

ВИБРАЦИОННЫЙ СПОСОБ ИЗМЕРЕНИЯ ДИСБАЛАНСА РОТОРА

THE VIBRATORY METHOD OF MEASURING ROTOR UNBALANCE

А.В. Мамонтов

Харьковский национальный университет радиоэлектроники

Анотація. Наводиться оцінка метрологічної точності авторського способу вимірювання статичної неуврівноваженості жорстких роторів у порівнянні з дорезонансним та зарезонансним способами. Виводяться формули для розрахунку складової відносної похибки вимірювання, викликані лінійним тертям. Результат аналізу свідчить про те, що за точністю вимірювання авторський спосіб не поступається традиційному дорезонансному та зарезонансному способам і може бути реалізований на операціях балансування роторів різних машин і механізмів.

Ключові слова: балансування, дисбаланс, жорсткий ротор, дорезонансний, зарезонансний, відносна похибка, вільні коливання, лінійне тертя.

Аннотация. Приводится оценка метрологической точности авторского способа измерения статической неуравновешенности жестких роторов по сравнению с дорезонансным и зарезонансного способами. Выводятся формулы для расчета составляющей относительной погрешности измерения, вызванной линейным трением. Результат анализа свидетельствует о том, что по точности измерения авторский способ не уступает традиционному дорезонансному и зарезонансному способам и может быть реализован на операциях балансировки роторов различных машин и механизмов.

Ключевые слова: балансировка, дисбаланс, жесткий ротор, дорезонансний, зарезонансний, относительная погрешность, свободные колебания, линейное трения.

Annotation. The paper estimates metrological accuracy the author's method of measuring statical disbalance of rigid rotors compared to preresonance and postresonance one. Formulae are derived for calculating component of relative measurement error caused by linear friction. The result of analysis is indicative of the fact that by measurement accuracy the author's method has an advantage over preresonance and postresonance one and can be used in technological operations of rotor balancing of various machines and mechanisms.

Keywords: balancing, unbalance, rigid rotor, preresonance, postresonance, relative error, free oscillations, linear friction.

Введение. Одной из причин вибрации как опасного и вредного производственного фактора является неуравновешенность роторов различных машин и механизмов. Устранение неуравновешенности осуществляется с помощью технологической операции балансировки, заключающейся в определении дисбалансов и углов ротора в определенных плоскостях и уменьшения их корректировкой масс.

Актуальность. На сегодняшний день разработан ряд методов измерения неуравновешенности роторов и множество реализующих их устройств. Однако все они имеют недостатки, к числу которых относится влияние трения на точность измерения, а также дороговизна и сложность конструкции балансировочного оборудования. Этим объясняется *актуальность* данной задачи.

Краткий обзор аналогичных технических решений. Известны способы, лежащие в основе работы традиционных дорезонансных, резонансных и зарезонансных балансировочных станков, устраняющих неуравновешенность роторов [1;2;3].

На дорезонансных станках измеряются динамические нагрузки (силы), действующие на опоры ротора при его вынужденных колебаниях. Результат измерения зависит от скорости его вращения ротора, сил трения в опорах, жесткости основания станка и внешних помех. Поэтому точность измерения неуравновешенности также зависит от точности измерения указанных динамических нагрузок и точности поддержания скорости вращения в определенных пределах.

На резонансных станках измеряется амплитуда вынужденных колебаний в условиях резонанса, зависящая от трения в системе. Для обеспечения этого измерения требуется постоянство частоты вращения, влияющее на точность измерения неуравновешенности. Поэтому точность измерения неуравновешенности зависит от точности измерения амплитуды колебаний, точности характеристик трения, а также от стабильности частоты вращения.

На зарезонансных станках измеряется амплитуда вынужденных колебаний в податливых (мягких) опорах, которая также зависит от трения.

Также к недостаткам рассмотренных технических решений относится сложность и высокая стоимость оборудования.

Известны также способ и устройства для определения статической неуравновешенности роторов [4-9], предложенные автором данной работы. В сравнении с традиционными способами измерения статической неуравновешенности роторов данный способ обладает меньшим влиянием трения в опорах и внешних помех на измеряемые величины.

Описание предложенного способа. Упрощенная схема устройства с исследуемым ротором показана на рис. 1 (а и б). Оно представляет собой механическую колебательную систему маятникового типа. Неуравновешенный ротор 1 установлен на маятниковой раме 2 с возможностью поворота вокруг своей оси и фиксации в четырех положениях, отличающихся друг от друга поворотом ротора на 90° . Рама 2 подпружинена упругим элементом 3. Ротор 1 имеет неуравновешенную массу 4, являющуюся причиной дисбаланса.

Определение главного вектора дисбалансов и его угла делается расчетным путем с помощью частот свободных колебаний системы, измеренных в четырех положениях ротора А, В, С и D, получаемых при его поворот вокруг своей оси на 90^0 .

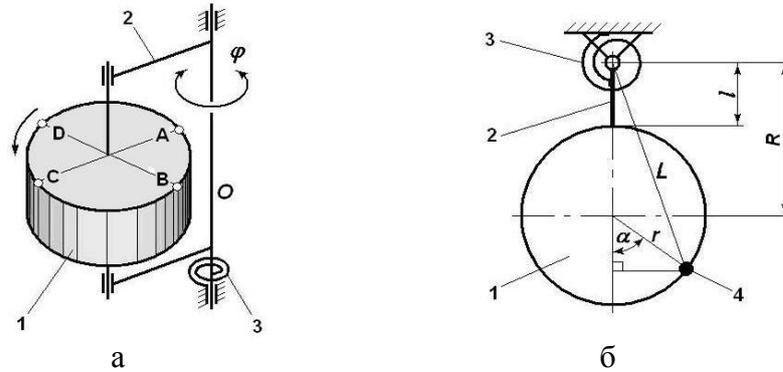


Рисунок 1 – Упрощенная схема устройства (б – вид сверху)

Величина главного вектора дисбалансов рассчитывается по формуле

$$D = m_{\text{НЕУР}} r = \frac{G}{16\pi^2 R} \sqrt{\left(\frac{1}{v_A^2} - \frac{1}{v_C^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{v_B^2} - \frac{1}{v_D^2}\right)^2}, \quad (1)$$

где $m_{\text{НЕУР}}$ - величина неуравновешенной массы; r - расстояние между геометрической осью ротора 1 и центром неуравновешенной массы 4 (эксцентриситет); G - коэффициент жесткости упругого элемента 3; R - расстояние между геометрической осью ротора 1 и осью рамы 2; v_A, v_B, v_C, v_D - частоты свободных колебаний системы, измеренные при соответствующих положениях ротора 1.

Угол определяется с помощью алгоритма (см. рис. 2).

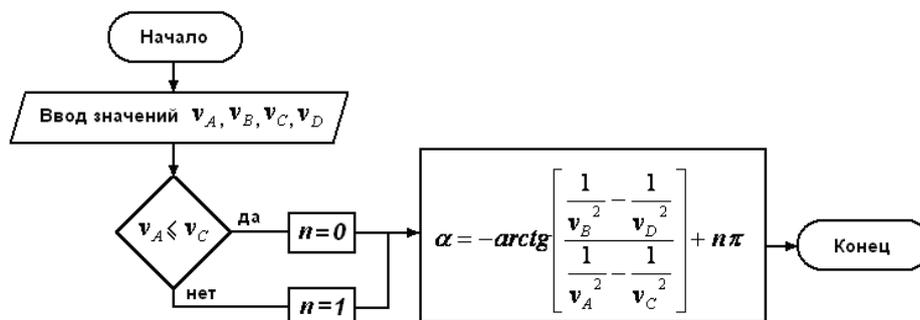


Рисунок 2 – Алгоритм расчета угла дисбаланса

Величина угла рассчитывается по формуле

$$\alpha = -\arctg \left[\frac{\frac{1}{v_B^2} - \frac{1}{v_D^2}}{\frac{1}{v_A^2} - \frac{1}{v_C^2}} \right] + n\pi, \quad (2)$$

n - вспомогательная величина, принимающая значения 0 или 1, см. алгоритм на рис. 2.

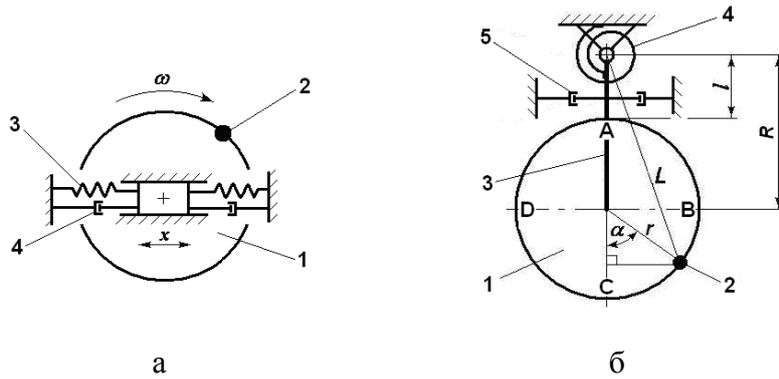
Цель работы. С целью практической реализации предложенного способа необходимо продемонстрировать возможность достижения более высокой точности измерения в сравнении с рассмотренными аналогами.

Целью данной работы является доказательство и демонстрация возможности достижения более высокой точности измерения в предложенном способе по сравнению с традиционными (дорезонансным и зарезонансным) способами.

Постановка задачи. Конструкции балансировочных устройств, с помощью которых реализованы описанные методы, представляют собой механические колебательные системы. Точность измерения главного вектора дисбалансов в любом из них ограничена рядом факторов, к числу которых относится трение в системе. В данной работе будем рассматривать модель линейного трения и его влияние на точность измерения. Необходимо вывести математические формулы зависимости относительной погрешности измерения главного вектора дисбалансов ротора от коэффициента затухания для дорезонансного, зарезонансного и предложенного способов. Получив искомые зависимости, необходимо представить их графическую интерпретацию, которая позволит наглядно продемонстрировать эффективность предложенного способа.

Сравнительный анализ дорезонансного, зарезонансного и предложенного способов. Упрощенная схема дорезонансного и зарезонансного балансировочных станков приведена на рис. 3 а. Схема предложенного станка приведена на рис. 3 б.

При использовании дорезонансного способа для определения главного вектора дисбалансов ротор 1, раскручивают до определенной скорости вращения ω и измеряют динамическую нагрузку F_{OCH} , вызванную наличием неуравновешенной массы 2 и передаваемую основанию с помощью упругих опор 3. Элементами 4 условно обозначено наличие линейного трения в системе.



а – дорезонасный и резонансный (вид сбоку); б – предложенный (вид сверху)

Рисунок 3 – Упрощенные схемы балансировочных станков

Величина главного вектора дисбалансов может быть рассчитана по формуле (3). Она может быть измерена динамометром со шкалой, проградуированной в единицах дисбаланса (г × мм), в основе чего также лежит формула (3).

$$D_1(\xi) = \frac{F_{OCH}}{\mu_\xi \omega^2}, \quad (3)$$

$$\mu_\xi = \sqrt{\frac{1 + \left(2\xi\omega\sqrt{\frac{M}{k}}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2 M}{k}\right)^2 + \left(2\xi\omega\sqrt{\frac{M}{k}}\right)^2}}, \quad (4)$$

$$\xi = \frac{h}{h_{KP}} = \frac{h}{2\sqrt{kM}}, \quad (5)$$

где F_{OCH} - максимальное (амплитудное) значение силы, передаваемой основанию и измеренной динамометром; μ_ξ - коэффициент передачи силы; ξ - относительный коэффициент затухания; ω - угловая скорость вращения ротора; M - масса колеблющейся части системы; k - коэффициент жесткости упругих элементов 3; h - коэффициент линейного трения; h_{KP} - коэффициент критического трения.

Таким образом, величина дисбаланса является функцией нескольких косвенно измеряемых величин, входящих в уравнения (3-5). В общем случае максимальная относительная погрешность величины $y(x_1 \dots x_n)$, которая является функцией нескольких переменных, может быть рассчитана с помощью частных производных

$$\left(\frac{\Delta y}{y}\right)_{\max} \cdot 100\% = \left[\left| \frac{\partial y}{\partial x_1} \cdot \frac{\Delta x_1}{y} \right| + \dots + \left| \frac{\partial y}{\partial x_n} \cdot \frac{\Delta x_n}{y} \right| \right] \cdot 100\% . \quad (6)$$

Рассмотрим одну из составляющих относительной погрешности дисбаланса на дорезонансном станке, вызванную линейным трением:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{1\xi} &= \frac{\partial D_1(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_1(\xi)} \times 100\% = \\ &= \frac{F_{i\dot{n}i} M \xi \left[1 - \left(1 - \frac{\omega^2 M}{k} \right)^2 \right]}{k \cdot \sqrt{\left[\left(1 - \frac{\omega^2 M}{k} \right)^2 + 4\omega^2 \frac{M}{k} \xi^2 \right] \cdot \left[1 + 4\omega^2 \frac{M}{k} \xi^2 \right]}} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_1(\xi)} \cdot 100\% = \\ &= \frac{F_{i\dot{n}i} M \xi \left[1 - (1 - n^2)^2 \right]}{k \cdot \sqrt{\left[(1 - n^2)^2 + 4n^2 \xi^2 \right] \cdot \left[1 + 4n^2 \xi^2 \right]}} \cdot \frac{\xi}{D_1(\xi)} \cdot 100\% = \\ &= \frac{n^2}{|1 - n^2|} \cdot \frac{\xi^2 \left[1 - (1 - n^2)^2 \right]}{\sqrt{\left[(1 - n^2)^2 + 4n^2 \xi^2 \right] \cdot \left[1 + 4n^2 \xi^2 \right]}} \cdot 100\% , \quad (7) \end{aligned}$$

$$n = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{k}{M}}} , \quad (8)$$

где n - относительная частота колебаний.

На рис. 4 а и 4 б показаны трехмерные графики зависимости $\varepsilon_1(n; \xi)$, построенные в разных интервалах значений аргументов (Mathcad). Графики отражают типовую резонансную характеристику колебательной системы, при которой влияние трения резко возрастает на резонансной частоте.

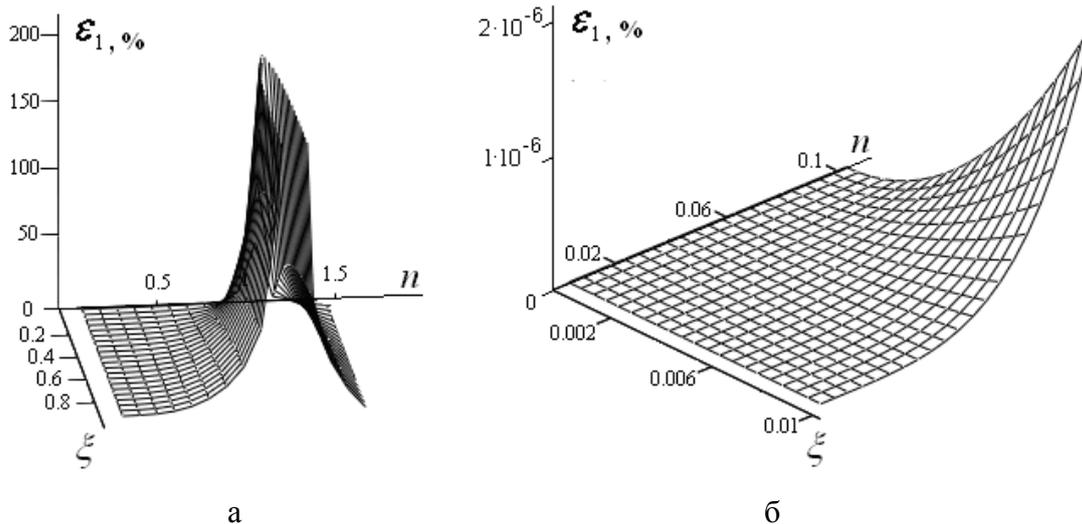


Рисунок 4 – Влияние трения на погрешность дорезонансного балансирующего станка

При использовании зарезонансного способа для определения главного вектора дисбалансов ротор 1 (рис. 3 а) раскручивают до определенной скорости вращения ω и измеряют амплитуду вынужденных колебаний в податливых (мягких) опорах. Амплитуда установившихся вынужденных колебаний может быть рассчитана по формуле (9).

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{D_2 \omega^2}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} = \\
 &= \frac{D_1 \omega^2}{K \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2 M}{k}\right)^2 + \frac{4\xi^2 \omega^2 M}{k}}}, \quad (9)
 \end{aligned}$$

где D_2 – главный вектор дисбалансов ротора.

Отсюда величину главного вектора дисбалансов рассчитаем по формуле

$$\begin{aligned}
 D_2 &= \frac{Ak}{\omega^2} \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2 M}{k}\right)^2 + \frac{4\xi^2 \omega^2 M}{k}} = \\
 &= \frac{AM}{n^2} \sqrt{(1 - n^2)^2 + 4\xi^2 n^2}. \quad (10)
 \end{aligned}$$

Аналогично получим составляющую относительной погрешности главного вектора дисбалансов ротора для резонансного станка, вызванную линейным трением:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{2\xi} &= \left| \frac{\partial D_2(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_2(\xi)} \right| \cdot 100\% = \\ &= \left| \frac{4AM\xi^2 n^2}{\sqrt{(1-n^2)^2 + 4\xi^2 n^2} \cdot AM(1-n^2)} \right| \cdot 100\% = \\ &= \left| \frac{4n^2 \xi^2}{\sqrt{(1-n^2)^2 + 4\xi^2 n^2} \cdot (1-n^2)} \right| \cdot 100\% . \end{aligned} \quad (11)$$

На рис. 5а и 5б показаны трехмерные графики зависимости $\varepsilon_2(n; \xi)$, построенные в разных интервалах значений аргументов (Mathcad). Полученные графики так же, как и графики на рис. 4, отражают типовую резонансную характеристику колебательной системы, при которой влияние трения резко возрастает на резонансной частоте.

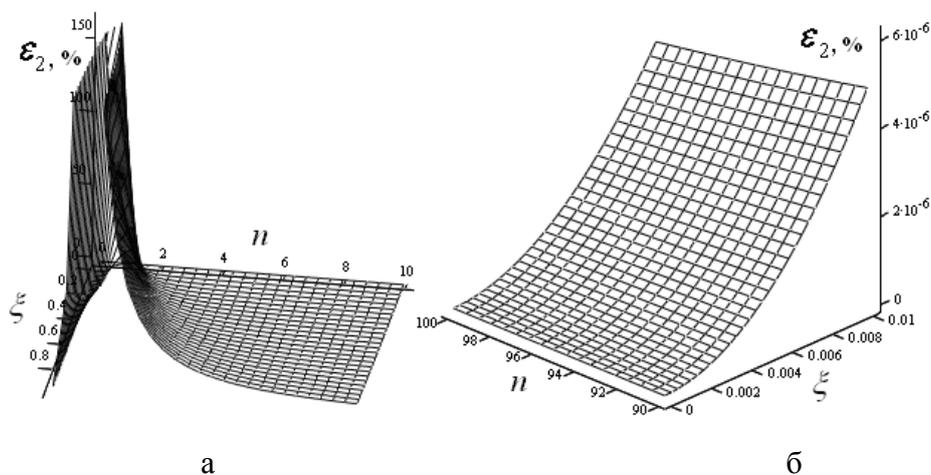


Рисунок 5 – Влияние трения на погрешность резонансного балансирующего станка

Аналогично найдем составляющую относительной погрешности главного вектора дисбалансов, вызванную линейным трением, для предложенного способа. Как известно, частота свободных затухающих колебаний механической колебательной системы с линейным трением равна

$$\omega_\xi = \sqrt{\omega_0^2 - \xi^2} , \quad (12)$$

где ω_0 - циклическая частота свободных колебаний без трения в системе. С учетом этого выражение (1) запишется следующим образом:

$$D_3(\xi) = \frac{G}{4R} \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_A^2 - \xi^2} - \frac{1}{\omega_C^2 - \xi^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{\omega_B^2 - \xi^2} - \frac{1}{\omega_D^2 - \xi^2}\right)^2}. \quad (13)$$

Составляющая относительной погрешности главного вектора дисбалансов, вызванная линейным трением для этого случая будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} \varepsilon_3 &= \frac{\partial D_2(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_2(\xi)} \times 100\% = \\ &= \frac{25G\xi^2}{R} \cdot f_1^{\frac{1}{2}}(\xi) \cdot [f_2(\xi) \cdot (f_4^2(\xi) - f_5^2(\xi)) + \\ &\quad + f_3(\xi) \cdot (f_6^2(\xi) - f_7^2(\xi))], \end{aligned} \quad (14)$$

$$f_1(\xi) = f_2^2(\xi) + f_3^2(\xi), \quad (15)$$

$$f_2(\xi) = f_4(\xi) + f_5(\xi), \quad (16)$$

$$f_3(\xi) = f_6(\xi) + f_7(\xi), \quad (17)$$

$$f_4(\xi) = \frac{1}{\omega_A^2 - \xi^2}, \quad (18)$$

$$f_5(\xi) = \frac{1}{\omega_N^2 - \xi^2}, \quad (19)$$

$$f_6(\xi) = \frac{1}{\omega_B^2 - \xi^2}, \quad (20)$$

$$f_7(\xi) = \frac{1}{\omega_D^2 - \xi^2}. \quad (21)$$

На рис. 6 показан график зависимости $\varepsilon_3(\xi)$, построенный в среде Mathcad.

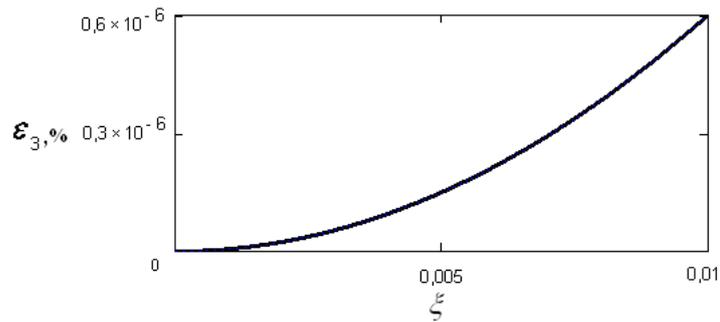


Рисунок 6 – Влияние трения на погрешность устройства, предложенного авторами

Выводы. В результате анализа эффективности традиционных способов и средств измерения статической неуравновешенности роторов видно, что составляющая относительной погрешности из-за линейного трения при характеристиках балансировочных станков, близким к реальным, а именно: при значении $\xi = 0,01$ и $n = 0,1$ на дорезонансном станке примерно в три раза больше, а на зарезонансном станке при $\xi = 0,01$ и $n = 100$ примерно в 6,7 раза больше, чем на устройстве, предложенном авторами. Это свидетельствует о более высокой точности предложенного способа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теория и конструкция балансировочных машин под ред. проф. В.А. Щепетильникова – М.: Машгиз, 1963. - 443 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. - 639 с.
3. Неразрушающий контроль: Справочник. В Т.7 под общ. ред. В.В. Клюева – М.: Машиностроение, 2005. - 829 с.
4. Мамонтов А. В. Методы вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования.//Радиоэлектроника и информатика»: научно-технический журнал. – Харьков, 2002. - Вып. 3. – С. 68-70.
5. Математическое обоснование способа определения статической неуравновешенности роторов.//Вісник національного технічного університету «ХПІ». – Харьков, 2014. – Вып. 31. – С. 99-104.
6. А. С. №1825996 G01M1/10.
7. Патент України №38863 G01M1/00.
8. Патент України №39118 G01M1/00.
9. Патент України №70504 G01M1/10.