УДК 62-233.2

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ РОТОРА ТУРБОДЕТАНДЕРА НА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОМ ПОДВЕСЕ

И.Г. Руковицын, В.А. Асадулин

В статье рассматривается упругий ротор турбодетандера с системой активного магнитного подвеса, а также вопросы, связанные с устройством магнитного подвеса для упругого ротора. Для поддержания в центральном положении продольной оси ротора на активных магнитных подшипниках необходимо учитывать вибрации и динамические нагрузки, возникающие при вращении ротора, которые могут оказывать сильные влияния на устойчивость работы электронной системы управления электромагнитным подвесом. На примере разработанной математической модели упругого ротора турбодетандера с применением метода конечных элементов проведен анализ динамических характеристик данного ротора. Приведены результаты исследований динамики ротора турбодетандера с системой магнитного подвеса, анализ которых даёт исчерпывающее представление о наиболее важных особенностях колебаний упругого ротора турбодетандера на магнитных подшипниках.

Ключевые слова: *ротор, магнитный подвес, критические частоты ротора, гироскопические силы, роботизированные комплексы.*

FEATURES OF THE DYNAMICS OF TURBOEXPANDER ROTOR ON ELECTROMAGNETIC SUSPENSION

I.G. Rukovitsyn, V.A. Asadulin

The article deals with the elastic rotor of a turboexpander with a system of active magnetic suspension, as well as ssues related to the device of magnetic suspension for an elastic rotor. To maintain the longitudinal axis of the rotor in the central position on the active magnetic bearings, it is necessary to take into account vibrations and dynamic loads arising during the rotation of the rotor, which can have a strong impact on stability of the electronic control system of the electromagnetic suspension. As the example of the developed mathematical model of the elastic rotor of the turboexpander with the use of the finite element method, the analysis of the dynamic characteristics of the rotor is carried out. The results of studies of a turboexpander rotor dynamics with a magnetic suspension system are presented, the analysis of which gives a comprehensive idea of the most important features of oscillations of the turboexpander elastic rotor on magnetic bearings.

Keywords: *rotor, magnetic suspension, critical rotor speed, gyroscopic forces, robotic systems.*

Введение

За последние 20 лет широкое применение в различных отраслях промышленности получили турбодетандеры, в том числе для газовой промышленности. В силу складывающихся тенденций, развитие и освоение современных технологий в турбодетандерных агрегатах связаны с внедрением новых типов подшипниковых узлов, а именно активных электромагнитных подшипников (АЭМП). Отсутствие механического контакта и смазки (масла) в АЭМП, высокий скоростной фактор и коэффициент полезного действия (КПД), малое трение, возможность работы в вакууме и агрессивных средах, а также экологичность при эксплуатации являются главными преимуществами АЭМП по сравнению с другими типами подшипниковых опор. Впервые АЭМП фирмы *S2M* удалось установить на турбодетандере для углеводородов в 1989 г. В настоящее время применение магнитных

© И.Г. Руковицын, В.А. Асадулин, 2018

опор в турбодетандерах для переработки углеводородов, воздухоразделения, захолаживания и возобновляемой энергетики достаточно распространено. Одной из крупнейших российских компаний, занимающихся разработкой, производством и испытаниями для компрессорной техники газовой промышленности является АО «Корпорация «ВНИИЭМ», которая также обладает богатым опытом внедрения магнитных опор в различные роторные агрегаты, в том числе и турбодетандеры.

При разработке турбодетандеров большое значение отводится исследованию резонансных вибраций, при которых в конструкциях роторной машины возникают большие перемещения, вызванные, например, гармоническими возбуждениями при вращении ротора. На неустойчивых режимах работы наблюдаются вибрации с большой амплитудой, что ведет к скручиванию и изгибу осей вращающихся роторов и, как следствие, к ускоренному снижению долговечности всей конструкции, аварийным остановкам и крупным поломкам роторных агрегатов и их подшипников.

Основная задача, стоящая перед АЭМП, заключается в том, чтобы обеспечить работу турбодетандера с минимально возможными уровнями вибраций. АЭМП оснащена системой автоматического управления, которая стремится минимизировать (свести к нулю) отклонение ротора от центрального положения. Успешное решение данной задачи, в первую очередь, содержится в подробном исследовании динамических характеристик ротора турбодетандера на АЭМП, обладающих свойствами упруго-демпферных опор [1–4].

Цель данной работы – решение основной задачи динамики ротора турбодетандера на магнитных подшипниках с применением современных методов расчета и проектирования для наиболее точного определения динамических характеристик, необходимых для проведения анализа и синтеза системы управления АЭМП.

Система магнитного подвеса ротора турбодетандера

Ротор турбодетандера с системой магнитного подвеса, состоящего из одного осевого магнитного подшипника (ОМП) двухстороннего действия и двух радиальных магнитных подшипников (РМП), представлен на рис. 1.

Ротор может осуществлять продольные перемещения в четырех радиальных направлениях Y_1, Z_1, Y_2, Z_2, и в одном осевом направлении X, а также угловые перемещения вокруг продольной оси X при частоте вращения Ω (см. рис. 1). Поскольку рабочим движением любого ротора является вращение, то полный (бесконтактный) магнитный подвес для ротора должен ограничивать перемещения и воспринимать нагрузки в пяти направлениях Y_1, Z_1, Y_2, Z_2, X. Ротор как упругое тело обладает распределенными параметрами жесткости и массы. При подвесе ротора в двух радиальных подшипниках число координат управления отклонениями ротора, измеряемыми датчиками положения системы автоматического регулирования, равно четырём: по две точки в каждой из плоскостей.

В общем случае ротор с АЭМП называется жестким, если частота, соответствующая первой изгибной форме колебаний, находится выше максимальной рабочей частоты, и гибким, если ротор работает между первой и второй изгибными формами колебаний. Управление гибким ротором в подвесе является более трудоемкой задачей, чем жестким ротором. Сложность заключается в том, что магнитные подшипники (МП) должны удерживать изгибные формы деформирования упругого ротора на критических частотах в заданном пространственном положении на определенных скоростях вращения [3–5].

Система автоматического регулирования АЭМП задействует пять каналов управления – четыре радиальных и один осевой. В регулировании возбуждающихся частот ротора турбодетандера, соответствующих поперечным

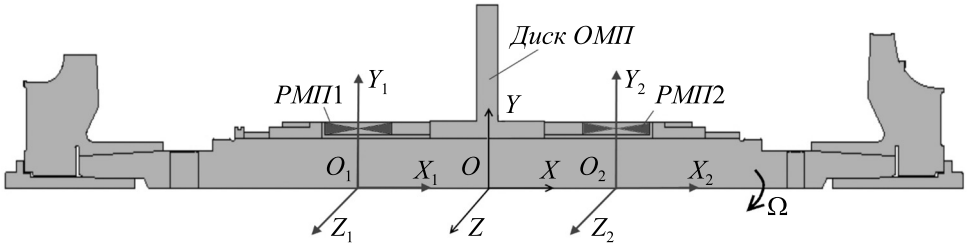


Рис. 1. Система магнитного подвеса ротора турбодетандера

и изгибным формам колебаний ротора, участвуют радиальные каналы управления. Аналогичную роль выполняет осевой канал управления при колебаниях ротора вдоль собственной оси вращения. Таким образом, каналы управления выполняют функции по поддержанию постоянного значения регулируемой величины воздушного зазора между ротором и статором электромагнитного подшипника (радиального и осевого), осуществляя стабилизацию положения оси ротора в магнитном поле АЭМП.

Исследование динамики ротора турбодетандера

Первый этап исследования динамики высокооборотного ротора турбодетандера включает в себя расчеты критических частот и форм колебаний, прецессионного движения упругой линии вала ротора, которое, в общем случае, является независимым и может вовсе не совпадать с движением вращения. Частоты вращения вала ротора, при которых наблюдаются наибольшие его прогибы, являются критическими частотами ротора, когда они равны собственной частоте изгибных колебаний и не учитывается демпфирование в системе. Совпадение направления вращения упругой линии ротора с вращением вала называется прямой прецессией, а если направления вращения противоположны – обратной прецессией.

Вибрационная надежность ротора турбодетандера выражается в запасах отстройки критических частот от рабочих частот вращения, а также в высокоточной балансировке ротора во всем диапазоне частот вращения. Это является основными критериями, определяющими работоспособность турбодетандера, которыми руководствуются на стадиях проектирования турбодетандеров с системой магнитного подвеса [3, 4].

В настоящее время для решения задач динамики сложных роторных систем широко применяются расчетные программные комплексы, основанные на методе конечных элементов (МКЭ) с поддерживающимися функциями автоматизированного геометрического проектирования. Это позволяет добиться высокой точности расчетов, большого сокращения времени на подготовку и проведение сложных вычислений. Таким образом, при помощи инструментов автоматизированного проектирования, а также имеющихся электронных файлов, содержащих чертежные виды ротора турбодетандера, была разработана математическая осесимметричная твердотельная модель ротора. Динамические характеристики ротора, одними из которых являются собственные частоты и формы колебаний, определяются с учетом жесткостей упругих опор, которые расположены в точках O_1 и O_2 (см. рис. 1).

Собственные частоты и формы (моды) колебаний любой динамической системы могут быть определены с помощью расчетных методов модального анализа. Уравнение движения дискретной механической системы (в частности ротора) в общем виде может быть записано в следующем виде [7–10]:

$$[\mathrm{M}]\{\ddot{u}\}+[\mathrm{C}]\{\dot{u}\}+[\mathrm{K}]\{u\}=\{F\}, \qquad (1)$$

где [M], [C], [K] – матрицы инерции, демпфирования и жесткости соответственно; $\{\ddot{u}\},\{\dot{u}\},\{u\}$ – векторы обобщенных ускорений, скоростей и перемещений системы; $\{F\}$ – вектор обобщенных внешних сил.

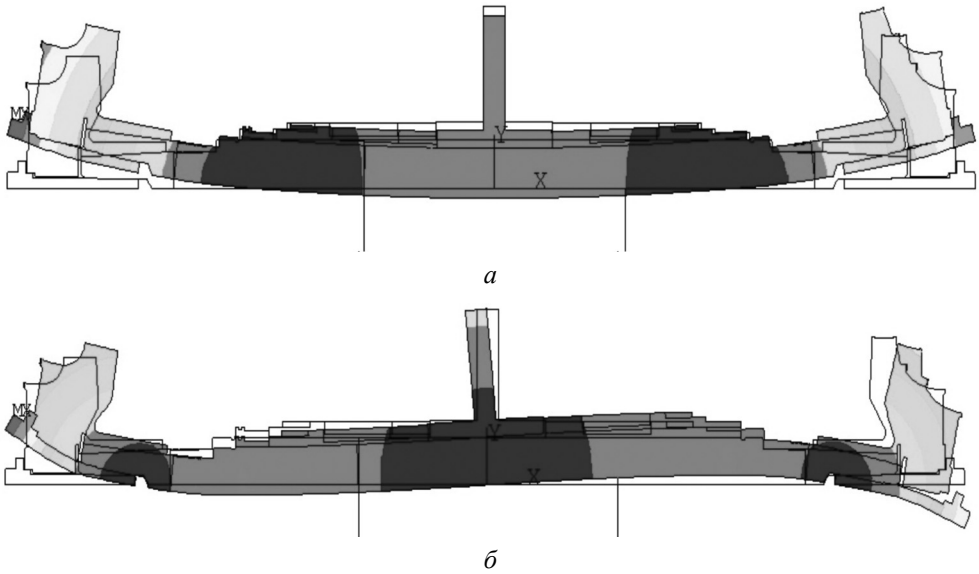
Уравнение динамики (1) сводится к частным задачам на собственные значения (собственные частоты и формы колебаний, когда [C] = 0, $\{F\} = 0$) и задачам на вынужденные колебания при соответствующем демпфировании и виде нагрузок $\{F\} = \{F(t)\}$.

Степень оценки определяемых частотных характеристик ротора напрямую зависит от эксплуатационных параметров реальной роторной машины:

Рабочие
скорости вращения..... 10000 – 13000 об./мин
Номинальная
скорость вращения..... 13000 об./мин
Минимальная
скорость вращения..... 8000 об./мин
Предельная скорость
вращения турбины ..... 14000 об./мин
Номинальная жесткость
радиальных опор АЭМП..... 1 Н/мкм

По условию общего уравнения динамики (1) определены собственные частоты ω_i и формы колебаний ротора (i – номер формы колебаний), представленные на рис. 2 и приведенные в табл. 1.

На следующем этапе частотного анализа ротора был осуществлен переход к расширенной модели ротора, в которой дополнительно учитывались инерционные силы, возникающие при вращении ротора.



а

б

Рис. 2. Первая (*а*) и вторая (*б*) изгибная форма колебаний ротора с собственной частотой 397 и 685 Гц соответственно

Таблица 1

Динамические характеристики ротора

Номер формы колебаний, *i*	Собственная частота ω_i, Гц	Примечание
1	11,7	Первая форма колебаний ротора как твердого тела
2	19,4	Вторая форма колебаний ротора как твердого тела
3	397,1	Первая изгибная форма колебаний ротора
4	685,0	Вторая изгибная форма колебаний ротора

Уравнение динамики для расширенной модели ротора получают из уравнения (1) и записывают в следующей форме [8–10]:

$$[\mathrm{M}]\{\ddot{u}\}+\left([\mathrm{C}]+[\mathrm{C}gyr]\right)\{\dot{u}\}+[\mathrm{K}]\{u\}=\{F\}. \quad (2)$$

В уравнении (2) вектор гироскопического момента имеет вид:

$$\{fg\}=[\mathrm{C}gyr]\{\dot{u}\}.$$

Например, если рассмотреть ротор, у которого диск размещается несимметрично опорам, или консольный ротор с диском, то можно заметить, что прогиб сечения вала, где расположен диск, сопровождается поворотом сечения. Угловая прецессия диска вызывает дополнительные инерционные силы, создающие гироскопический момент. Подробно характер возникающих сил описан в многочисленных литературных источниках по тематике гироскопов [6]. Стоит отметить, что гироскопический момент при прямой синхронной прецессии препятствует прогибу ротора, и критическая частота ротора повышается. А при обратной прецессии критическая частота, соответственно, понижается. Этот процесс наглядно демонстрирует диаграмма Кэмпбелла, являющаяся основным видом представления результатов расчета критических частот роторных машин [3, 5, 6]. На ней показывается разделение частот из-за наличия в расчете одновременно прямой и обратной прецессий. На рис. 3 изображена соответствующая диаграмма Кэмпбелла [8–10] для ротора турбодетандера, по которой критические частоты f можно определить в точках пересечения модальных частотных линий прямой и обратной прецессий с кривой возбуждения $f = n$ (n – критическая скорость вращения).

Данная диаграмма показывает, что влияние эффекта гироскопии [6] мало сказывается на критических частотах 11,7 и 19,4 Гц колебаний ротора как твердого тела и зависящих от собственных инерционных характеристик ротора и жесткости опорных подшипников (в нашем случае жесткость магнитного подвеса). Полученные значения критических частот ротора f_i и соответствующих критических скоростей вращения n_i приведены в табл. 2.

Таблица 2

Критические частоты и скорости вращения ротора при действии гироскопического момента

Номер формы колебаний, i	Частота вращения f_i, Гц	Скорость вращения n_i, об./мин	Примечание
1	11,3	676,65	Обратная прецессия
2	12,2	732,57	Прямая прецессия
3	19,5	1167,78	Обратная прецессия
4	19,5	1167,80	Прямая прецессия

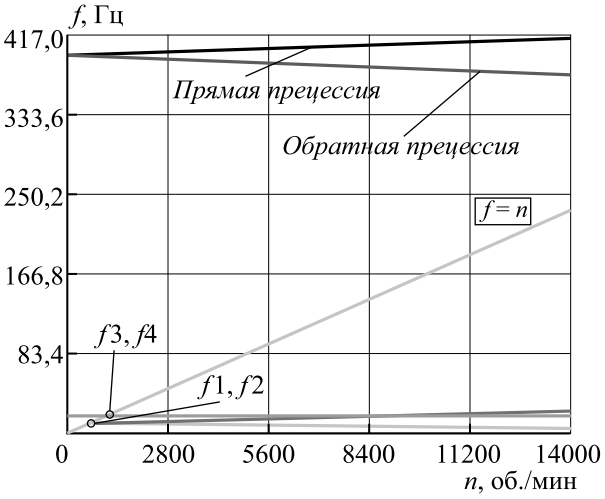


Рис. 3. Диаграмма Кэмпбелла. Критические частоты ротора $f_1 ... f_4$

Существенное расхождение по прецессиям наблюдается при увеличении скорости вращения ротора на частоте 397,1 Гц первой изгибной формы колебаний ротора. На предельной скорости вращения ротора 14000 об./мин критическая частота 397,1 Гц снижается до 377,4 Гц по обратной прецессии и повышается до 415,5 Гц по прямой прецессии.

Заключение

По результатам исследования частотных характеристик ротора турбодетандера с АЭМП критическая частота 397,1 Гц, соответствующая первой изгибной форме колебаний, снижается до 377,4 Гц по обратной прецессии, приближаясь к предельной скорости вращения ротора. Это может вызвать явление резонанса при малых коэффициентах отстройки от верхней рабочей границы ротора и сильно повлиять на устойчивость работы системы магнитного подвеса. В нашем случае изменение критической частоты в сторону снижения составляет 5,2 % и в сторону повышения – 4,6 %. Наименьший процент отстройки критической частоты первой изгибной моды колебаний от верхней рабочей границы ротора составит 61,7 %, а наибольший 70,2 %. Как показывает многолетняя практика применения магнитного подвеса для различных роторных машин, достаточным процентом (запасом) отстройки является значение, получаемое по результатам расчетов, порядка 20 %.

Таким образом, особенно важным является проведение частотного анализа высокооборотного ротора с учетом гироскопических сил и использованием точных математических моделей, которые можно эффективно разрабатывать при помощи автоматизированного проектирования и МКЭ. Изложенный подход в исследовании динамики высокооборотного ротора может быть также полезен при разработках новых роботизированных комплексов, различных робототехнических устройств и беспилотных летательных аппаратов с целью улучшения их технических характеристик.

Список литературы

1. *Леонтьев М.К., Давыдов А.Л., Дегтярев С.А.* Динамика роторных систем, опирающихся на магнитные подшипники // Газотурбинные технологии. 2011. № 3. С. 16–22.
2. *Журавлев Ю.Н.* Активные магнитные подшипники: теория, расчет, применение. СПб.: Политехника, 2003. – 206 с.
3. *Руковицын И.Г.* К разработке математической модели ротора на магнитном подвесе // Сборник докладов IV научно-практической конференции молодых специалистов и студентов памяти главного конструктора академика В.И. Кузнецова. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. С. 197–205.
4. *Леонтьев М.К., Давыдов А.Л., Дегтярев С.А.* Динамика роторных систем с магнитными опорами // Вестник Московского авиационного института. 2012. Т. 19. № 1. С. 91–101.
5. *Костюк А.Г.* Динамика и прочность турбомашин: 3-е изд. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 476 с.

6. *Джента Дж.* Накопление кинетической энергии. Теория и практика современных маховичных систем. М.: Мир, 1988. – 430 с.
7. Идентификация динамических свойств ротора в системе магнитного подвеса / *А.С. Абдурагимов, В.П. Верещагин, А.В. Рогоза, И.Г. Руковицын, А.П. Сарычев* // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. 2014. Т. 143. С. 7–10.
8. Rotor dynamic analysis of RM12 jet engine rotor using ANSYS // Department of Mechanical Engineering, Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, Sweden 2012. URL: https://ru.scribd.com/document/270818534/RotorDynamic-Analyis-of-Rm21-Enginer (дата обращения: 20.08.2018).
9. Rotor dynamic analysis of 3D-modeled gas turbine rotor in ANSYS. URL: http://www.solid.iei.liu.se/Publications/Master_thesis/2009/LIU-IEI-TEK-A--0900654--SE_JoakimSamuelsson.pdf (дата обращения: 20.08.2018).
10. *Erik Swanson, Chris D. Powell, Sorin Weissman.* A Practical Review of Rotating Machinery Critical Speeds and Modes. URL: http://www.sandv.com/downloads/0505swan.pdf (дата обращения: 20.08.2018).

РУКОВИЦЫН Илья Геннадьевич

E-mail: **irukovitsyn@mail.ru**
Тел.: **(910) 000-15-47**

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник Главного научно-исследовательского испытательного центра робототехники Министерства обороны Российской Федерации. Сфера научных интересов: динамика и прочность машин, электромеханика и магнитный подвес ротора, технологии искусственного интеллекта в робототехнике. Автор 10 статей и одного изобретения.

АСАДУЛИН Владислав Александрович

E-mail: **kabinet925@gmail.com**
Тел.: **(910) 000-15-47**

Кандидат технических наук, начальник научно-исследовательского отдела Главного научно-исследовательского испытательного центра робототехники Министерства обороны Российской Федерации. Сфера научных интересов: динамика машин и аппаратов, технологии искусственного интеллекта и группового управления в роботизированных комплексах. Автор 75 статей, одного изобретения и трех методических пособий.