

**Повышение качества измерения параметров
неуравновешенности ротора в режиме сферического
циркуляционного движения путем применения новых
конструктивных решений измерительного преобразователя**

И. И. Артемов¹, А. Л. Брякин², Н. С. Кочкин³, С. В. Кочкин⁴

^{1,4}Пензенский государственный университет, Пенза, Россия

²ООО «Седьмой сегмент», Пенза, Россия

³Пензенский государственный университет
архитектуры и строительства, Пенза, Россия

¹artemov@pnzgu.ru, ²alb@7seg.ru, ³ralf.1998.0@gmail.com, ⁴ksvp@rambler.ru

Аннотация. *Актуальность и цели.* Для деталей вращения (роторов) одной из важнейших качественных характеристик является величина остаточного дисбаланса. Эта величина определяет верхнюю возможную границу скоростей вращения этого ротора в конкретных опорах. В условиях массового производства высокоточных деталей актуальным является время выполнения операции уравнивания ротора, под которой предполагается время определения и время устранения дисбаланса. Целью работы является повышение качества измерений параметров неуравновешенности в режиме сферического циркуляционного движения за счет применения наиболее рациональной конструкции колебательной системы балансировочного устройства и кинематической схемы привода ее в рабочее движение. *Материалы и методы.* Для оценки рациональности кинематических схем изучалось влияние вибраций конструкций колебательных систем на результаты измерений. Проводилось изучение поведения моделей в статике и в динамике. Экспериментально исследовали влияние жесткостей конструкций на общий результат измерений полезных сигналов от неуравновешенности. *Результаты и выводы.* Проведен анализ развития технических средств измерения неуравновешенности в режиме сферического циркуляционного движения. Показана эволюция колебательных систем и конструкций привода в рабочее движение балансировочных устройств. Обоснован переход от измерений в подвижных системах отсчета к измерениям в неподвижных системах отсчета для таких типов балансировочных устройств. Разработана и приведена кинематическая схема макета такого балансировочного устройства. Приведен подход к разработке конструкций упругих элементов и гибких сочленений колебательных систем балансировочных устройств, работающих в режиме сферического циркуляционного движения. Определены направления дальнейших исследований.

Ключевые слова: дисбаланс, неуравновешенность, балансировка, ротор, динамический режим, статическая балансировка, сферическое циркуляционное движение, вибрационные методы балансировки

Для цитирования: Артемов И. И., Брякин А. Л., Кочкин Н. С., Кочкин С. В. Повышение качества измерения параметров неуравновешенности ротора в режиме сферического циркуляционного движения путем применения новых конструктивных решений измерительного преобразователя // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2024. № 1. С. 150–162. doi: 10.21685/2072-3059-2024-1-13

Improving the measurement quality of rotor imbalance parameters during the spherical circulation motion by using new measuring transducer design

I.I. Artemov¹, A.L. Bryakin², N.S. Kochkin³, S.V. Kochkin⁴

^{1,4}Penza State University, Penza, Russia

²Sedmoy Segment LLC, Penza, Russia

³Penza State University of Architecture and Construction, Penza, Russia

¹artemov@pnzgu.ru, ²alb@7seg.ru, ³ralf.1998.0@gmail.com, ⁴ksvp@rambler.ru

Abstract. *Background.* Residual unbalance is one of key quality characteristics for rotating parts (rotors). This value determines the upper allowable limit for the rotor rotational speed in specific supports. The time required fulfilling rotor balancing operation for unbalance determination and elimination is relevant due to mass production of high-precision parts. The research objective is to enhance measurement quality of rotor unbalance parameters during spherical circular motion through novel conceptual design of an oscillatory system and a kinematic scheme to drive thereof for the balancing device. *Materials and methods.* To assess the rationality of kinematic schemes, the effect of vibrations in oscillatory system structures on the measurement results has been considered. The behavior of models has been studied in statics and dynamics. The influence of structural rigidities on the overall result of useful unbalance signal measurement has been examined. *Results and conclusions.* An analysis of novel technical means for measuring unbalance during spherical circular motion has been made. An evolution of oscillatory systems and drive structures for balancing devices has been shown. A transition from moving to stationary measurement reference frames for these types of balancing devices has been substantiated. A kinematic diagram for such balancing device layout has been developed and presented. An approach to the development of elastic elements and flexible joints of oscillatory systems for balancing devices during spherical circular motion has been introduced. Further research directions have been identified.

Keywords: unbalance, instability, balancing, rotor, dynamic mode, static balancing, spherical circular motion, rotor balancing methods

For citation: Artemov I.I., Bryakin A.L., Kochkin N.S., Kochkin S.V. Improving the measurement quality of rotor imbalance parameters during the spherical circulation motion by using new measuring transducer design. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Povolzhskiy region. Tekhnicheskie nauki = University proceedings. Volga region. Engineering sciences.* 2024;(1):150–162. (In Russ.). doi: 10.21685/2072-3059-2024-1-13

Введение

В современном машиностроении вопросы повышения качества выпускаемых изделий и снижение их себестоимости являются актуальными. Для деталей вращения (роторов) одной из важнейших качественных характеристик является величина остаточного дисбаланса. Эта величина определяет верхнюю возможную границу скоростей вращения этого ротора в конкретных опорах. В условиях массового производства высокоточных деталей актуальным является время выполнения операции уравнивания ротора, под которой предполагается время определения и время устранения дисбаланса. Применение традиционных видов балансировки, основанных на вращении ротора вокруг главной оси инерции, требует сравнительно большого количества времени для определения дисбаланса ротора. Кроме того, процесс вращения неуравновешенного ротора при такой балансировке в ряде случаев

приводит к появлению высоких нагрузок на самом вращающемся роторе, что может привести к его разрушению. Например, проведение балансировки при вращении заготовок абразивных шлифовальных кругов с большой долей вероятности приведет к их разрушению, а проведение их балансировки в статическом режиме занимает много времени. Кроме этого, балансировка в статическом режиме отличается низкой точностью и низкой степенью автоматизации. В связи с этим разработка новых способов балансировки в динамическом режиме без использования вращения является крайне актуальным вопросом.

Теория и практика построения конструктивных элементов балансировочных устройств, работающих в режиме сферического циркуляционного движения

На протяжении многих лет в СССР, а затем в России, проводились разработки вибрационных способов балансировки. В основу этих разработок легли труды пензенских ученых В. Е. Мячина и Б. А. Малева. При применении таких способов в качестве рабочего движения используются колебания (вибрации) либо циркуляционные движения с малой амплитудой и низкой частотой. Одной из разновидностей такой балансировки является балансировка в режиме сферического циркуляционного движения (СЦД). При таком движении балансируемый ротор приводится в сферическое циркуляционное движение, при котором главная ось инерции балансируемого ротора проходит через неподвижную точку, а каждая точка ротора в пространстве движется по окружности. В общем случае эти окружности обычно лежат в разных плоскостях. Вследствие наличия на роторе дисбаланса возникают крутильные колебания ротора вокруг собственной оси, по параметрам которых судят о величине и угловой координате расположения неуравновешенности.

На рис. 1 схематически показана реализация балансировки в режиме СЦД.

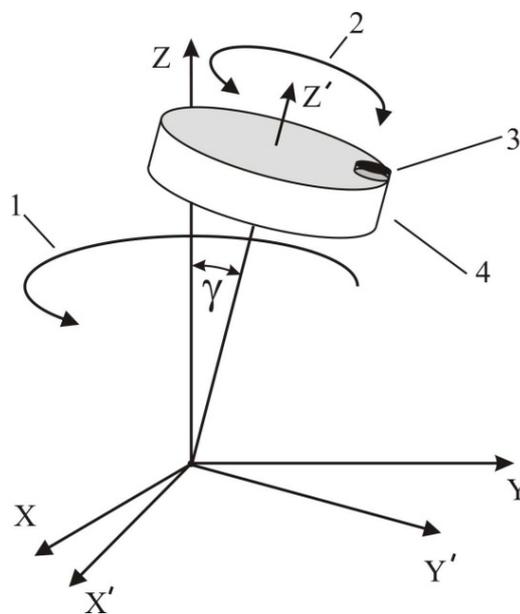


Рис. 1. Режим сферического циркуляционного движения

Балансируемый ротор 4 приводится в СЦД относительно неподвижной системы координат XYZ (направление 1 на рис. 1). Из-за наличия дисбаланса 3 на роторе последний начинает совершать крутильные колебания 2 вокруг подвижной оси Z' [1]. Величина угла γ между осями Z и Z' постоянна и обычно имеет значение от 1° до 5° . Эта величина называется амплитудой СЦД.

Целью работы является повышение качества измерений параметров неуравновешенности в режиме СЦД за счет применения наиболее рациональной конструкции колебательной системы балансирующего устройства и кинематической схемы привода ее в рабочее движение.

На рис. 2 схематично показаны параметры ротора (вид сверху) при СЦД.

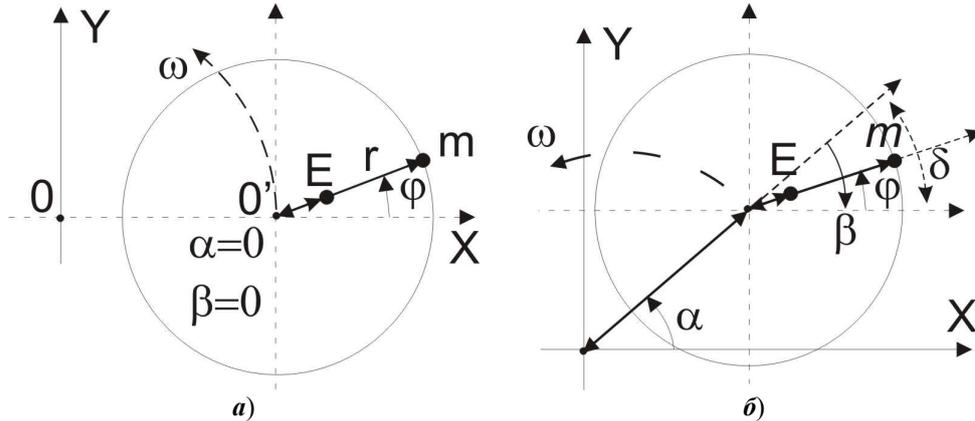


Рис. 2. Параметры СЦД: *a* – до начала движения; *б* – после начала движения

На рис. 2 принято упрощение – значение угла наклона γ подвижной системы координат относительно неподвижной (рис. 1) принято равным нулю, фактически это справедливо для кругового, а не для сферического циркуляционного движения. При этом ротор совершает круговое циркуляционное движение (КЦД) с амплитудой, равной длине отрезка OO' . В данном случае для наглядности можно допустить такое упрощение.

Следует отметить, что при циркуляционном движении в неподвижной системе отсчета движение ротора характеризуется углом его поворота относительно центра координат (угол α) и поворотом ротора вокруг собственной оси (угол β). В общем случае при наличии на роторе неуравновешенности происходит отставание (опережение) поворота ротора вокруг собственной оси от поворота его вокруг центра координат на величину δ , что и является полезным сигналом.

На рис. 2: m – масса дисбаланса; r – радиус расположения дисбаланса; E – условный эксцентриситет ротора; ω – угловая скорость СЦД, первая производная угла α по времени; φ – угловая координата места расположения неуравновешенности в собственной полярной системе координат балансируемого ротора,

$$E = \frac{mr}{M_0},$$

где M_0 – масса ротора без учета массы дисбаланса.

Если упростить расчетную схему и принять то, что вся масса ротора сосредоточена в точке, где находится условный эксцентриситет в плоскости приведения ротора, то уравнение, описывающее положение этой точки в неподвижной системе координат, имеет вид [2]:

$$\begin{aligned} X &= R \sin \gamma \cos \alpha + E \cos \gamma \cos(\beta - \delta - \varphi) \cos \alpha + E \sin(\beta - \delta - \varphi) \sin \alpha, \\ Y &= R \sin \gamma \sin \alpha + E \cos \gamma \cos(\beta - \delta - \varphi) \sin \alpha - E \sin(\beta - \delta - \varphi) \cos \alpha, \\ Z &= R \cos \gamma - E \sin \gamma \cos(\beta - \delta - \varphi), \end{aligned}$$

где R – расстояние от центра СЦД, неподвижной точки, расположенной на оси ротора, до плоскости его приведения.

Считая систему консервативной и предполагая отсутствие сопротивления движению, можно составить уравнение движения системы на основе уравнения Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} = 0,$$

где $L = T - U$ – функция Лагранжа, равная разности кинетической T и потенциальной U энергии; q_i и \dot{q}_i – обобщенные координаты колебательной системы и их производные.

Для случая постоянного равномерного СЦД, отсутствия сопротивления и с учетом малости значений угла возникающих колебаний δ дифференциальное уравнение установившегося движения имеет вид [2]:

$$\begin{aligned} \ddot{\delta} \left(I + mr^2 + \frac{M_0 r^2}{2} \right) - mr \sin \gamma \sin(\beta - \delta - \varphi) \cdot (R\omega + R\omega^2 + R\omega^2 \cos \gamma + g) + \\ mr^2 \omega^2 \cos(\beta - \delta - \varphi) \cdot (\sin(\beta - \delta - \varphi) - \cos^2 \gamma) - C_{y3} \delta = 0, \end{aligned}$$

где δ – полезный сигнал, угловые колебания балансируемого ротора вокруг собственной оси, возникающие из-за наличия на нем неуравновешенности; C_{y3} – крутильная жесткость вала ротора относительно своей оси; γ – амплитуда СЦД, величина угла между осями Z и Z' (рис. 1); I – осевой момент инерции ротора (без учета момента инерции дисбаланса); g – ускорение свободного падения.

Для осуществления предлагаемого способа определения параметров дисбаланса ротора требуется конструктивно реализовать определенные параметры кинематической схемы и колебательной системы балансирующего устройства, чтобы выполнить требуемые ограничения:

1. Необходимо обеспечить равномерность СЦД.
2. Необходимо обеспечить требуемую крутильную жесткость вала для организации дорезонансного режима измерений возникающих вынужденных крутильных колебаний ротора при заданной частоте СЦД порядка 8 Гц.
3. Необходимо обеспечить равенство модулей значений углов поворота α и β .
4. Необходимо обеспечить измерение полезного сигнала (угол δ) с величиной порядка 10^{-5} радиан и с частотой, равной частоте СЦД.

Так как рабочее движение происходит с несколькими степенями свободы, изначально было принято решение реализовать измерения величины полезного сигнала в подвижной системе отсчета.

Одним из очевидных решений является конструкция, эскиз макета которой приведен на рис. 3 [3].

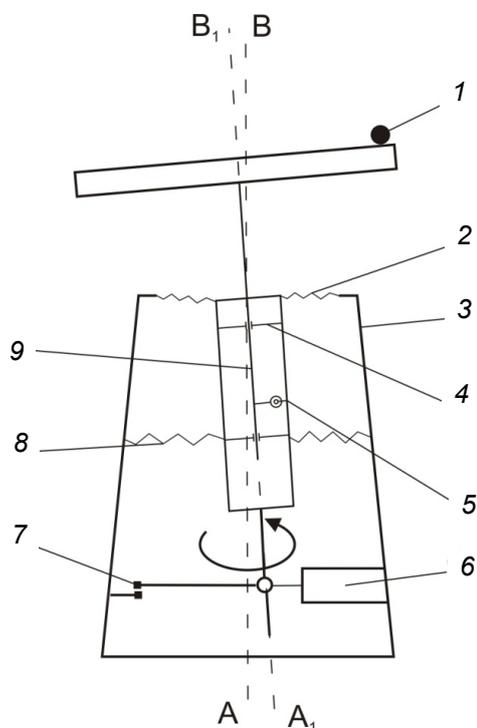


Рис. 3. Кинематическая схема балансировочного станка

Балансировочный станок содержит обойму 5, в которой на подшипниках качения 4 установлен вал 9, на котором закреплен балансируемый ротор с дисбалансом 1. Обойма подвешена на мембране 2 и удерживается от поворота вокруг главной оси пружинами 8, прикрепленными к станине 3. Обойма приводится в сферическое циркуляционное движение посредством эксцентрикового привода 6. Из-за наличия дисбаланса 1 на роторе вследствие воздействия неуравновешенных сил инерции ротор начинает совершать малые крутильные колебания относительно оси закрепления. Величина этих колебаний при определенных условиях однозначно соотносится с величиной неуравновешенности ротора. Датчик 7 предназначен для определения фазового сдвига между началом движения и началом возникающих вынужденных крутильных колебаний ротора на основании значения которого определяется угловая координата места расположения неуравновешенности на роторе в полярной системе координат ротора. Принципиальным недостатком этого устройства является возможность возникновения паразитных низкочастотных крутильных колебаний обоймы относительно собственной оси с частотой полезного сигнала, которые неблагоприятно влияют на качество измерений полезного сигнала. Кроме этого, применение подшипников при закреплении вала в обойме приводит к тому, что на полезный сигнал (угловые коле-

бания вала относительно обоймы) влияет сила трения в подшипниках. В колебательной системе этого балансировочного станка амплитудные значения величин полезного сигнала имеют значения порядка 10^{-5} радиан. Примененные в этом станке подшипники качения не рассчитаны на работу в условиях таких малых углов поворота. Это обусловлено тем, что при таком режиме работы в подшипнике качения не происходит нормального процесса перекачивания шаров или роликов по обойме подшипника, а происходит их разнонаправленное качание относительно точки покоя, что в свою очередь приводит к тому, что в подшипнике работает не сила трения качения, а сила трения скольжения, величина которой значительно превышает значение трения качения. Вследствие этого вал испытывает повышенное сопротивление, которое действует против полезного сигнала, что отрицательно влияет на точность измерения.

Еще одним недостатком этой конструкции является отсутствие упругого элемента в колебательной системе. В этой системе возвращающей силой для колеблющегося вокруг своей оси ротора является сила инерции. В такой колебательной системе очень сложно реализовать корректные измерения вследствие нестабильности измеряемых характеристик.

В целях устранения недостатков было принято решение закрепить обойму в пространстве, оставив ей возможность совершать СЦД, ввести упругий элемент в колебательную систему и устранить подшипники качения из первичного измерительного преобразователя. На рис. 4 приведена модернизированная конструкция балансировочного устройства.

Предложенная конструкция отличается от предыдущей конструкции балансировочного устройства тем, что вал и закрепленный на нем балансировочный ротор балансировочного устройства 2 совершает рабочее сферическое движение вместе с присоединенной к валу обоймой 4, а возникающие у него малые крутильные колебания из-за наличия неуравновешенности ротора измеряются относительно этой обоймы. При этом предотвращение поворота обоймы относительно своей оси обеспечивается тем, что к ней по касательной прикладываются силы, противодействующие ее угловым колебаниям [4]. Технически это осуществляется применением плоской мембраны в плоскости сферического подвеса, на котором подвешена обойма с валом. Внешняя часть мембраны прикреплена к станине балансировочного устройства, а внутренняя – к обойме. Обойма закреплена на станине 3 посредством сферического шарнира 1. Кроме этого, в данном балансировочном устройстве вал закреплен на обойме не подшипниками, а посредством упругих элементов специальной конструкции, которые обеспечивают высокую жесткость в осевом и ортогонально осевому направлениях, но относительно низкую крутильную жесткость относительно оси вала, которая обеспечивает требуемый частотный режим работы. Применение сферического подвеса обоймы, мембранного узла и упругих элементов особой конструкции благоприятно влияет на результаты измерений величины неуравновешенности. Это балансировочное устройство обеспечивает более качественные результаты определения величины неуравновешенности, чем устройство с предыдущей конструкцией, приведенной на рис. 3. Однако и это балансировочное устройство имеет ряд недостатков. Применение предложенных упругих элементов минимизирует, но не предотвращает поперечные и осевые колебания вала отно-

сительно своей оси. А наличие пусть даже малых паразитных колебаний при амплитуде величины полезного сигнала порядка 10^{-5} радиан вносит серьезные искажения в полезный сигнал, что в свою очередь ведет к снижению точности определения величины и места расположения неуравновешенности. Кроме этого, основная мощность паразитных помех, возникающих из-за наличия дефектов конструкции такого балансировочного устройства, расположена в районе частот, совпадающих с частотой полезного сигнала, что затрудняет его выявление в общей картине вибраций. В силу высоких требований к жесткости конструкция этого балансировочного устройства громоздкая и очень сложная как в конструкторском, так и в технологическом плане.

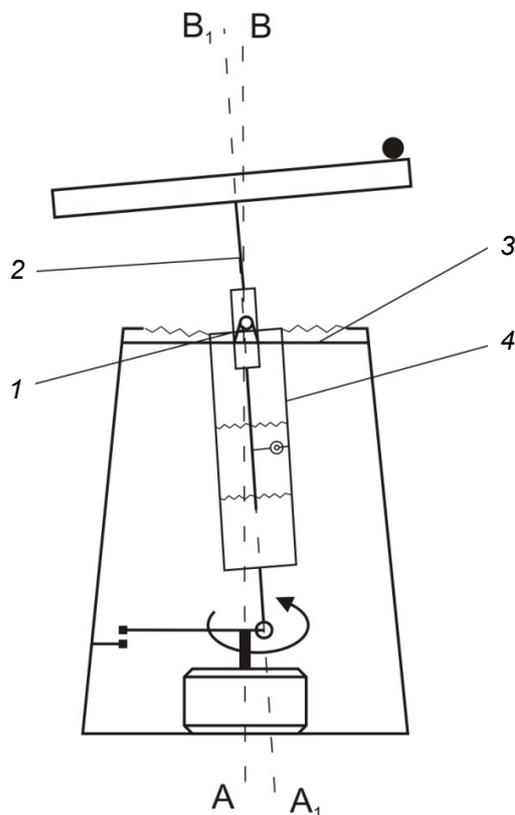


Рис. 4. Конструкция балансировочного устройства с подвешенной на опоре обоймой

Проведенные экспериментальные исследования балансировочного устройства, выполненного с использованием такой конструкции, показали наличие у него не решенных окончательно метрологических проблем, связанных с высоким уровнем вибраций, происходящих с частотой, совпадающей с частотой полезного сигнала либо ее гармоникой. Это происходит из-за необходимости реализовывать измерения в подвижной системе отсчета. Поэтому была поставлена задача организовать в балансировочном устройстве измерения параметров дисбаланса в неподвижной системе координат. Для этого была кардинально изменена конструкция как балансировочного устройства, так и его колебательной системы.

Конструкция привода и механической части макета преобразователя сигнала от дисбаланса балансировочного устройства, работающего в режиме СЦД с улучшенными метрологическими характеристиками

На рис. 5 схематично изображена предлагаемая конструкция системы привода и колебательной системы балансировочного устройства, работающего в режиме СЦД и реализующего измерения в неподвижной системе отсчета, жестко связанной с основанием [6].

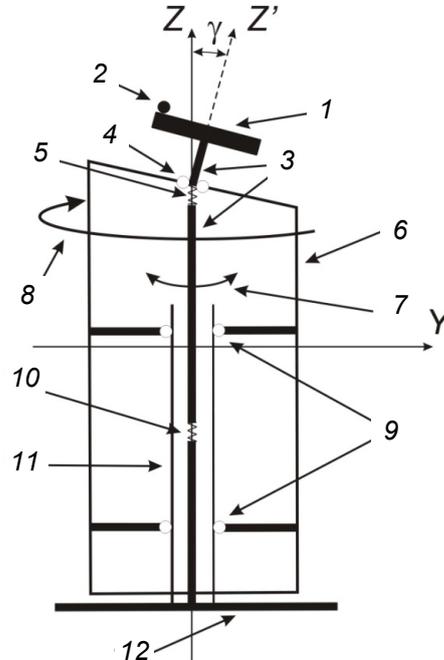


Рис. 5. Схема конструкции привода и колебательной системы балансировочного устройства

Устройство состоит из внешней обоймы 6, которая подвешена на подшипниках 9 на внутренней обойме 11, неподвижно закрепленной на основании 12. Внешняя обойма имеет в вертикальной плоскости сечение в форме трапеции. На валу 3 установлен балансируемый ротор 1, имеющий статический дисбаланс 2. Верхняя часть вала перпендикулярна плоскости установки подшипников 4, которые установлены между валом и внешней обоймой. Вал имеет гибкий участок 5, установленный в районе подшипника 4. Этот гибкий участок имеет высокую крутильную жесткость, но допускает изгиб вала. Нижняя часть вала 3 неподвижно закреплена на основании 12. Верхняя и нижняя части вала соединены упругим элементом 10, который имеет высокую жесткость в направлении, перпендикулярном оси вала, и в то же время низкую крутильную жесткость относительно его продольной оси. При работе балансировочного устройства внешняя обойма 6 приводится в равномерное вращение 8 вокруг своей оси внешним приводным устройством. Амплитуда возникающего СЦД балансируемого ротора 1 задается углом γ наклона вала 3. При таком движении из-за наличия на балансируемом роторе 1 дисбаланса 2 возникают малые крутильные колебания вала 7 относительно своей оси.

Амплитуда этих колебаний на определенном участке амплитудно-частотной характеристики колебательной системы балансирующего устройства пропорциональна величине неуравновешенности, а фазовый сдвиг относительно начальной фазы приводного устройства указывает на угловую координату расположения неуравновешенности на роторе.

Повышение точности предлагаемого балансирующего устройства относительно предыдущих конструкций происходит из-за того, что измерения полезного сигнала – малых угловых колебаний вала 7 относительно своей оси – происходит относительно внутренней обоймы 9, т.е. в неподвижной системе отсчета. Это благоприятно влияет на общий уровень шумов, что дает возможность выделения полезного сигнала низкого уровня, и повышает точность определения величины и угловой координаты расположения неуравновешенности.

Предлагаемое балансирующее устройство имеет простую конструкцию и не предъявляет высоких требований к технологии его изготовления.

Режим работы колебательной системы балансирующего устройства определяется крутильной жесткостью вала 3. Поэтому на нижнем участке вала имеется упругий элемент 10. Конструктивно он имеет высокую жесткость в осевом и ортогональном ему направлениях, но управляемую достаточно низкую крутильную жесткость. Собственная крутильная частота колебательной системы вал-ротор, задаваемая крутильной жесткостью этого упругого элемента, определяет рабочий диапазон масс и типоразмеров роторов, которые можно балансировать на этом устройстве.

На рис. 6 показано горизонтальное сечение возможного варианта конструкции упругого элемента (УЭ) для устройства по рис. 5.

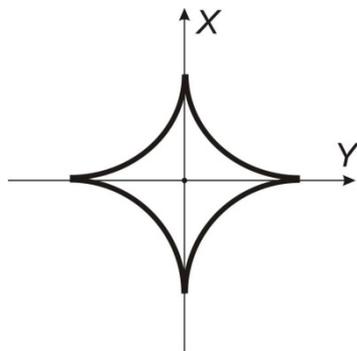


Рис. 6. Вариант исполнения УЭ, горизонтальное сечение

Очевидным является то, что крутильная жесткость такого УЭ, кроме вида материала и площади сечения, сильно зависит от его распределения на горизонтальном сечении УЭ. Чем дальше от центра сечения расположен материал УЭ, тем выше крутильная жесткость. Таким образом, регулировка крутильной жесткости для достижения необходимого дорезонансного режима работы колебательной системы происходит путем перераспределения материала в горизонтальном сечении УЭ от края к центру. Другой задачей при конструировании УЭ является обеспечение его жесткости на изгиб. Она непосредственно сильно зависит от формы горизонтального сечения УЭ упругого элемента. Для ее повышения необходимо обеспечить наличие в го-

ризонтальном сечении УЭ хотя бы нескольких симметричных участков материала, удаленных от центра сечения УЭ.

Регулирование жесткостей различных степеней свободы подобных стержневых УЭ рациональнее проводить в нескольких плоскостях. На рис. 7 показан вариант регулирования жесткости УЭ, проводимого в вертикальном сечении УЭ.

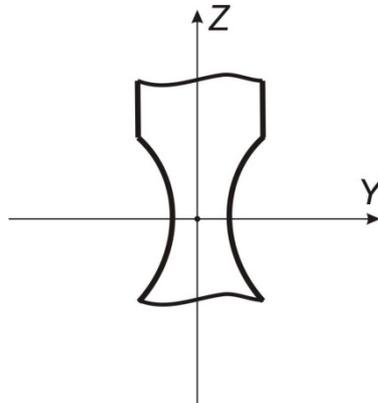


Рис. 7. Вертикальное сечение возможного УЭ

Для целей организации управляемой крутильной жесткости сформированы выточки на рабочей части стержня УЭ. Очевидным является то, что реальный УЭ должен сочетать особенности, показанные, как на рис. 6, так и на рис. 7.

На рис. 5 показан гибкий элемент 5, который обеспечивает рабочий угол СЦД. К этому элементу предъявляются противоречивые требования. С одной стороны, он должен обеспечить возможность наклона вала, а с другой – он должен иметь высокую крутильную жесткость. Рациональным вариантом исполнения этого элемента является его исполнение в виде вертикального сильфона [5]. Теоретически, применение сильфона позволяет просто решить проблему наклона верхней части вала.

Заключение

В работе кратко описан способ измерений параметров неуравновешенности ротора в режиме СЦД, приведена эволюция конструкций систем привода и колебательных систем балансировочных устройств, работающих в таком режиме. В результате развития этих конструкций с точки зрения метрологии очевидным является переход от измерения в подвижных системах отсчета к измерениям в неподвижных системах отсчета. Разработана и приведена кинематическая схема макета такого балансировочного устройства. Приведен подход к разработке конструкций УЭ и гибких сочленений колебательных систем балансировочных устройств. Отдельной перспективной задачей будущих исследований определено моделирование УЭ и вала для управляемой разработки конструкций гибких сочленений вала. При проведении литературного обзора было выяснено практически полное отсутствие методик моделирования состояний таких УЭ. В источниках [1, 6] приведен прак-

тический подход к управляемой разработке конструкций УЭ для балансировочных устройств, работающих в режиме СЦД, однако в этих материалах разрабатывались несколько иные УЭ, поэтому требуется более подробно изучить этот вопрос.

Предварительная оценка показала, что применение предложенной конструкции приведет к повышению точности измерений параметров неуравновешенности в отличие от устройств, выполненных по схеме, приведенной на рис. 4, как минимум в 2 раза вместе с повышением технологичности механической части балансировочного устройства.

Список литературы

1. Кочкин С. В. Технология балансировки роторов в режиме сферического циркуляционного движения : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.08. Пенза, 2008. 194 с.
2. Кочкин С. В., Малев Б. А. Метод измерения дисбаланса жестких роторов в режиме сферического циркуляционного движения // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2007. № 3. С. 105–115.
3. Патент 2105962 Российская Федерация С1 МПК G01M 1/38. Станок для балансировки роторов / Малев Б. А., Николаев А. Н., Брякин Л. А., Климухин Ю. И. Оpubл. 27.02.1998.
4. Патент 2270985 Российская Федерация С1 G01M 1/16. Способ и устройства для балансировки ротора / Малев Б. А., Николаев А. Н., Брякин Л. А., Кочкин С. В., Щербаков М. А. Оpubл. 27.02.2006.
5. Патент 2795641 Российская Федерация G01M 1/16. Устройство для балансировки ротора / Артемов И. И., Брякин А. Л., Кочкин С. В. Оpubл. 05.05.2023.
6. Кочкин С. В., Малев Б. А., Кожевников В. В. Упругие элементы колебательных систем балансировочных устройств, работающих в вибрационном режиме // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2007. № 4. С. 9–18.

References

1. Kochkin S.V. *Rotor balancing technology in spherical circulation motion mode*. PhD dissertation: 05.02.08. Penza, 2008:194. (In Russ.)
2. Kochkin S.V., Malev B.A. A method for measuring the imbalance of rigid rotors in the mode of spherical circulation motion. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Povolzhskiy region. Tekhnicheskie nauki = University proceedings. Volga region. Engineering sciences*. 2007;(3):105–115. (In Russ.)
3. Patent Russian Federation 2105962 C1 MPK G01M 1/38. *Stanok dlya balansirovki rotorov = Rotor balancing machine*. Malev B.A., Nikolaev A.N., Bryakin L.A., Klimukhin Yu.I. Publ. 27.02.1998. (In Russ.)
4. Patent Russian Federation 2270985 C1 G01M 1/16. *Sposob i ustroystva dlya balansirovki rotora = Method and devices for rotor balancing*. Malev B.A., Nikolaev A.N., Bryakin L.A., Kochkin S.V., Shcherbakov M.A. Publ. 27.02.2006. (In Russ.)
5. Patent Russian Federation 2795641 G01M 1/16. *Ustroystvo dlya balansirovki rotora = Rotor balancing device*. Artemov I.I., Bryakin A.L., Kochkin S.V. Publ. 05.05.2023. (In Russ.)
6. Kochkin S.V., Malev B.A., Kozhevnikov V.V. Elastic elements of oscillatory systems of balancing devices operating in vibration mode. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Povolzhskiy region. Tekhnicheskie nauki = University proceedings. Volga region. Engineering sciences*. 2007;(4):9–18. (In Russ.)

Информация об авторах / Information about the authors

Игорь Иосифович Артемов

доктор технических наук, профессор,
директор Научно-исследовательского
института фундаментальных
и прикладных исследований, Пензенский
государственный университет
(Россия, г. Пенза, ул. Красная, 40)

E-mail: artemov@pnzgu.ru

Igor' I. Artemov

Doctor of engineering sciences, professor,
director of the Research Institute
of Fundamental and Applied Research,
Penza State University (40 Krasnaya street,
Penza, Russia)

Алексей Леонидович Брякин

кандидат технических наук,
генеральный директор,
ООО «Седьмой сегмент» (Россия,
г. Пенза, ул. Кошевого, 9)

E-mail: alb@7seg.ru

Aleksey L. Bryakin

Candidate of engineering sciences,
CEO, Sedmoy Segment LLC
(9 Koshevogo street, Penza, Russia)

Никита Сергеевич Кочкин

аспирант, Пензенский государственный
университет архитектуры
и строительства (Россия, г. Пенза,
ул. Германа Титова, 28)

E-mail: ralf.1998.0@gmail.com

Nikita S. Kochkin

Postgraduate student, Penza State
University of Architecture and Construction
(28 Germana Titova street, Penza, Russia)

Сергей Вячеславович Кочкин

кандидат технических наук, заведующий
испытательной лабораторией Научно-
исследовательского института
фундаментальных и прикладных
исследований, Пензенский
государственный университет
(Россия, г. Пенза, ул. Красная, 40)

E-mail: ksvp@rambler.ru

Sergey V. Kochkin

Candidate of engineering sciences,
head of the testing laboratory, Research
Institute of Fundamental and Applied
Research, Penza State University
(40 Krasnaya street, Penza, Russia)

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов / The authors declare no conflicts of interests.

Поступила в редакцию / Received 04.10.2023

Поступила после рецензирования и доработки / Revised 13.12.2023

Принята к публикации / Accepted 14.01.2024