

Кожухов Евгений Анатольевич

аспирант

Петровский Эдуард Аркадьевич

д-р техн. наук, профессор

Институт нефти и газа

ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет»

г. Красноярск, Красноярский край

**ОТСТРОЙКА РЕЗОНАНСНОГО РЕЖИМА В РОТОРНЫХ СИСТЕМАХ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АКТИВНЫХ И ПАССИВНЫХ МАГНИТНЫХ
ПОДШИПНИКОВ С КОНТРОЛИРУЕМОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ**

Аннотация: в статье рассмотрен метод уменьшения амплитуды колебаний роторов турбомашин с пассивными и активными магнитными подшипниками в резонансных зонах, соответствующих одной из критических скоростей в диапазоне от нуля до рабочих вращательных. Метод основывался на способности варьировать нелинейную силовую характеристику и демпфирующие свойства активных магнитных подшипников и пассивных магнитных подшипников новой конструкции путем изменения электрических параметров электромагнитных цепей.

Ключевые слова: вибрация, демпфер, магнитный, подшипник, резонанс.

Одним из методов снижения вибраций в роторных машинах в различных приложениях является использование эффекта самоцентрирования ротора, который проявляется при сверхкритической работе [1, с. 159]. Модель на рисунке 1 иллюстрирует физическую сущность этого явления. Из этого следует, что при достижении несимметричным ротором критической скорости вращения ω направления отклонения γ и эксцентриситета e становится противоположным, центр массы смещается и занимает положение между геометрическим центром О и осью вращения Oz (рисунок 1а). При дальнейшем увеличении скорости вращения абсолютное значение отклонения вала приближается к эксцентриситету e (рисунок 1б), т. е. центр масс приближается к оси вращения. Для роторов в

жестких опорах значение первой критической скорости сравнительно велико. При этом зона рабочих скоростей вращения может располагаться на недостаточном расстоянии (для уменьшения амплитуд колебаний ротора) от критической скорости вращения (Рисунок 1б). На практике для отстройки резонансного режима роторной машины используется один из двух методов.

Первый способ подразумевает смещение зон повышенной вибрации в сторону увеличения таким образом, чтобы весь диапазон рабочих скоростей вращения располагался впереди первой критической скорости (жесткого ротора). Второй способ подразумевает работу машины в сверхкритических зонах (гибкий ротор) [2, с. 201]. В этом случае необходимо снизить первую критическую скорость вращения, т. е. порог зоны повышенной вибрации, и одновременно обеспечить безопасный переход через критические скорости в диапазоне до максимальных рабочих вращательных скоростей [2, с. 259; 3 с. 271]. Это достигается за счет снижения жесткости динамической системы «ротор-опора». Для того чтобы сделать это, роторы установлены в эластичных поддержках с определенной жесткостью. Амплитуды вибрации можно уменьшить с помощью упруго-демпфирующая опора (УДО) путем введения искусственных демпферов в их конструкцию. Это уменьшает амплитуды резонансных колебаний, однако эффективность машины упадет.

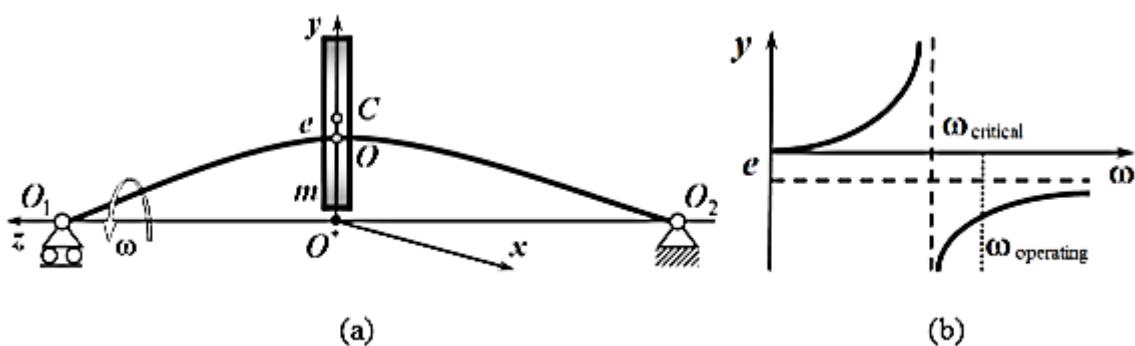


Рис. 1. (а) Модель ротора; (б) Отклонение вала от частоты вращения

На рисунке 2 показаны режимы вибрации ротора в различных опорах, соответствующие первым трем критическим скоростям вращения. Для чрезвычайно упругих опор ротор проходит первые две критические скорости с образованием

цилиндрической и конической прецессии (рисунок 2а). Криволинейный режим вибрации соответствует третьей критической скорости. При жестких опорах все режимы вибрации ротора, соответствующие первым трем критическим скоростям, изогнуты (рисунок 2с). Когда жесткость опоры соизмерима с жесткостью вала (рисунок 1б), режимы вибрации представляют собой комбинацию режимов для этих двух случаев. Наиболее распространенные колебания роторов вызваны статическим и моментным дисбалансом [3, с. 268]. Амплитуды таких вибраций могут быть уменьшены драматически путем использовать свойства жесткого ротора в упругих опорах. На рисунке 3 показано несколько типов таких упругих опор. Однако существуют и другие виды отрицательных вибраций, непосредственно связанных с использованием механических упругих опор. Это автоколебания, вызванные свойствами масляной пленки в подшипниках скольжения. (рисунок 1а); различные виды нелинейных колебаний, связанных с нелинейностью силовых характеристик роликовых подшипников изображены на рисунке 2

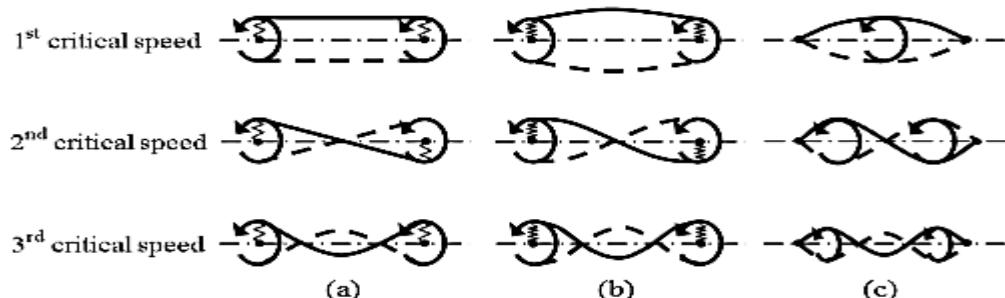


Рис. 2. Режимы вибрации роторов в разных опорах: (а) предельно текучие; (б) упругие; (с) жесткие



Рис. 3. Упругие опоры ротора: (а) подшипник скольжения, (б) роликоподшипник

Если ротор установлен в упругих опорах, могут возникнуть проблемы, когда ротор ускоряется, проходит через критические скорости и вибрирует как твердое тело [2, с. 189]. В данной работе рассмотрен метод перехода через такие повышенные зоны колебаний путем кратковременного изменения жесткости упругих опорах при ускорении или обкатке ротора, т. е. регулирование жесткости в зависимости от скорости вращения. Тогда силовые характеристики упругих опор будут адаптивными, позволяющими отстраивать систему «ротор в упругих опорах» от критических скоростей во всем диапазоне от нуля до рабочих скоростей вращения роторной машины. Упругие опоры с переменной жесткостью могут быть представлены не только обычными активными магнитными подшипниками (АМП), но и пассивными магнитными подшипниками (ПМП) с регулируемой жесткостью разработанной конструкции. В АМП стабильность положения ротора обеспечивается системой управления с отрицательной обратной связью (ОС) [6, с. 39], в то время как в ПМП это достигается самоцентрированием [4, с. 1914]. Силовые характеристики этих подшипников, в отличие от механических упругих опор, могут изменяться путем изменения электрических параметров (напряжений или управляющих токов) [5, с. 113]. Еще одной особенностью усилителей, которая может оказать существенное влияние на практическую применимость данного метода расстраивания, является нелинейная зависимость их силовых характеристик от смещения опорных секций ротора (т.е. от зазора между цапфой и полюсами статора), а также от токов в обмотках катушки полюса. Они изменяются в зависимости от положения ротора, определенного системой управления, в соответствии с заранее установленным законом.

В настоящее время существует несколько аналитических и практических подходов к реализации метода расстройки резонанса. Так, Климнюк [6, с. 15] и Эхскин [4, с. 1911] предложили метод безопасного ускорения горизонтальных и вертикальных массивных роторов турбомашин, установленных в активных магнитных подшипниках. Предполагается быстрый переход ротора через критические скорости первых двух режимов ротора (режимов, соответствующих ротору как жесткому телу). Это было достигнуто путем использования системы

автоматического регулирования для того, чтобы настроить несколько условий эксплуатации с различной жесткостью в активных магнитных подшипниках. По мере того, как ротор приобретает скорость согласно программе установленной системой автоматического регулирования подшипника, одно условие эксплуатации изменяется ровно (безударный) от другое одного и наоборот так, что деятельность ротора под условиями резонанса и в зоне резонанса любого условий эксплуатации от нуля к скорости обработки будет исключена совершенно во время скорости-вверх. Известны также практические реализации аналогичных методов резонансной отстройки и демпфирования избыточных амплитуд колебаний. Так, фирма SKF S2M (SKF Group), специализирующаяся на производстве АМП, использует упреждающий контроль параметров АМП в различных турбомашинах, применяемых в нефтегазовой промышленности [7, с. 66]. Запатентованные алгоритмы (зарегистрированные товарные знаки), такие как ODC (оптимальное управление демпфированием), ABS (усовершенствованная система балансировки) и AVR (автоматическое снижение вибрации) обеспечивают усиленный контроль вибрации и реализуются с помощью шкафа управления E300V2 [6, с. 5]. Отличительной особенностью описанных подходов к реализации метода отстройки от резонансов и демпфирования повышенных амплитуд колебаний является то, что все они используются в полных магнитных подвесках роторов только в АМП. Однако известно, что ПМП обладают рядом преимуществ по сравнению с АМП (например, им не нужны источники электроэнергии и автоматическая система управления, которая включает основную часть стоимости АМП) [8, с. 3220]. Метод оценки ПМП заключался в использовании возможности быстрого изменения параметров жесткости и/или демпфирования в магнитных подшипниках различных с системой управления, включающей, наряду с датчиками положения, датчик угловой скорости. Помимо известных подходов, описанных в работах [9, с. 384], использование предложенной пассивно-активной магнитной подвески с регулируемой жесткостью позволит снизить себестоимость и повысить эффективность различных газовых турбин,

турбодетандеров и экспандеркомпрессорных агрегатов за счет исключения потерь на трение и демпфирования вибрационной активности роторов.

Список литературы

1. Bleuler H. Магнитные подшипники: теория, проектирование и применение к вращающимся машинам / H. Bleuler, M. Cole, P. Keogh, R. Laronneur, E. Maslen, Y. Okada, et al // Springer Science & Business Media. – 2009. – 364 с.
2. Вэнс Дж. Подшипники и их влияние на динамику ротора. Вибрация и роторная динамика машин / Дж. Вэнс, Ф. Зейдан, Б. Мерфи. – 2010. – С. 171–269.
3. Швейцер Г. Применение и темы исследований для активных магнитных подшипников // IUTAM Симпозиум по новым тенденциям в роторной динамике: Springer. – 2011. – С. 263–273.
4. Камаль М. Конечно-усталостное поведение пружин в подвеске автомобиля / М. Камаль, М.М. Рахман // Международный журнал автомобильного и машиностроения. – 2014. – №10. – С. 1910–1919.
5. Мартыненко Г. Магнитные подшипники как упругодемпфирующие опорные роторы с контролируемой жесткостью // Вестник НТУ «ХПИ». – С. 111–124.
6. Магнитные подшипники для ТЭЦ. SKF Group PUB MT / S9: 15571 ENMarch. – 2015. – 50 с.
7. SKF S2M Шкаф управления магнитными подшипниками Е300V2. Усовершенствованный контроль над вашей нефтегазовой турбомашиной: SKF Group PUB BU / P2: 14966 EN. – Сентябрь 2014. – 69 с.
8. Ибрагим Т.К. Статистический анализ и оптимальные характеристики газотурбинной электростанции / Т.К. Ибрагим, М. Рахман, М. Мохаммед, Ф. Басрави // Международный журнал автомобильного и машиностроения. – 2016. – №13. – С. 3215–3225.
9. Ибрагим Т.К. Влияние изэнтропической эффективности и стратегии повышения эффективности работы газовой турбины / Т.К. Ибрагим, М. Рахман // Журнал машиностроения и науки. – 2013. – №4. – С. 383–396.