

Повышение точности балансировки жесткого ротора на резонансном балансировочном станке с электромагнитной имитацией пробного дисбаланса

Аннотация:

В статье описана усовершенствованная методика балансировки жесткого ротора на резонансном балансировочном станке с системой электромагнитной имитации пробного дисбаланса. Новизна подхода заключается в циклическом изменении фазы вынуждающей электромагнитной силы в процессе балансировки. Данное решение позволяет отказаться от многократной установки/снятия физических пробных масс и увеличить объем экспериментальных данных для дальнейшей статистической обработки. Последующее усреднение полученных оценок дисбаланса с исключением выбросов приводит к частичной компенсации случайных ошибок измерения и уменьшению влияния неблагоприятных фазовых соотношений между собственным дисбалансом ротора и пробным воздействием, что ведет к снижению погрешности определения дисбаланса. Предложенная методика была реализована в программном обеспечении для прототипа балансировочного станка. Для валидации методики были проведены эксперименты, результаты которых подтверждают повышение точности балансировки при использовании предложенной методики.

Ключевые слова: Динамическая балансировка, одноплоскостная балансировка балансировка, жесткий ротор, методика балансировки.

1. Введение.

Дисбаланс ротора является одной из основных причин повышенной вибрации оборудования [1]. Этим обусловлена необходимость балансировки роторов в процессе их изготовления и ремонта. Для динамической балансировки жестких роторов наиболее часто применяют метод коэффициентов влияния [2]. Метод является трудоемким, поскольку для расчета коэффициентов влияния необходимо несколько пусков и остановов ротора с пробными грузами. Этим определена актуальность задачи автоматизации процесса динамической балансировки роторов.

Существуют различные решения задачи автоматизации процесса динамической балансировки. В статье [3] описана автоматизация процесса удаления материала с балансируемого ротора методом лазерной абляции. Исследование [4] посвящено улучшению точности балансировки методом коэффициентов влияния благодаря использованию метода наименьших квадратов. В публикации [5] предложен практический способ реализации метода коэффициентов влияния в устройстве для автоматизированной балансировки шпинделя токарного модуля. В работе [6] описано устройство для активной балансировки высокоскоростного шпинделя в реальном времени с использованием электромагнитов. В статье [7] представлена методика балансировки вертикального гибкого ротора на электромагнитном подшипнике, позволяющая значительно сократить число пусков ротора в процессе балансировки. В работе [8] описан метод относительных коэффициентов влияния для динамической балансировки, кроме того, отмечена актуальность разработки методов балансировки без использования пробных грузов.

Ранее в статье [9] автором была предложена модель процесса балансировки ротора на резонансном балансировочном станке без пробных грузов с использованием электромагнитной имитации пробного дисбаланса. Для расчета коэффициента влияния используется синхронная с вращением ротора внешняя периодическая сила, генерируемая соленоидами. Таким образом, для определения величины и фазы дисбаланса ротора достаточно одного пуска, в

течение которого сначала измеряется исходная вибрация ротора, затем происходит включение системы имитации пробного дисбаланса и производится расчет коэффициента влияния.

В ходе исследования модели на точность определения дисбаланса было установлено, что наибольшие значения погрешностей определения дисбаланса наблюдаются в окрестностях синфазного и противофазного действия вынуждающих сил от дисбаланса ротора и от соленоидных имитаторов пробного дисбаланса [9].

Гипотеза исследования: повысить точность балансировки ротора на резонансном балансировочном станке с электромагнитной имитацией пробного дисбаланса можно путем циклического изменения фазы вынуждающей электромагнитной силы в процессе балансировки.

Целью данного исследования является разработка методики балансировки ротора на резонансном балансировочном станке без пробных грузов с использованием электромагнитной имитации пробного дисбаланса с циклическим изменением фазы вынуждающей электромагнитной силы.

2. Материалы и методы.

В основе предлагаемой методики лежит метод коэффициентов влияния. Вместо пробного груза используется управляемая периодическая вынуждающая сила, создаваемая соленоидами. Фаза вынуждающей силы меняется в процессе цикла измерений от 0° до 350° с шагом 10° . Это позволяет отказаться от многократной установки/снятия физических пробных масс и увеличить объём экспериментальных данных для последующей статистической обработки.

Ротор вращается относительно своего геометрического центра с постоянной угловой скоростью ω .

Ротор имеет дисбаланс, характеризуемый комплексной эксцентricностью массы [10]:

$$U_r = |U_r| \cdot e^{j\phi}$$

где $|U_r|$ — величина дисбаланса ротора (в кг·м), ϕ_r — угол расположения дисбаланса в полярной системе координат ротора, j — мнимая единица

Описание методики:

1. Выполняется измерение вектора исходной вибрации ротора V_0 .

$$V_0 = A_0 \cdot e^{j\theta_0}$$

где A_0 — амплитуда измеряемого сигнала исходной вибрации ротора, θ_0 — фаза измеряемого сигнала исходной вибрации ротора.

2. Создаётся электромагнитная вынуждающая сила F_i^{trial} , эквивалентная пробному дисбалансу U_i^{trial} :

$$F_i^{trial} = |U_{trial}| \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t + \phi_i)$$

$$U_i^{trial} = |U_{trial}| \cdot e^{j\phi_i}$$

где $|U_{trial}|$ — величина имитируемого пробного дисбаланса (в кг·м),

ϕ_i — угол расположения имитируемого пробного дисбаланса в полярной системе координат ротора,

$i \in [1; 36]$ — количество фазовых положений вектора пробного дисбаланса (режимов измерения с пробным дисбалансом).

3. Фаза электромагнитной вынуждающей силы последовательно изменяется в диапазоне $[0^\circ; 350^\circ]$ с заданным шагом $\Delta\phi = 10^\circ$.

4. Для каждого фазового положения измеряется вектор вибрации V_i :

$$V_i = A_i \cdot e^{j\theta_i}$$

где A_i — амплитуда измеряемого сигнала вибрации ротора,

θ_i — фаза измеряемого сигнала вибрации ротора.

5. Для каждого фазового положения вычисляется коэффициент влияния [10]:

$$\alpha_i = \frac{V_i - V_0}{U_i^{trial}}$$

где V_0 , — вектор исходной вибрации ротора,

V_i – вектор вибрации ротора с пробным дисбалансом,

U_i^{trial} – вектор пробного дисбаланса.

6. По найденному коэффициенту влияния определяется оценка вектора дисбаланса ротора [10]:

$$U_i = \frac{-V_0}{\alpha_i}$$

7. В первом приближении вычисляется начальная комплексная оценка дисбаланса:

$$\hat{U}_k = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N U_i$$

где $N = 36$ — количество оценок векторов дисбаланса ротора,

k — номер приближения.

8. Для каждого результата измерения определяется расстояние d_i на комплексной плоскости между отдельной оценкой и текущим средним значением и среднеквадратическое отклонение σ :

$$d_i = |U_i - \hat{U}_k|$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N d_i^2}$$

9. Измерения считаются аномальными (выбросами) и исключаются при выполнении условия:

$$d_i > 2 \cdot \sigma$$

10. После удаления выбросов вычисляется уточнённое среднее значение дисбаланса:

$$\hat{U}_k^{ym} = \frac{1}{M} \cdot \sum_{i=1}^M U_i$$

где M — количество оценок векторов дисбаланса, оставшихся после исключения выбросов.

11. Для режимов работы системы имитации пробного дисбаланса, результаты измерения в которых был исключены повторяются пункты 2, 4...6 методики. После получения новых данных выполняется повторное вычисление, оценки дисбаланса и поиск выбросов (пункты 7...10)

12. Для контроля сходимости вычисляется относительное изменение оценки дисбаланса. Процесс уточнения завершается при выполнении условия.

$$\frac{|\hat{U}_k^{ym} - \hat{U}_{k-1}^{ym}|}{|\hat{U}_{k-1}^{ym}|} < 0,01$$

В противном случае цикл повторного измерения и обработки результатов продолжается до достижения сходимости или отсутствия выбросов.

13. Финальное значение вектора \hat{U}_k^{ym} принимается в качестве оценки дисбаланса ротора.

Изложенная выше методика была реализована в программном обеспечении для прототипа балансировочного стенда. Блок-схема алгоритма программы контроллера управления балансировочным стендом приведена на рис. 1

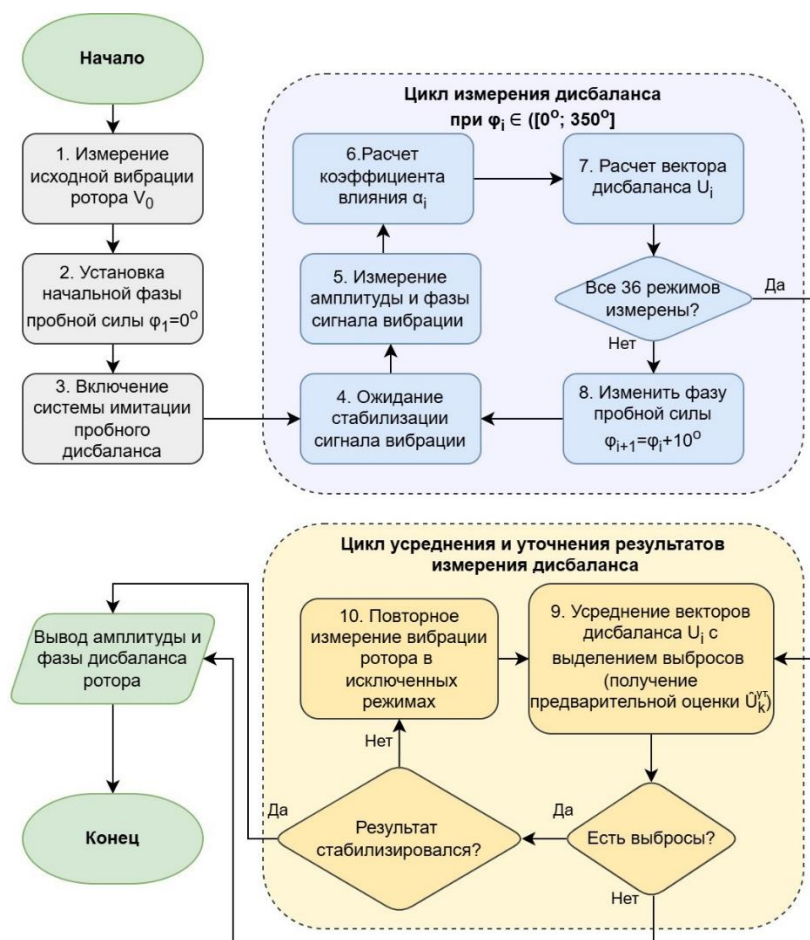


Рис. 1 Блок-схема алгоритма программы контроллера управления балансировочным стендом

В качестве графического пользовательского интерфейса прототипа балансировочного стенда использована программа Serial Studio. Пользовательский интерфейс показан на рис. 2. В левой части окна интерфейса в потоковом режиме отображаются сигналы датчика виброускорения и инфракрасного датчика-отметчика. В правой части окна отображаются результаты расчета дисбаланса ротора. В верхней части окна расположено меню команд для управления фазой пробного дисбаланса, запуска цикла измерений и расчета дисбаланса ротора.

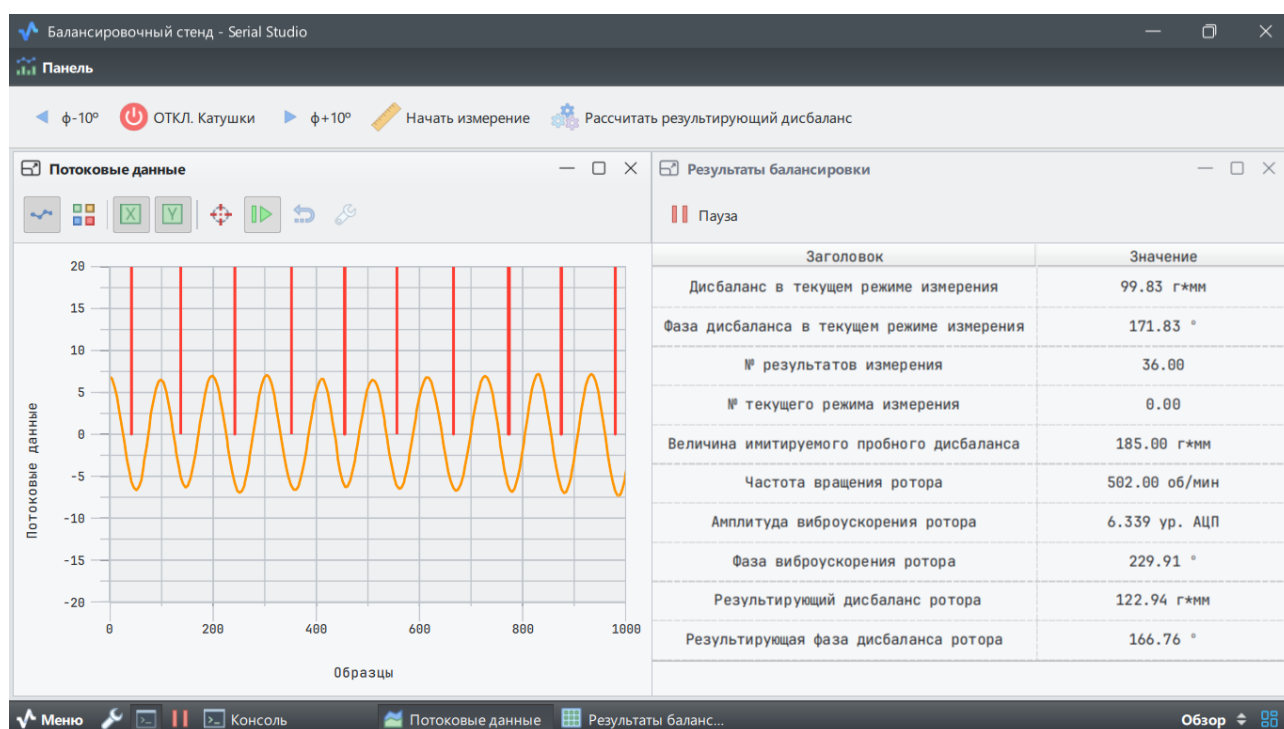


Рис. 2 Пользовательский интерфейс прототипа балансировочного стенда

Для валидации предложенной методики были проведены эксперименты на прототипе балансировочного стенда (рис. 3) для одноплоскостной балансировки с электромагнитной имитацией пробного дисбаланса. Схема измерительной системы стенда приведена в статье [9].

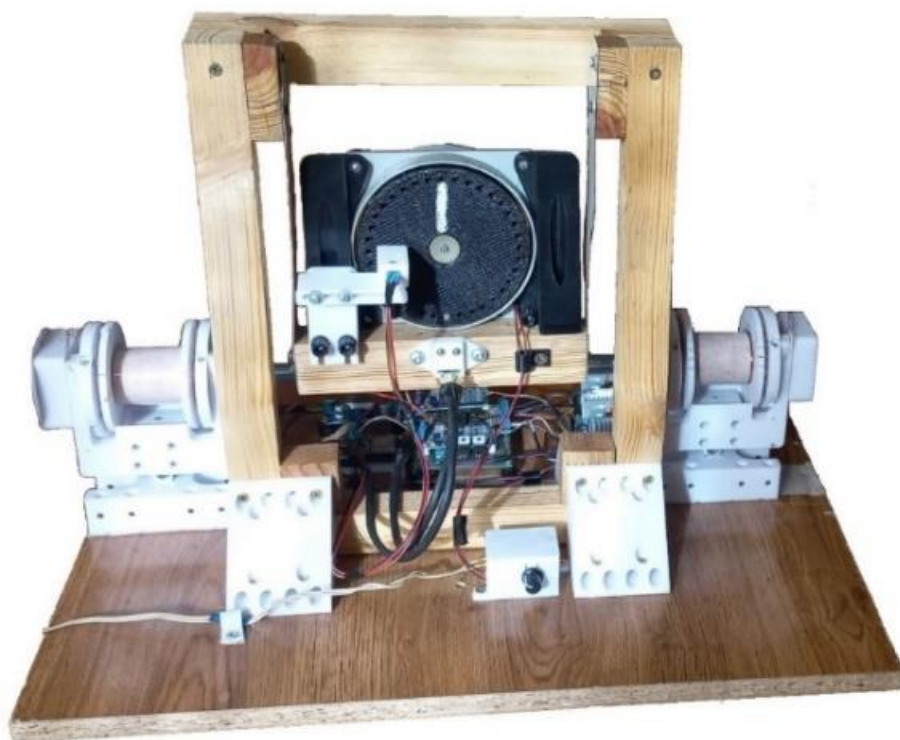


Рис. 3 Прототип балансировочного стенда для одноплоскостной балансировки с электромагнитной имитацией пробного дисбаланса [9]

В качестве объекта исследований использовался тестовый ротор, представляющий собой осесимметричный диск с 36 отверстиями, расположенными на концентрической окружности диаметром 100 мм, в которые поочередно устанавливался дисбалансирующий груз.

Балансировка производилась при частоте вращения тестового ротора ≈ 500 об/мин ($\approx 8,33$ Гц). Частота дискретизации 800 Гц. Для измерения частоты вращения на торцевую поверхность ротора была нанесена метка, считываемая инфракрасным датчиком стенда.

Система электромагнитной имитации пробного дисбаланса была настроена на генерацию синхронной с вращением ротора периодической силы амплитудой 0,51 Н, что эквивалентно действию пробного дисбаланса 185 г·мм при частоте вращения ротора ≈ 500 об/мин.

Результаты исследования:

- относительная погрешность оценки величины дисбаланса;
- погрешность определения угла дисбаланса.

3. Результаты исследования.

В данном разделе представлены результаты экспериментов, проведенных на прототипе балансировочного стенда. Полученные результаты сравнивались со значениями из статьи [9], где балансировка проводилась при статической фазе вынуждающей силы.

На рис. 4, 5 представлены зависимости погрешностей определения величины и положения дисбаланса от его угловой координаты на роторе при величине дисбаланса 90 г·мм. Для методики со статической фазой вынуждающей силы наблюдается зависимость погрешности от углового положения дисбаланса. Погрешность определения величины дисбаланса достигает 44,2 %, а погрешность определения углового положения составляет 27,5°. Использование циклического изменения фазы вынуждающей силы приводит к существенному снижению как среднего уровня погрешности, так и её разброса. Максимальные ошибки при этом не превышают 14,2 % для величины дисбаланса и 11° для углового положения.

Аналогичные зависимости наблюдаются и для остальных исследованных значений дисбаланса (рис. 6...11). Во всех исследованных случаях применение методики с циклическим изменением фазы вынуждающей электромагнитной силы обеспечивает снижение погрешности определения параметров дисбаланса и уменьшение её зависимости от углового положения дисбалансирующего груза.

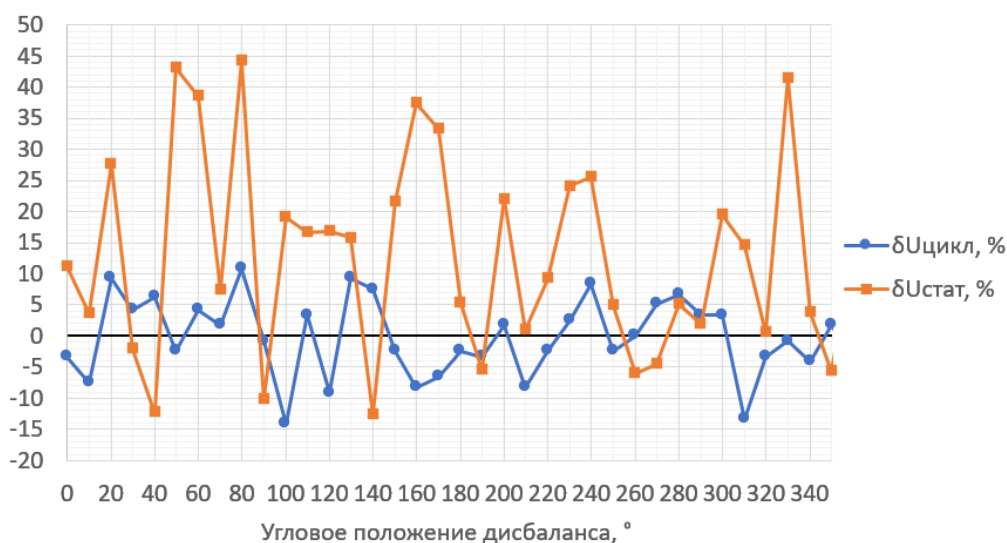


Рис. 4. Графики погрешностей определения величины дисбаланса при испытаниях ротора с дисбалансом 90 г·мм

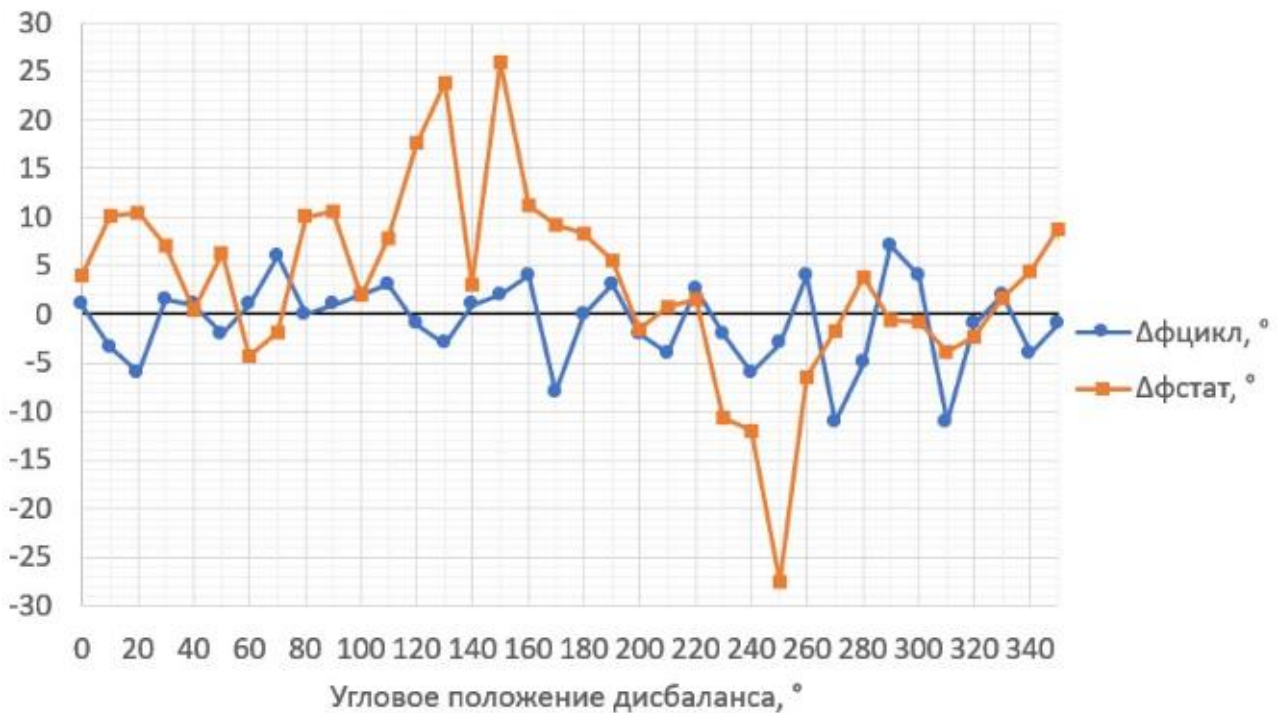


Рис. 5. Графики погрешностей определения углового положения дисбаланса при испытаниях ротора с дисбалансом 90 г·мм

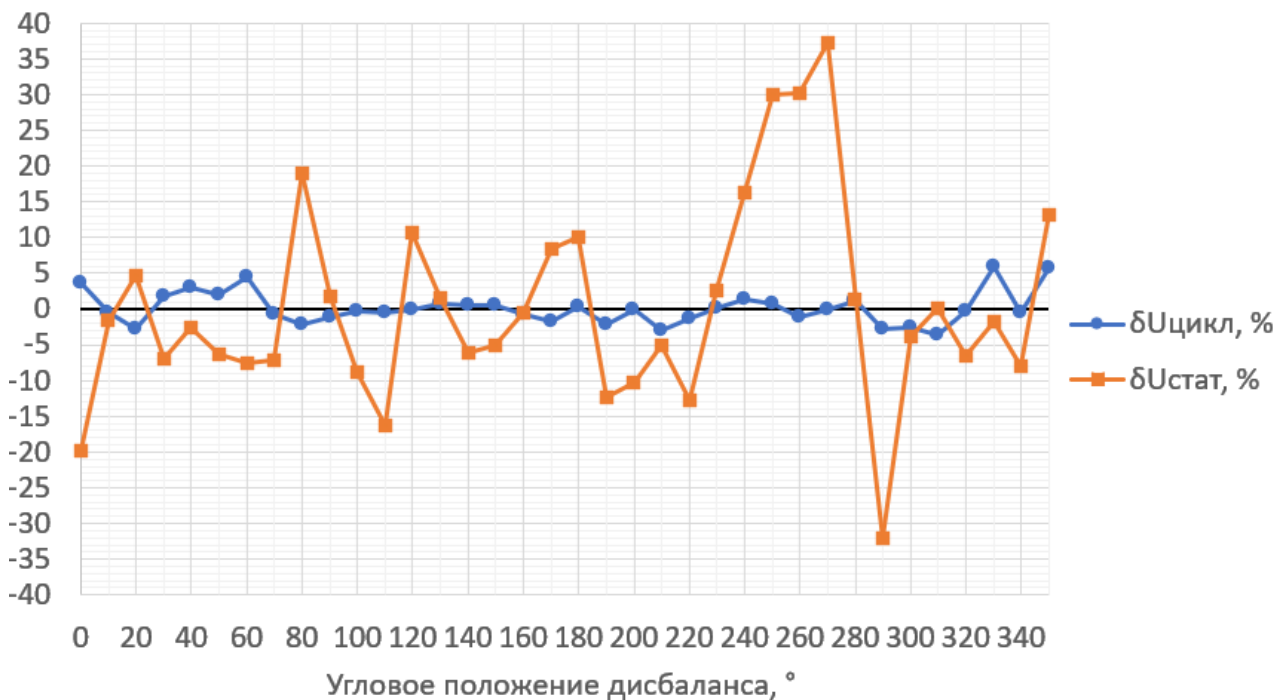


Рис. 6. Графики погрешностей определения величины дисбаланса при испытаниях ротора с дисбалансом 190 г·мм

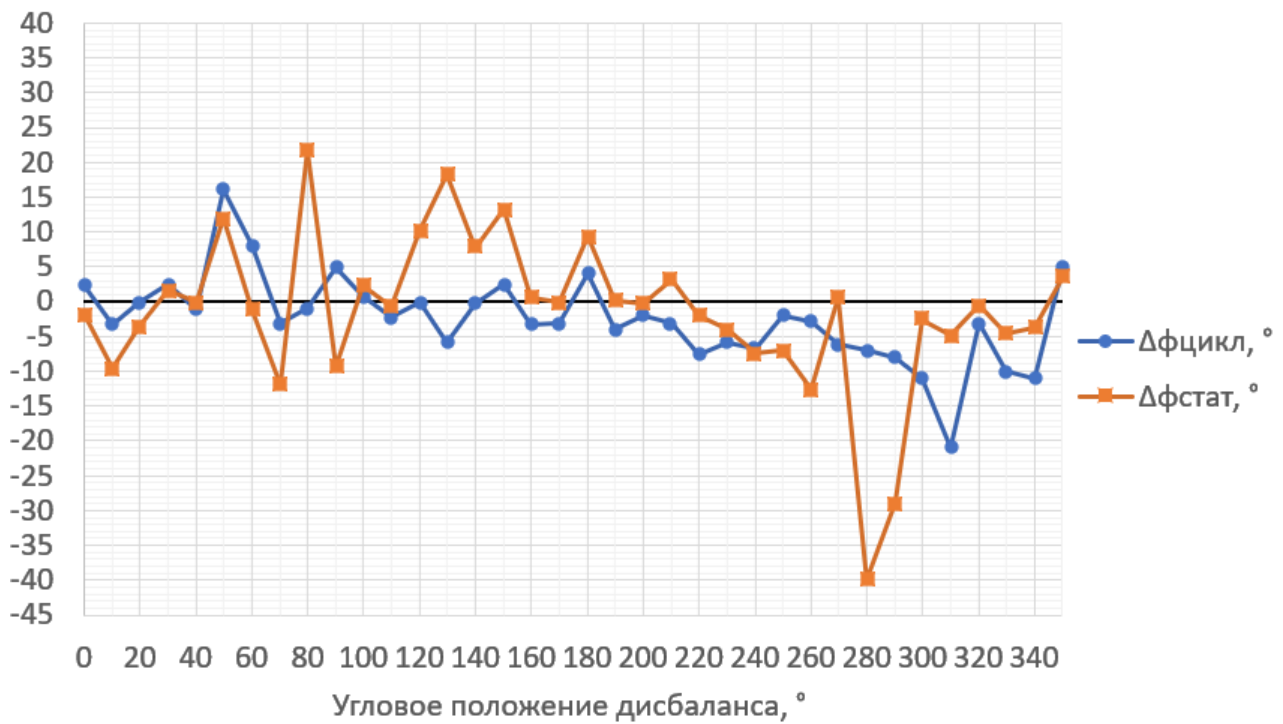


Рис. 7. Графики погрешностей определения углового положения дисбаланса при испытаниях ротора с дисбалансом 190 г·мм

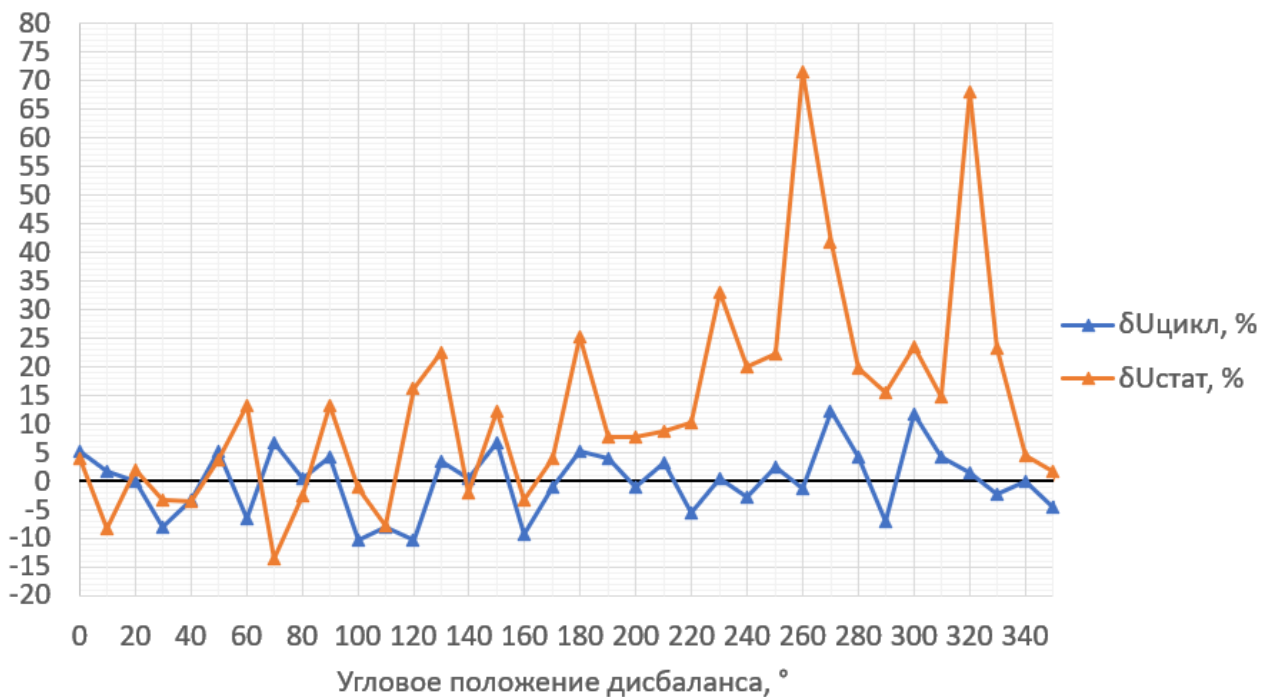


Рис. 8. Графики погрешностей определения величины дисбаланса при испытаниях ротора с дисбалансом 265 г·мм

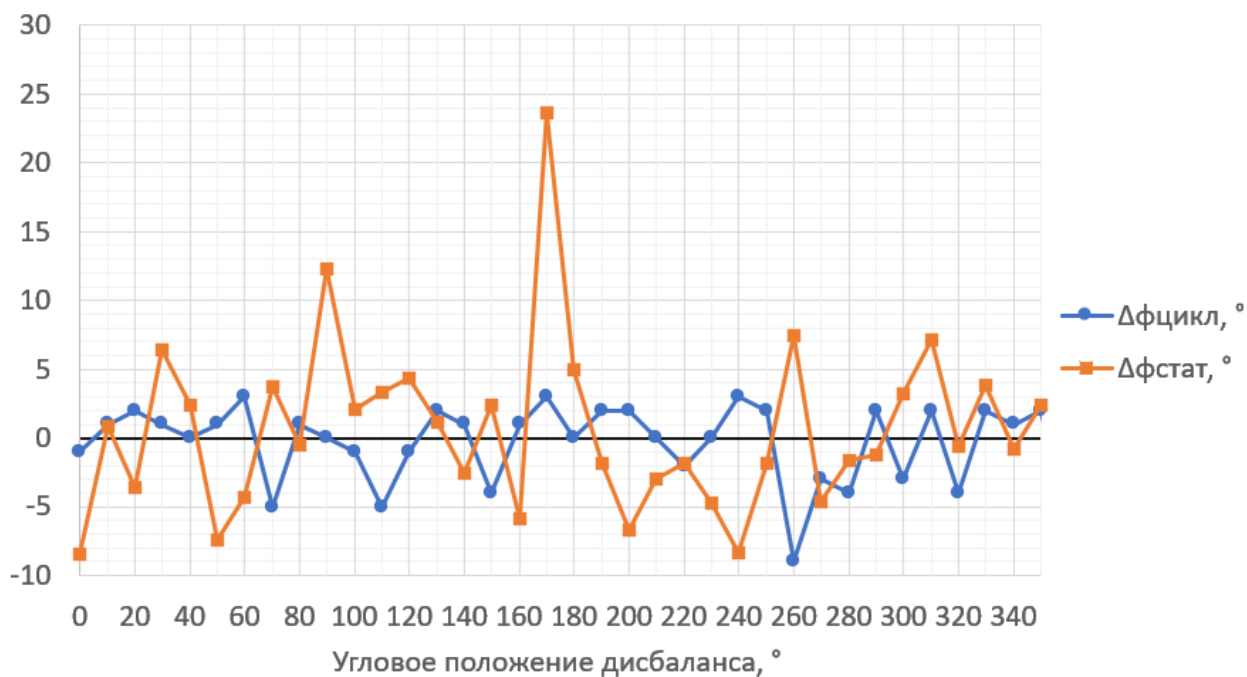


Рис. 9. Графики погрешностей определения углового положения дисбаланса при испытаниях ротора с дисбалансом 265 г·мм

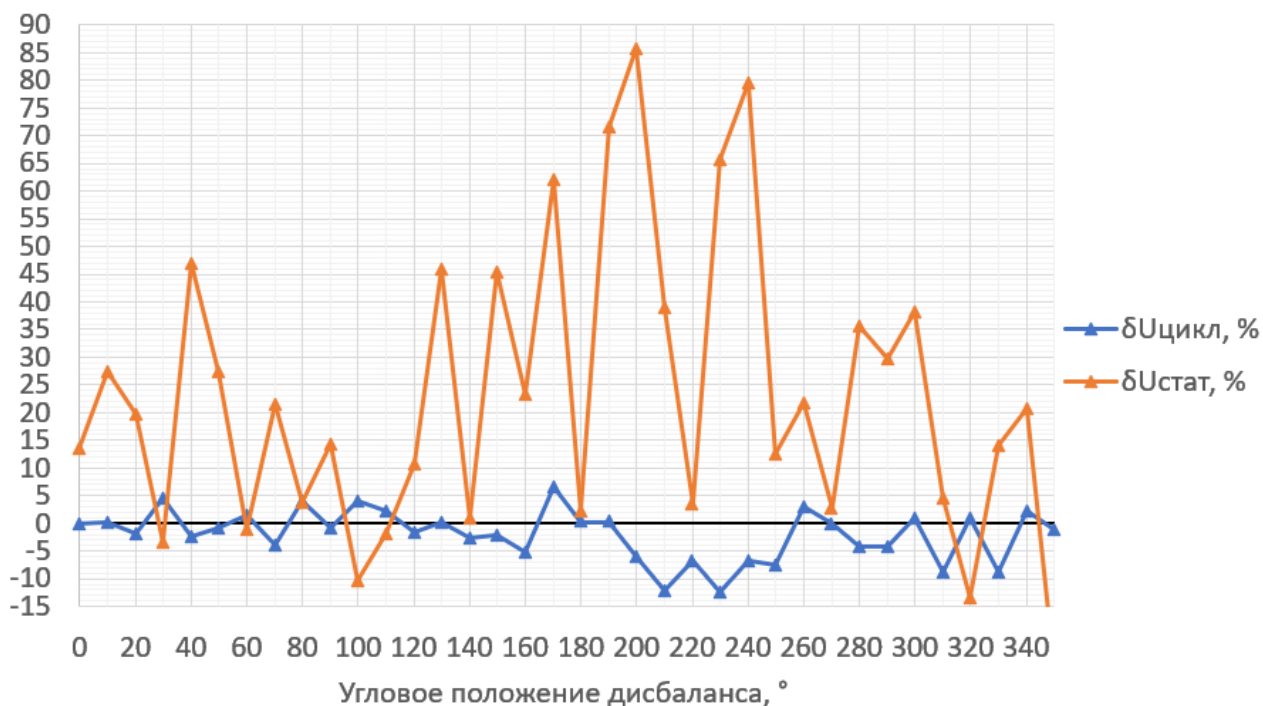


Рис. 10. Графики погрешностей определения величины дисбаланса при испытаниях ротора с дисбалансом 370 г·мм

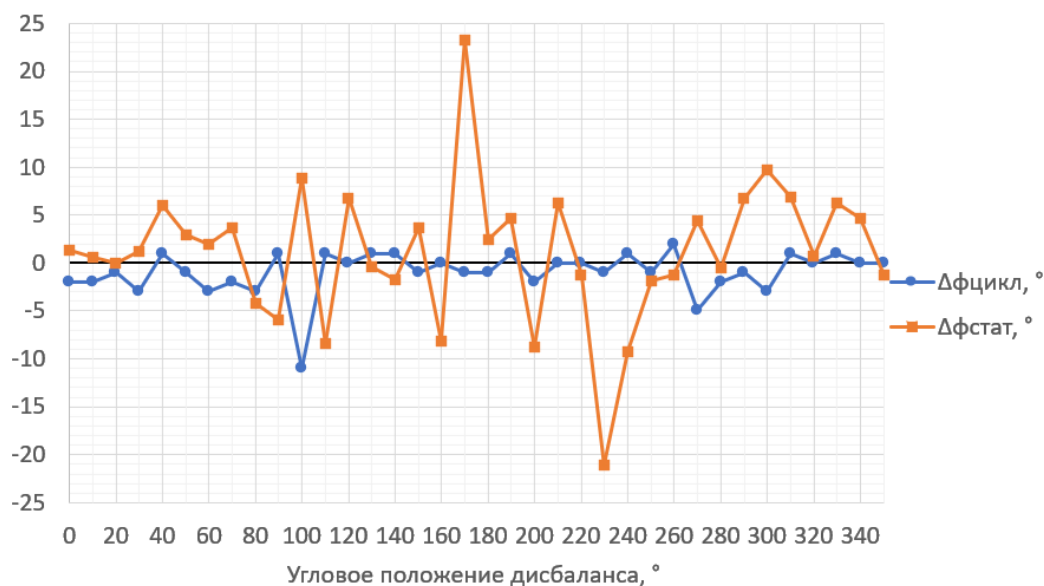


Рис. 11. Графики погрешностей определения углового положения дисбаланса при испытаниях ротора с дисбалансом 370 г·мм

Результаты статистической обработки экспериментальных данных представлены в таблицах 1, 2. Для каждого значения дисбаланса приведены средняя погрешность, среднеквадратическая погрешность и максимальная погрешность определения параметров дисбаланса при использовании методики со статической фазой вынуждающей силы и предлагаемой методики.

Таблица 1 – Сравнение погрешностей определения величины дисбаланса

Дисбаланс ротора, г·мм	Фаза вынуждающей силы	Средняя погрешность, %	Средне-квадратическая погрешность, %	Максимальная погрешность, %
90	Статическая	12,6	20,5	44,2
	Циклически-изменяемая	-0,2	6,2	14,2
190	Статическая	0,2	13,9	37,2
	Циклически-изменяемая	0,1	2,3	5,8
265	Статическая	12,9	22,4	71,5
	Циклически-изменяемая	0,1	5,7	12,1
370	Статическая	23,2	35,0	85,8
	Циклически-изменяемая	-1,9	4,9	12,3

Таблица 2 – Сравнение погрешностей определения углового положения дисбаланса

Дисбаланс ротора, г·мм	Фаза вынуждающей силы	Средняя погрешность	Средне-квадратическая погрешность	Максимальная погрешность
90	Статическая	3,4°	10,1°	27,5°
	Циклически-изменяемая	-0,8°	4,3°	11,0°
190	Статическая	-1,4°	11,2°	39,9°
	Циклически-изменяемая	-2,5°	6,7°	21,0°
265	Статическая	0,6°	6,1°	23,7°
	Циклически-изменяемая	-0,2°	2,8°	9,1°
370	Статическая	1,1°	7,2°	23,3°
	Циклически-изменяемая	-1,0°	2,5°	11,2°

Анализ полученных результатов показывает, что применение циклического изменения фазы вынуждающей силы обеспечивает снижение погрешности определения параметров дисбаланса во всём исследованном диапазоне. В частности, среднеквадратическая погрешность определения величины дисбаланса снизилась в среднем на 18,2 %, а максимальная погрешность определения угла дисбаланса уменьшилась на 18,9°.

4. Обсуждение и заключение.

В работе приведена методика балансировки жесткого ротора на резонансном балансировочном станке с электромагнитной имитацией пробного дисбаланса. Для проверки работоспособности предложенной методики были проведены эксперименты на прототипе балансировочного станда.

Результаты экспериментов подтверждают работоспособность методики и улучшение точности определения как величины, так и углового положения дисбаланса ротора при балансировке с циклическим изменением фазы вынуждающей силы по сравнению с балансировкой при постоянной фазе

вынуждающей силы. Это обусловлено тем, что каждая фаза пробного воздействия формирует независимую оценку коэффициента влияния. Последующее усреднение полученных оценок с исключением выбросов приводит к частичной компенсации случайных ошибок измерения и уменьшению влияния неблагоприятных фазовых соотношений между собственным дисбалансом ротора и пробным воздействием.

Дальнейшие исследования будут направлены на адаптацию предложенной методики для балансировки жесткого ротора в двух и более плоскостях.

Список литературы:

1. Лепеш Г. В., Куртов В. Н., Мотылев Н. Г., Красильников А. Ю., Телятников С. В., Чилипенко А. Л. Оперативный контроль и диагностика оборудования // ТТПС. 2009. №9. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/operativnyy-kontrol-i-dagnostika-oborudovaniya> (дата обращения: 28.04.2026).
2. Mehta P. Advancements in Rotor Dynamics: Balancing Techniques and Vibration Reduction. J Adv Res Mech Engi Tech 2025; 12(1&2): 1-6.
3. Hummelt, G. (2020), Efficient Fine Balancing in Two Planes with Laser Ablation. PhotonicsViews, 17: 53-55.
4. Hang B., Sun L. Instrumentation Model and Data Processing of Tire Dynamic Balance Using Multi-Sensors // 2008 3rd International Conference on Innovative Computing Information and Control. : IEEE, 2008. С. 531-531.
5. Усакин К. С., Виноградов М. В. Устройство автоматизированной балансировки шпинделя прецизионного токарного модуля в условиях эксплуатации // Вестник СГТУ. 2010. №1. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/ustroystvo-avtomatizirovannoy-balansirovki-shpindelya-pretsizionnogo-tokarnogo-modulya-v-usloviyah-ekspluatatsii> (дата обращения: 29.04.2026).

6. Moon J.-D., Kim B.-S., Lee S.-H. Development of the active balancing device for high-speed spindle system using influence coefficients // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2006. Т. 46. № 9. С. 978-987.
7. Николаев М. Я., Кирюшин А. А., Овчинников В. Ф., Фадеева Е. В., Митенков Ф. М., Кодочигов Н. Г., Белов С. Е., Соловьев С. А., Друмов И. В., Знаменский Д. С. Балансировка гибкого вертикального ротора на электромагнитном подвесе // Вестник ННГУ. 2011. №4-1. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/balansirovka-gibkogo-vertikalnogo-rotora-na-elektromagnitnom-podvese> (дата обращения: 29.04.2026).
8. Pian J. X. и др. Analysis of Imbalance Calculation Method in Dynamic Balancing Machinery // Applied Mechanics and Materials. 2017. Т. 868. С. 218-223.
9. Дуваров К. А. Балансировка жесткого ротора на зарезонансном балансировочном станке с электромагнитной имитацией пробного дисбаланса // Автоматизация и моделирование в проектировании и управлении. 2026. №. 2. С. 85-96.
10. ГОСТ ISO 21940-31-2016 Вибрация. Балансировка роторов. Часть 31. Подверженность и чувствительность машин к дисбалансу [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200144102> (дата обращения: 11.03.2026).