

УДК 621.313.04

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА УСТАНОВКИ ГПА 25 МВт НА МАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКАХ

Д. Р. Ильясов¹, Ш. Н. Шарафутдинов², Д. А. Глумов³.

¹david.ilyasow@gmail.com, ²sharshamil98@gmail.com, ³glumov00@gmail.com

¹⁻³ ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий» (УУНИТ)

Аннотация. Радиальные магнитные подшипники (РМП) являются одними из наиболее часто используемых магнитных подшипников. Они широко используются в области сверхскоростных и сверхточных станков с числовым программным управлением, бесподшипниковых двигателей, высокоскоростных маховиков, насосов искусственного сердца и молекулярных насосов, а также укрепляются и расширяются в различных важных областях. В данной статье приводится расчет динамики ротора и его критических скоростей при использовании в качестве опор магнитных подшипников.

Ключевые слова: радиальный магнитный подшипник (РМП); активный магнитный подвес (АМП); динамика ротора, моделирование, *Ansys*.

ВВЕДЕНИЕ

Магнитные подшипники — это устройства, обеспечивающие полный бесконтактный подвес объекта. Несмотря на то, что было разработано большое разнообразие магнитных подшипников, до сих пор в промышленности широко применялся только один тип - активные магнитные подшипники (АМП). Это связано с тем, что активные магнитные подшипники могут оказывать на поверхность поддерживаемых роторов более высокую силу, чем любой другой тип магнитных подшипников. Они также могут работать в широком диапазоне сред [1, 2, 3], а их свойства могут быть настроены с помощью параметров ПО.

Основной принцип работы активных магнитных подшипников достаточно прост. Ферромагнитный ротор притягивается к постоянному магниту или электромагниту. Например, на рисунке 1 показан ротор из железа, который будет притягиваться к электромагниту, расположенному рядом с ним, всякий раз, когда на катушку подается ток. Сила между электромагнитом и ротором всегда притягивающая — она не может быть отталкивающей.

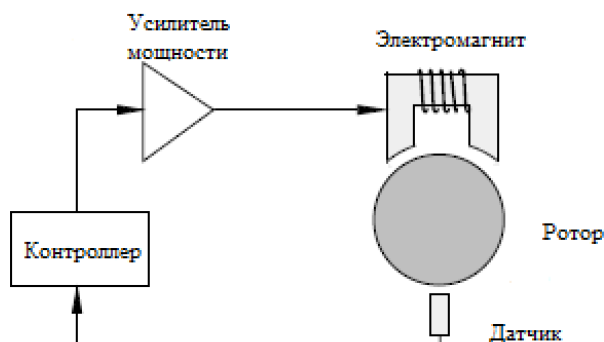


Рис. 1. Принципиальная схема работы АМП

ДИНАМИКА РОТОРА

Ротор создает вибрации, которые в конечном итоге воздействуют через подшипники на корпус. Если подшипники упруго-демпферные, ротор может перемещаться. Эти колебания в подшипниках могут быть измерены, и по фазовым углам и амплитудам колебаний относительно угла поворота ротора можно определить дисбалансы: статический дисбаланс приводит к одинаково фазовым колебаниям в левом и правом подшипниках, а динамический дисбаланс по колебаниям с противоположной фазой [4].

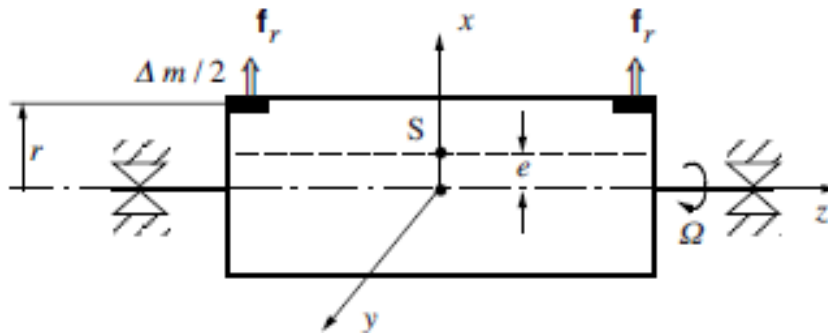


Рис. 2. Статический дисбаланс

Когда ротор вращается со скоростью Ω , результирующая центробежная сила fr , действующая на одну из дополнительных масс $\Delta m/2$ вращающуюся вместе с ротором, равна :

$$fr = \left[\frac{\Delta m}{2} * r * \Omega^2, 0, 0 \right]^T \quad (1)$$

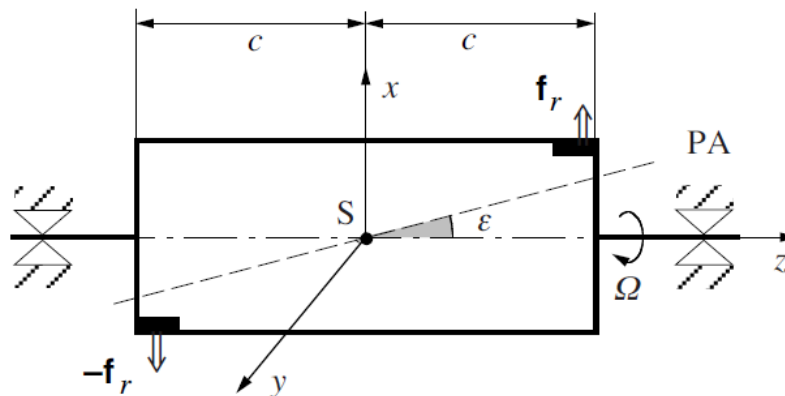


Рис. 3. Динамический дисбаланс

Для статического дисбаланса, центробежные силы, действующие на две дополнительные массы (рис.2), могут быть объединены в результирующую силу, проходящую через центр масс S. Однако для динамического дисбаланса (рис. 3), центробежные силы, действующие на две дополнительные массы, имеют расстояние $2*c$ и противоположные направления, то есть: из-за этих сил инерции вокруг оси y возникает пара, приводящая к крутящему моменту. С учетом (1) и $I_{zx} = 2*c*r*\Delta m/2$ это приводит к

$$M = [0, \quad M_y, \quad 0]^T \quad (2)$$

где, $M_y = I_{zx} * \Omega^2$

Дисбалансы могут быть устранены балансировкой, добавлением или удалением подходящих масс или перемещением противовесов по окружности ротора [5] в заданных плоскостях коррекции. Требуемая степень качества балансировки и допустимый остаточный дисбаланс зависят от области применения, к которой относится ротор, и от частоты вращения

ротора. Показателем качества балансировки является скорость, с которой ротор вращается. Классификация различных применений и соответствующие оценки качества весов подробно описаны в стандарте [6].

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРА

В качестве исследуемой модели был выбран ротор ЦБК одной из установок ГПА мощностью 25 МВт. Ротор компрессора «гибкий», то есть работает на частоте близкой к резонансной, такая работа приводит к его деформации. Основное отличие гибких и жестких роторов заключается в их методах балансировки [6,7].

На рисунке 4 представлен общий вид модели ротора с тремя дисками и втулками под подшипники.

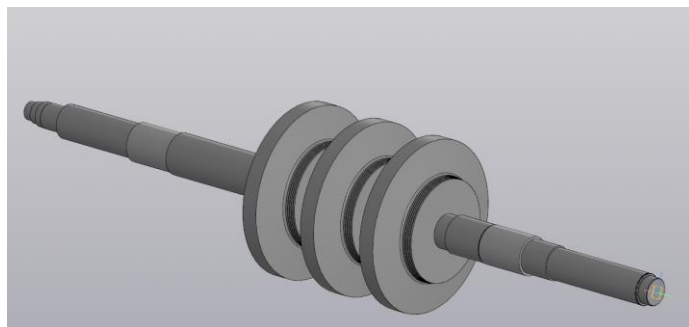


Рис. 4. Геометрия ротора ЦБК

Для упрощения расчетов магнитный подшипник был заменён условным подшипником *COMBI 214* с жесткостью магнитного подшипника. Общая масса сборки 1729,4 кг. На рисунке 5 представлена гистограмма ускорения, где каждый с каждым шагом возрастает скорость вращения вала.

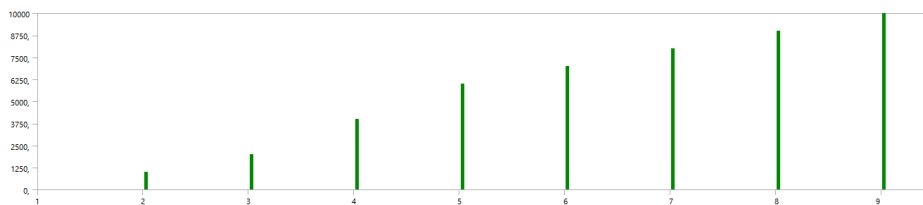


Рис.5. Гистограмма ускорения

Была построена диаграмма Кэмпбелла отражающая режимы работы ротора, на которых происходят резонансные колебания, она представлена на рисунке 6.

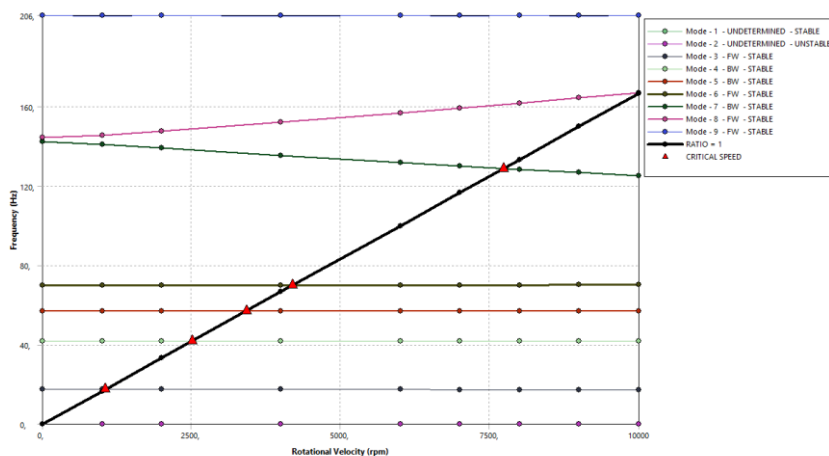


Рис.6. Диаграмма Кэмпбелла

В таблице 1 представлены результаты расчетов критических скоростей вращения ротора при значении жесткости опор компрессора $3,8 * 10^6$ Н/мм. Согласно техническим условиям, рабочая скорость вращения ротора составляет 6300 об/мин. В таблице 2 представлен расчет системы валопровода полученный из ТУ.

Таблица 1

Критические скорости, полученные при модальном моделировании

	N1	N2	N3	N4	N5
Об/мин	1057	2514,3	3424,2	4193	7730

Таблица 2

Критические скорости, полученные из ТУ

	N1	N2	N3	N4	N5
Об/мин	1378	1721	2411	3118	6912

Подобные отклонения в расчетах могут быть связаны с моделированием только ротора, а не системы валопровода как в ТУ (ротор СТД-трансмиссия-ротор компрессора). Так же были получены изгибные деформации ротора. Рабочие режимы и их изгибные формы представлены на рисунках 7...9.

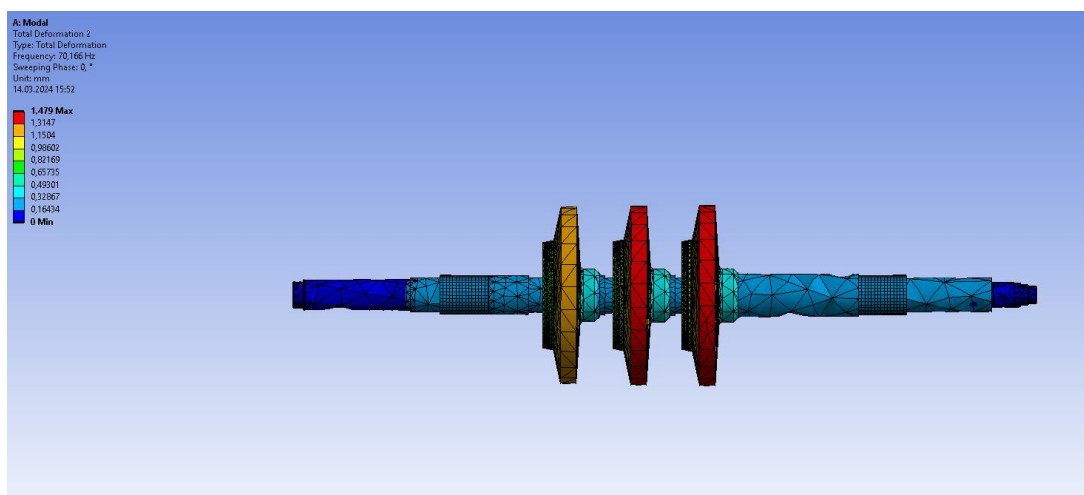


Рис. 7. Первый рабочий режим

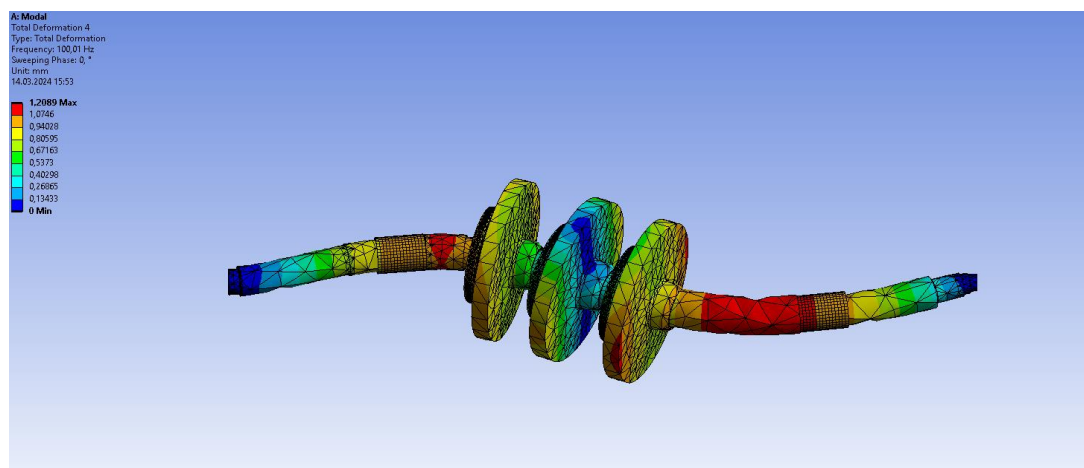


Рис. 8. Второй рабочий режим

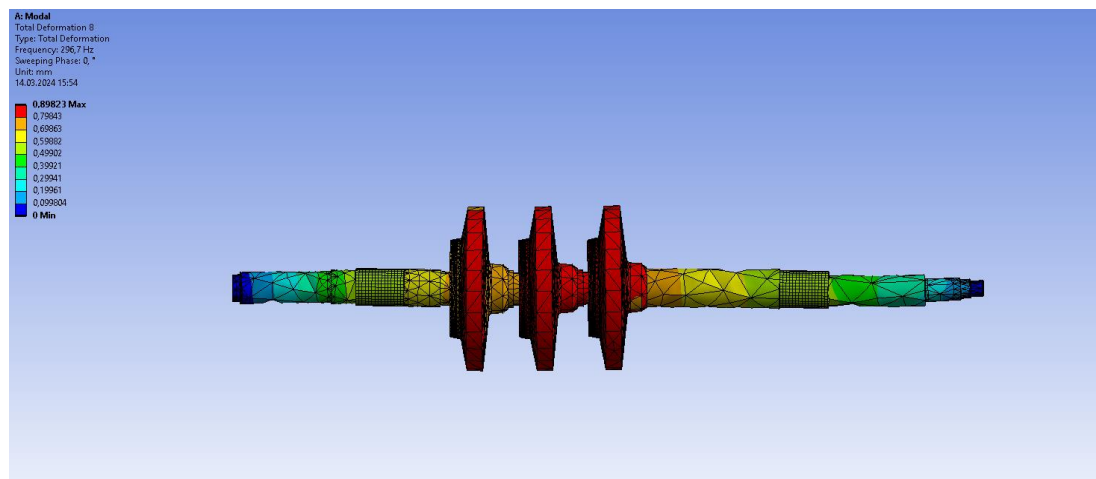


Рис. 9. Третий рабочий режим.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Построена модель гибкого ротора турбокомпрессора с тремя сосредоточенными массами. Показано, что резонансная частота вращения ротора турбокомпрессора близка к его рабочей частоте $N_{\text{раб}} = 6300$ об/мин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Журавлев Ю. Н. Активные магнитные подшипники, расчет и применение, Изд.: Политехника 2003 г., 64–89 с., ISBN: 5-7325-0665-1
2. Магин В.В., Клабуков В.А., Рогоза А.В. Высокооборотный генератор на электромагнитных подшипниках для энергетических установок космического назначения // Труды МАИ. 2011. №45
3. Овсянникова Е.Е., Богданова Ю.В., Гуськов А.М. Исследование влияния потока крови на динамику ротора искусственного желудочка сердца (ИЖС) на активных магнитных подшипниках (АМП) // Машиностроение и компьютерные технологии. 2015. №9
4. Анциоревич П.П., Кудин В.В., Дубовская Е.М. БАЛАНСИРОВКА ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС // Изд.: БНТУ, 2012 г., 26 с., ISBN: 978-985-525-841-5
5. Е.А. Богданов. Основы технической диагностики нефтегазового оборудования // Изд.: Высшая школа, 2006 г., 279 с., ISBN: 5-06-005442-X
6. ГОСТ ИСО 1940-1-2007 Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого остаточного дисбаланса
7. ГОСТ 31320-2006 Методы и критерии балансировки гибких роторов

ОБ АВТОРАХ

ИЛЬЯСОВ Давид Ринатович, бакалавр кафедры технологии машиностроения (УУНИТ, 2024).

ШАРАФУТДИНОВ Шамиль Наилевич, асп. ПИШ «Моторы будущего». Готовит диссертацию о методологии расчета активных магнитных подшипников.

ГЛУМОВ Данил Андреевич, магистр ПИШ «Моторы будущего» (УУНИТ, 2024).

METADATA

Title: ANALYSIS OF THE ROTOR DYNAMICS OF A 25 MW HPA CENTRIFUGAL COMPRESSOR WITH MAGNETIC BEARINGS.

Authors: D. R. Iliasov¹, Sh. N. Sharafutdinov², D. A. Glumov³

Affiliation:

^{1, 2, 3} Ufa University of science and technology (UUST), Russia.

Email: ¹david.iliasow@gmail.com, ²sharshamil98@gmail.com, ³glumov00@gmail.com.

Language: Russian.

Source: Molodezhnyj Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa University of Science and Technology), no. 2 (31), pp. 68-73, 2024. ISSN 2225-9309 (Print).

Abstract: Radial magnetic bearings (RMP) are among the most commonly used magnetic bearings. They are widely used in the field of high-speed and high-precision numerical control machines, pinless motors, high-speed flywheels, artificial heart pumps and molecular pumps, and are being strengthened and expanded in various important areas. This article provides a calculation of the dynamics of the rotor and its critical speeds when using magnetic bearings as supports.

Key words: radial magnetic bearing (RMP); active magnetic bearing (AMB); rotor dynamics, modeling, Ansys.

About authors:

ILYASOV David Rinatovich, Bachelor of Engineering Technology Department (UUST, 2024).

SHARAFUTDINOV Shamil Nailevich, asp. AES "Motors of the future"(UUST, 2024).

GLUMOV Danil Andreevich, master's degree, AES "Motors of the Future" (UUST, 2024).