учетом того, что при работе системы "ротор - САУ - подшипники" жесткости подшипников могут меняться, анализ влияния жесткости опор на

критические частоты является важным этапом в проектировании. Для анализа критических частот ротора с различными динамическими характеристиками опор обычно используется карта критических частот. На рис. 15 показана карта, полученная для исследуемого ротора, которая показывает изменение критических частот вращения ротора при изменении жесткости в обеих опорах. При ужесточении опор твердотельные формы колебаний ротора трансформируются в изгибные. Красной линией отмечена максимальная граница диапазона работы установки. Вертикальной пунктирной линией отмечены выбранные жесткости опор. На карте также выделены нежелательные зоны работы установки.

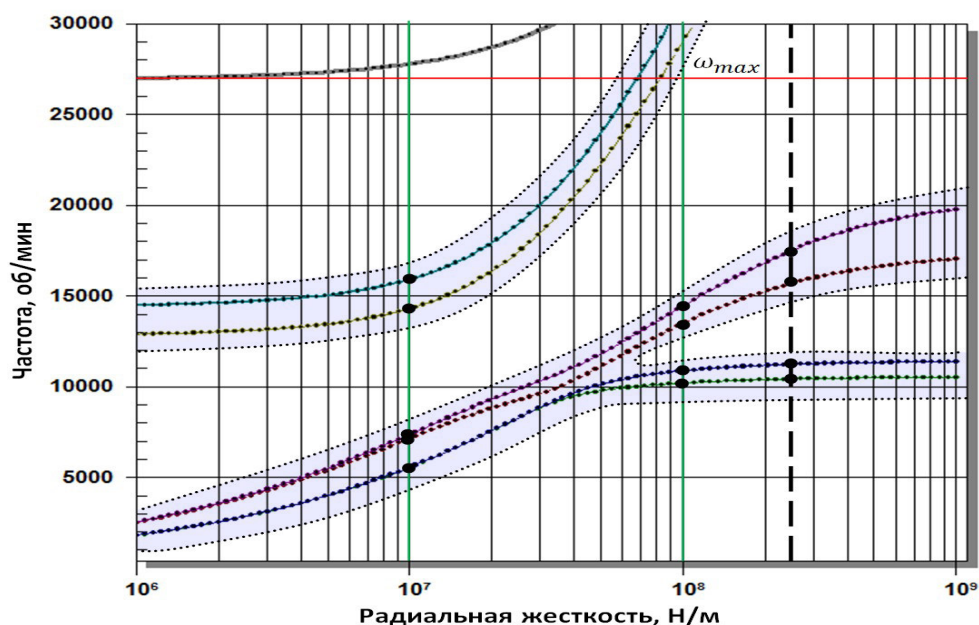


Рис. 15 Карта критических частот вращения ротора

Следующим этапом является расчет амплитудно-частотных характеристик в сечениях опор от действия неуравновешенной нагрузки. Для первой опоры максимальные амплитуды вибраций 9.22 мкм и 10.7 мм/с достигаются на первой критической частоте 11142 об/мин. Для второй опоры максимальные амплитуды вибраций 2.5 мкм и 4.9 мм/с достигаются на второй критической частоте 18040.2 об/мин. Отношение максимального перемещения к минимальному зазору менее 0.3, что соответствует требованиям стандартов API.

Для анализа предложенной модели АМП в составе проектируемого ротора синтезирована САУ при управлении по напряжению. Параметры регулятора определены специалистами ООО «Технологии автоматизации» с учетом минимального времени переходного процесса и представлены в табл. 8.

Таблица 8

Параметры регулятора					
Параметр	K_p	K_d	K_t	K_T	K_i
Значение	152973024	78077.57	9045029033	20.7	186.19

На рис. 16 представлены результаты нестационарного анализа ротора на АМП по виброперемещению и току, полученные в программе Dynamics R4, для ротора, отбалансированного в соответствии с API.

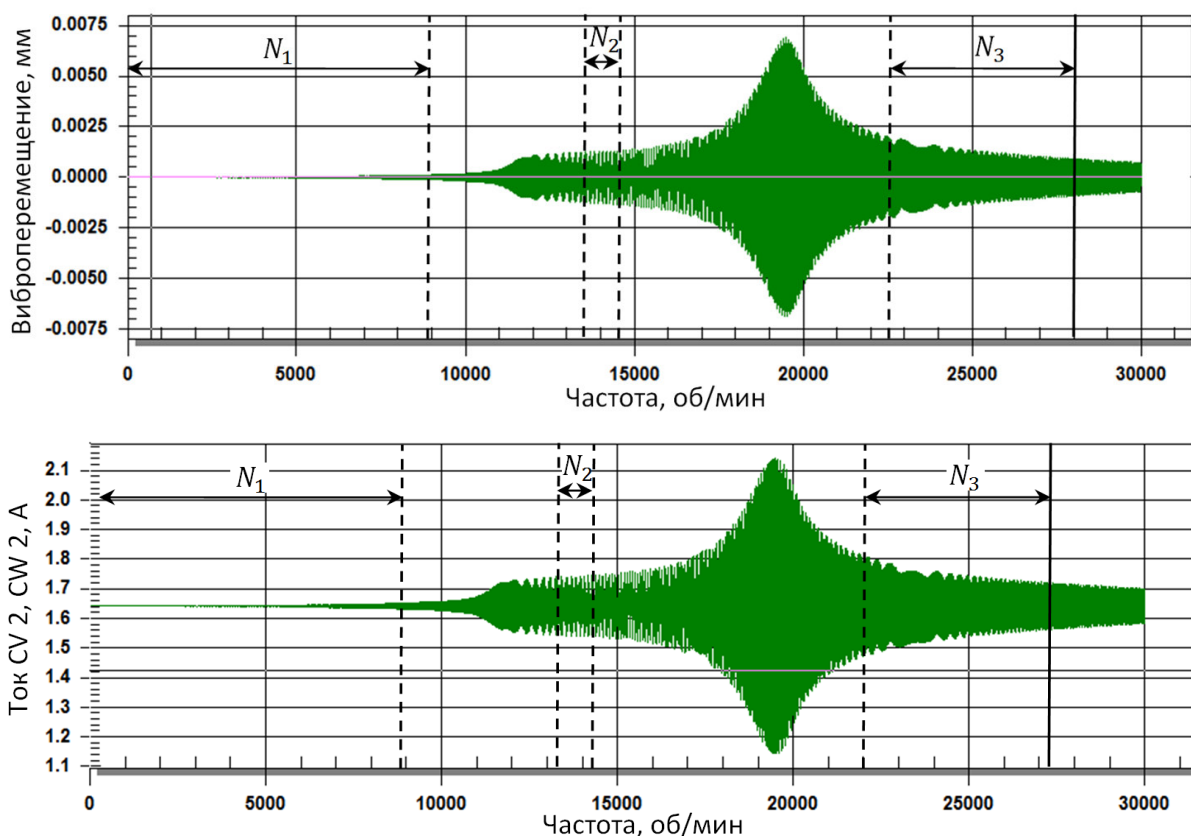


Рис. 16

Запас по току составляет 22.2%. Рабочие диапазоны ротора в соответствии с требованиями стандарта API: 0 ÷ 8862 об/мин, 12408 ÷ 14625 об/мин, 20475 ÷ 27000 об/мин.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана общая методика проектирования и анализа динамических систем роторов с АМП в нелинейной нестационарной постановке с учетом требований международных стандартов.

2. Разработаны математические модели, алгоритмы и программные модули для исследования динамической устойчивости роторов при падении на вспомогательные подшипники в опорах различных конструкций.

3. Разработана модель АМП, которая реализует как ПИД управление по току, так и ПИДЧТ управление по напряжению. Может быть использована для различных конструкций АМП – осевых и радиальных. Учитывает нелинейность функции силы от тока и перемещения в зазоре.

4. Математическая модель АМП встроена в систему для расчета и анализа динамики роторов Dynamics R4 в нелинейной нестационарной постановке в качестве отдельного модуля. Позволяет определять работоспособность САУ и АМП в составе сложной роторной системы, контролировать наряду с вибрационными параметрами внутренние параметры электромагнитов – ток, потребляемую мощность и т.д.

5. Предложена методика моделирования многовальных роторных систем для синтеза САУ с АМП. Модели ротора и корпусов учитывают изменение собственных частот и форм колебаний динамической системы, как с частотой вращения роторов (гироскопические моменты), так и с изменением в широких пределах демпфирования и жесткости в опорах, возможного при работе САУ.

6. Проведена проверка созданных моделей типа "ротор - САУ - подшипники" по результатам расчетных и экспериментальных исследований на разных моделях роторов. Показано, что созданные модели и алгоритмы, могут быть использованы при проектировании роторов на АМП и их САУ.

ПУБЛИКАЦИИ

1. Давыдов А.В. Динамика роторных систем с магнитными опорами / Леонтьев М. К. Дегтярев С.А. // Вестник Московского авиационного института, 2012. – Т. 19. – № 1. – С. 91-101.
2. Давыдов А.В. Динамика роторов со щелевыми уплотнениями / Иванов А.В., Леонтьев М.К. и др. // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2013. – Т. 9. – № 5-1. – С. 75-81.
3. Давыдов А.В. Динамика роторов электрических машин с учетом силы одностороннего магнитного притяжения / М.К. Леонтьев, М.Н. Кутаков и др. // Вестник московского авиационного института. 2013. Т. 20. № 1. – С. – 140-151.
4. Давыдов А.В. Динамика роторных систем, опирающихся на магнитные подшипники / Леонтьев М.К., Дегтярев С.А.// Журнал «Газотурбинные технологии», 2011. – № 3. – С.16-22.
5. Давыдов А.В. Роторная динамика компрессора с электромотором на АМП / Снитко А.А., Корнилков Н.А., Леонтьев М.К., Дегтярев С.А. // Ракетно-космическая техника и технологии 2011: труды Российской науч.-техн. конф., посвященной 70-летию со дня основания КБХА. Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный университет», 2011. – С. 30-36.
6. Давыдов А.В./ Динамическая устойчивость ротора турбогенератора. Леонтьев М.К., Дегтярев С.А. // Газотурбинные технологии 2012. – № 4. – С. 36-43.
7. Давыдов А.В. Роторная динамика компрессора с электромотором на АМП. А.А. Снитко, Н.А. Корнилков, М.К. Леонтьев, С.А. Дегтярев.// «Газотурбинные технологии», 2012. – № 5. – С. 28-35
8. Давыдов А.В. Роторные системы с магнитными опорами и их динамика. М.К.Леонтьев // 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, 2013. – С. 155-178.