

УДК 621.313.04

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

Д. Р. Ильясов<sup>1</sup>, Ш. Н. Шарафутдинов<sup>2</sup>, Д. А. Глумов<sup>3</sup>.

<sup>1</sup>david.ilyasow@gmail.com, <sup>2</sup>sharshamil98@gmail.com, <sup>3</sup>glumov00@gmail.com

<sup>1-3</sup> 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.

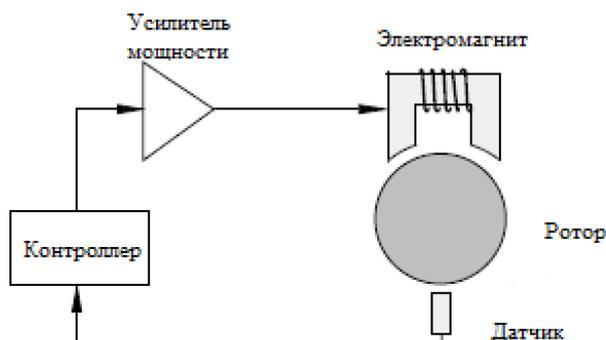


Рис. 1. Принципиальная схема работы АМП

### 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].

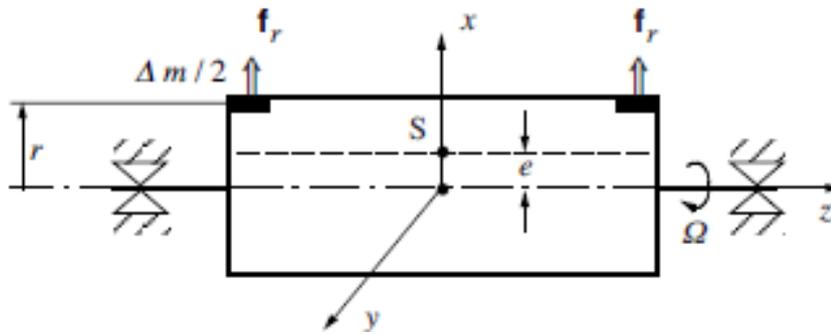


Рис. 2. Статический дисбаланс

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

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

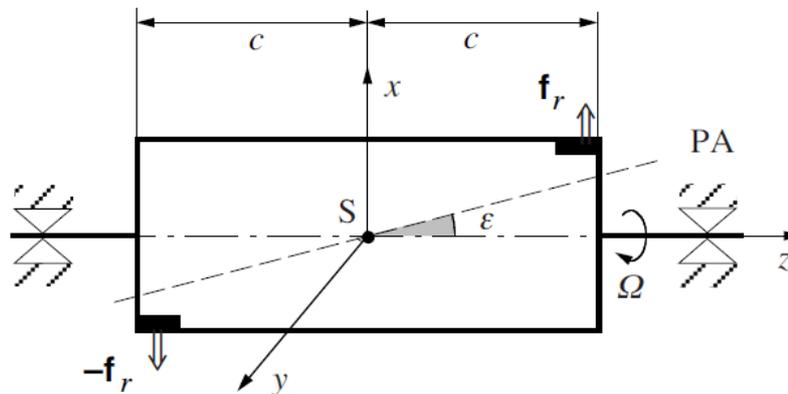


Рис. 3. Динамический дисбаланс

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.

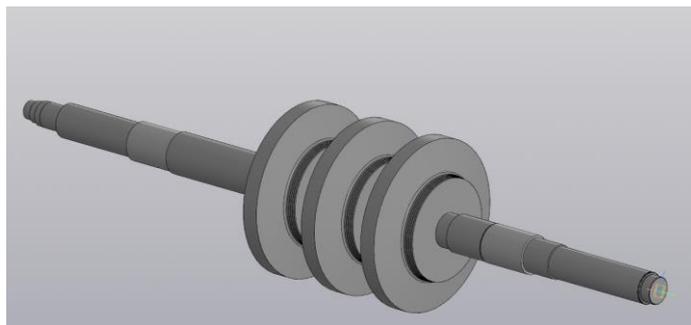


Рис. 4. Геометрия ротора ЦБК

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.

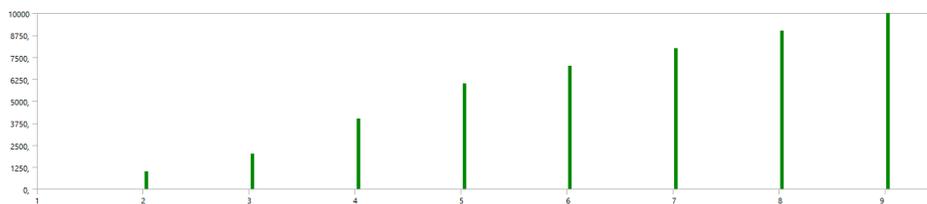


Рис.5. Гистограмма ускорения

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

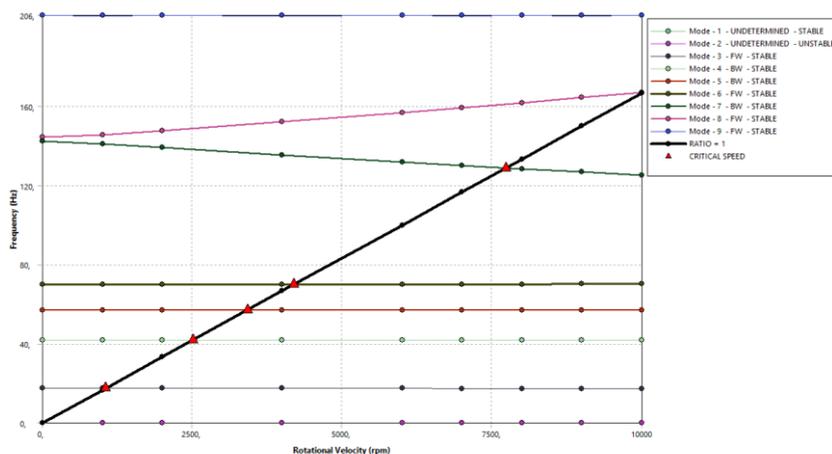


Рис.6. Диаграмма Кэмпбелла

В таблице 1 представлены результаты расчетов критических скоростей вращения ротора при значении жесткости опор компрессора  $3,8 * 10^6 \text{ Н/мм}$ . 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.

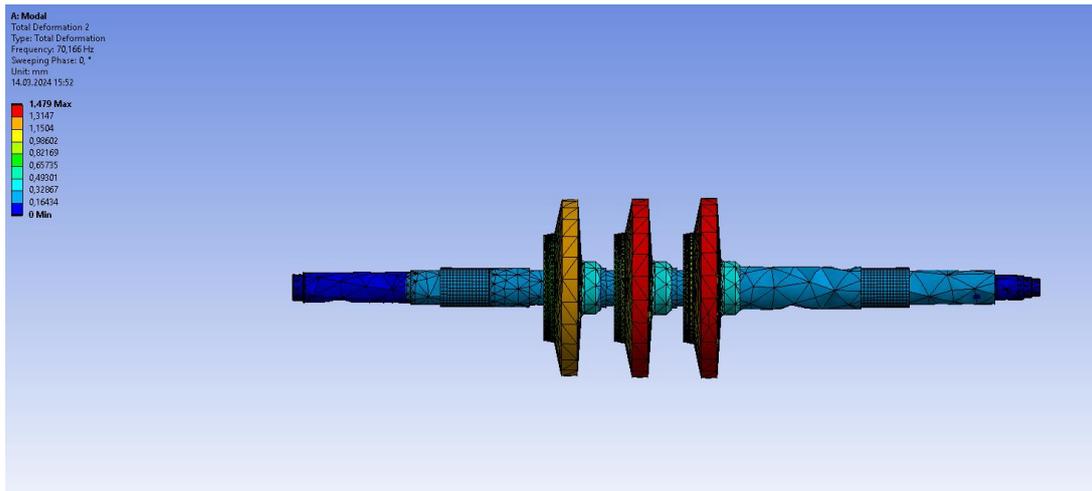


Рис. 7. Первый рабочий режим

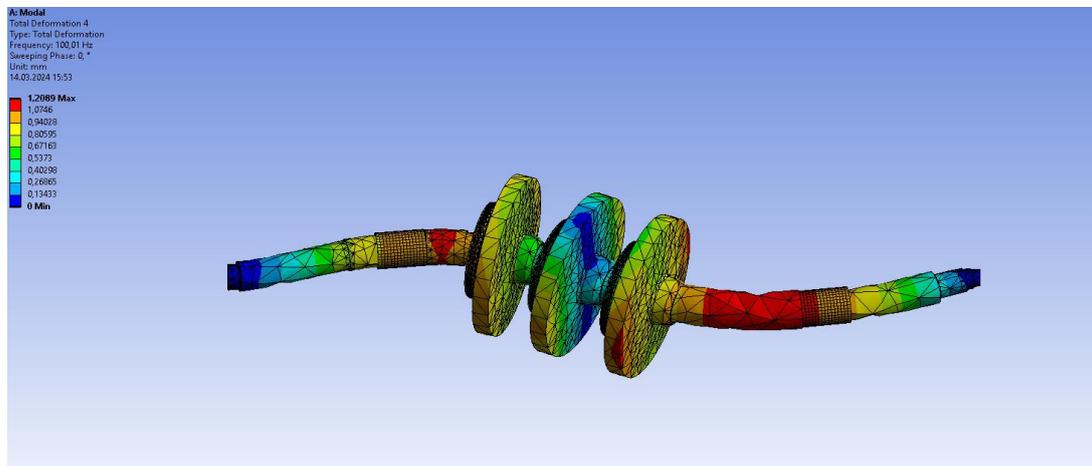


Рис. 8. Второй рабочий режим

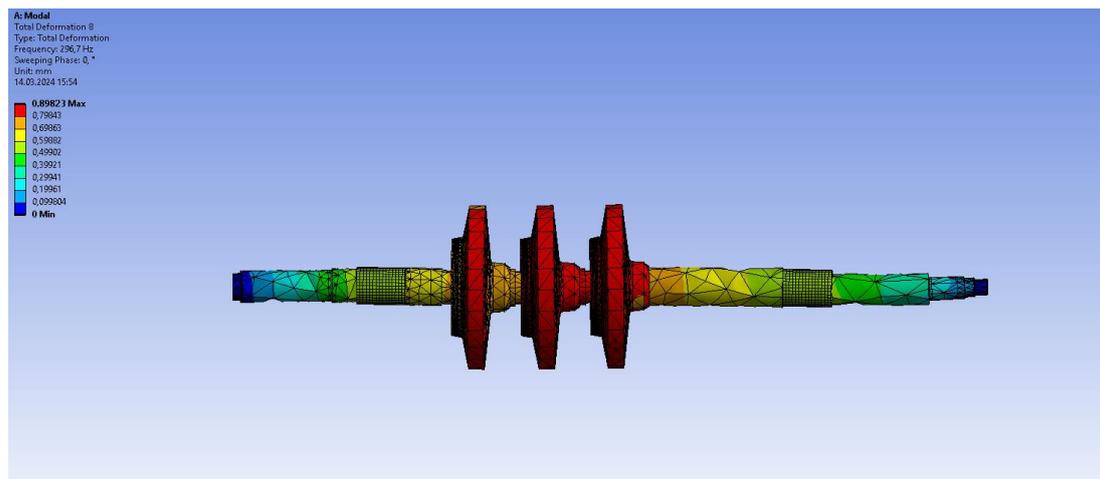


Рис. 9. Третий рабочий режим.

### 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. Анциорovich 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. Iliasov<sup>1</sup>, Sh. N. Sharafutdinov<sup>2</sup>, D. A. Glumov<sup>3</sup>

**Affiliation:**

<sup>1, 2, 3</sup> Ufa University of science and technology (UUST), Russia.

**Email:** <sup>1</sup>david.iliasow@gmail.com, <sup>2</sup>sharshamil98@gmail.com, <sup>3</sup>glumov00@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).