

На правах рукописи



Зиякаев Григорий Ракитович

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ДИНАМИКИ РОТОРНЫХ СИСТЕМ С
МАЯТНИКОВЫМИ АВТОБАЛАНСИРУЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ

Специальность 01.02.06. – Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Томск- 2009

Работа выполнена в Томском политехническом университете

Научный руководитель:

– кандидат технических наук, доцент
Замятин Владимир Маркович

Официальные оппоненты:

– доктор технических наук, профессор
Максименко Андрей Алексеевич

– кандидат технических наук, доцент
Ефременков Андрей Борисович

Ведущее предприятие: Научно–исследовательский институт прикладной математики и механики при Томском государственном университете

Защита состоится «3» июня 2009 г. в 15 ч. 00 мин. на заседании совета по защитах докторских и кандидатских диссертаций Д 212. 269. 01 при Томском политехническом университете по адресу: 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

С диссертацией можно ознакомиться в научно–технической библиотеке Томского политехнического университета по адресу: г. Томск, ул. Белинского, 53.

Автореферат разослан « »

2009 г.

Ученый секретарь совета
по защитах докторских
и кандидатских диссертаций



Костюченко Т. Г.

Актуальность темы. В настоящее время внедрение новых технологий, повышение эффективности технологических процессов требуют создания высокопроизводительных машин с большими скоростями движения, высокой надежностью и точностью исполнения. Одним из основных узлов современных машин являются быстровращающиеся элементы (роторные системы), отличающиеся большой нагруженностью и виброактивностью. Наличие вибрации приводит к интенсивному износу подшипников, а в некоторых случаях и к авариям, кроме того снижается точность исполнения функций, возложенных на прибор или машину. Вибрация оказывает непосредственное влияние и на человека, снижая его работоспособность. Современные методы и средства балансировки вращающихся роторов позволяют уравнивать их по высокому классу точности. В некоторых случаях первоначальная балансировка в процессе работы прибора или машины нарушается и не удовлетворяет поставленным требованиям. Так, например, для шлифовальных кругов это происходит вследствие неравномерного износа, неправильного хранения, неравномерной пропитки круга охлаждающей жидкостью на станке. Как показывает анализ литературы, данная проблема может быть частично решена с помощью различных автобалансирующих устройств (АБУ). Наиболее хорошо изучены и нашли применение в современной технике шаровые АБУ. Маятниковые АБУ, из-за недостаточной изученности, применяются реже, хотя они имеют ряд своих достоинств. В связи с этим актуальное значение приобретают теоретические и экспериментальные исследования динамики роторных систем с маятниковыми автобалансирами.

Целью работы является проведение теоретического и экспериментального исследования динамики роторных систем с маятниковыми автобалансирами, выявление основных факторов, влияющих на точность автоматической балансировки и разработка конструкции маятникового АБУ, позволяющего производить автоматическую балансировку роторов с заданной точностью.

Для достижения поставленной цели предполагается решить ряд задач:

- разработать математические модели движения неуравновешенного ротора с маятниковым АБУ при различных точках подвеса маятников;
- определить факторы, влияющие на точность балансировки роторов маятниковым АБУ и разработать рекомендации к конструированию АБУ, обеспечивающие снижение влияния этих факторов;
- определить оптимальную форму маятников АБУ и получить зависимости для расчета их параметров;
- провести экспериментальные исследования работы маятникового АБУ.

Научная новизна работы:

- выведены уравнения движения неуравновешенного ротора с маятниковым АБУ при различных точках подвеса маятников, и найдены их аналитические решения для области за резонансом;

- проведено численное моделирование процесса разгона роторной системы с маятниковым АБУ, показавшее влияние параметров АБУ на процесс разгона и точность балансировки;
- решены задачи о влиянии на точность балансировки таких параметров как трение в подшипниках подвеса маятников и смещение оси подвеса маятников АБУ от оси ротора;
- проведен анализ возможных форм маятников, найдены их оптимальные формы и получены зависимости для расчета их параметров;
- получено экспериментальное подтверждение адекватности теоретических расчетов реальной модели и эффективности работы маятникового АБУ для снижения вибрации неуравновешенного ротора.

Основные положения, выносимые на защиту:

- математические модели, описывающие движения неуравновешенного ротора с маятниковым АБУ при различных точках подвеса маятников, позволяющие определять возможные положения системы ротор – маятники;
- компьютерное моделирование процессов разгона роторных систем с маятниковыми АБУ;
- результаты теоретических исследований для определения остаточной неуравновешенности ротора от влияния различных факторов;
- оптимальные формы маятников АБУ и зависимости для расчета их параметров;
- результаты экспериментальных исследований снижения вибрации неуравновешенных роторов с помощью маятниковых АБУ.

Достоверность полученных результатов обусловлена применением известных методов теоретической механики, теории колебаний и вычислительной математики и подтверждается удовлетворительными результатами сопоставления теоретических и экспериментальных исследований.

Практическая ценность работы:

- получены аналитические зависимости, позволяющие оценить величину остаточной неуравновешенности ротора от влияния различных факторов;
- предложены рекомендации, позволяющие при конструировании АБУ свести к минимуму факторы, влияющие на точность балансировки роторов маятниковыми АБУ;
- предложены оптимальные формы маятников АБУ и приведены зависимости для расчета их параметров.

Вклад автора в проведенные исследования состоит в формулировании цели исследований и постановке соответствующих задач, в разработке конструкции экспериментальной установки, непосредственном участии в проведении экспериментов и обработке их результатов, формулировке выводов по работе.

Апробация работы. Основные результаты и положения диссертационной работы были доложены на: VIII Всероссийском съезде по теоретической и прикладной механике (г. Пермь, 2001 г.), на Русско-корейском международном съезде по прикладной механике (НГТУ, г. Новосибирск, 2001 г.), на научно-практических конференциях «Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении» (Филиал ТПУ в г. Юрга, 2001–2002 г.), на научно-практических конференциях студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные техника и технологии» (ТПУ, г. Томск, 2001, 2002, 2006 г.), на Международной научно-практической конференции «Современные материалы и технологии» (г. Пенза, 2002 г.), на научно-технической конференции «Электронные и электромеханические системы и устройства» (ФГУП НПП «Полюс», г. Томск, 2006 г.). Полное содержание работы доложено на научном семинаре кафедры теоретической и прикладной механики (ТПУ, г. Томск, 2009). **Публикации.** Всего по теме диссертаций опубликовано 14 печатных работ, в том числе патент на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертационная работа изложена на 150 страницах машинописного текста и состоит из введения, пяти глав, заключения, списка используемой литературы из 89 наименований, содержит 49 рисунков и 4 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность выбранной темы диссертации, определены цель и задачи исследования, приведены основные положения, выносимые на защиту, отмечена научная новизна полученных результатов и их практическая значимость.

В первой главе выполнен аналитический обзор исследований, посвященных автоматической балансировке роторов. Фундаментальный вклад в развитие этой области науки и техники сделали следующие авторы: И. И. Блехман, Дж. П. Ден–Гартог, А.А. Гусаров, Б.И. Горбунов, В.И. Кравченко, М. Леблан, М.Е. Левит, В.П. Нестеренко и др.

Проведен анализ основных типов пассивных механических автобалансирующих устройств, показаны их достоинства и недостатки. Определены направления дальнейшего развития конструкций механических АБУ. Выявлены факторы, влияющие на точность автоматической балансировки пассивными механическими АБУ, и способы снижения влияния этих факторов.

Рассмотрены возможные формы маятников АБУ и показано влияние их параметров на возможность и качество балансировки. Показана необходимость и важность выбора оптимальной формы маятников АБУ.

Показано использование пассивных АБУ в современной промышленности, выявлены причины, почему они не нашли широкого применения, показаны основные типы машин, где целесообразно и предпочтительно их применение.

Во второй главе рассмотрена динамическая модель механической системы, состоящей из ротора, имеющего статическую неуравновешенность, маятников и дополнительного тела (корпуса машины). Ротор жестко соединен с дополнительным телом, которое, в свою очередь, упруго соединено с неподвижным основанием. К ротору прикреплены маятники с возможностью свободного перемещения относительно него в плоскости, перпендикулярной его оси (рис. 1). При этом принято допущение, центры тяжести ротора, корпуса и маятников, лежат в одной плоскости.

Массы дополнительного тела, ротора и маятников обозначены: M_m , M_p , m . Жесткости связей дополнительного тела с неподвижным основанием приняты равными C_η и C_ξ .

На основе уравнений Лагранжа 2-го рода, получена система дифференциальных уравнений (1), которая описывает движение механической системы.

$$\left\{ \begin{aligned} & \left[M_T + M_p + \sum_{k=1}^n m \right] \ddot{\xi}_1 - [M_p e \sin \varphi] \ddot{\phi} - \sum_{k=1}^n m l \sin \gamma_k \ddot{\gamma}_k - [M_p e \cos \varphi] \dot{\phi}^2 - \\ & - \sum_{k=1}^n m l \cos \gamma_k \dot{\gamma}_k^2 = -C_\xi \xi_1 - b_1 \dot{\xi}_1, \\ & \left[M_T + M_p + \sum_{k=1}^n m \right] \ddot{\eta}_1 + [M_p e \cos \varphi] \ddot{\phi} + \sum_{k=1}^n m l \cos \gamma_k \ddot{\gamma}_k - [M_p e \sin \varphi] \dot{\phi}^2 - \\ & - \sum_{k=1}^n m l \sin \gamma_k \dot{\gamma}_k^2 = -C_\eta \eta_1 - b_1 \dot{\eta}_1, \\ & [I_p + M_p e^2] \ddot{\phi} - [M_p e \sin \varphi] \ddot{\xi}_1 + [M_p e \cos \varphi] \ddot{\eta}_1 = M_{\text{двиг}} - \chi \dot{\phi} - \sum_{k=1}^n h_1 (\dot{\phi} - \dot{\gamma}_k), \\ & \sum_{k=1}^n \left[I_M + \sum_{k=1}^n m l^2 \right] \ddot{\gamma}_k - \sum_{k=1}^n m l \sin \gamma_k \ddot{\xi}_1 + \sum_{k=1}^n m l \cos \gamma_k \ddot{\eta}_1 = - \sum_{k=1}^n h_1 (\dot{\gamma}_k - \dot{\phi}). \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Здесь: l – длина маятника; e – смещение центра массы ротора относительно оси вращения, I_p , I_M – моменты инерции ротора и маятников, b_1 , h_1 – коэффициент пропорциональности сил и моментов сил вязкого сопротивления; $M_{\text{двиг}}$ – крутящий момент двигателя; χ – коэффициент демпфирования двигателя.

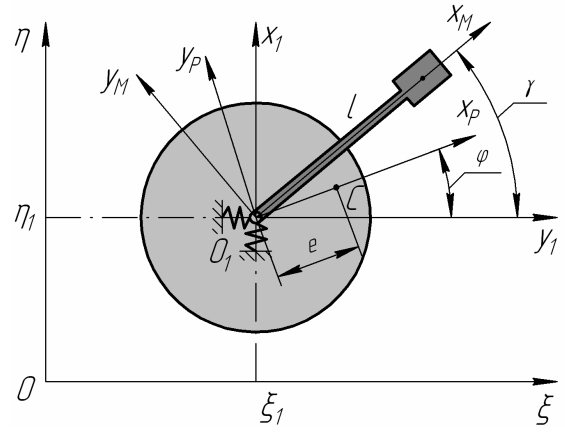


Рис. 1. Динамическая модель роторной системы с маятниковыми автобалансирами

Для нахождения условий автоматического устранения маятниковыми АБУ статической неуравновешенности ротора рассмотрен случай, когда разгон ротора уже состоялся, движение системы ротор–маятники стационарное. При этом $\dot{\varphi} = \dot{\gamma} = \text{const} = \Omega$, $\gamma_k = (\Omega t + \theta_k)$, $\ddot{\varphi} = \ddot{\gamma}_k = 0$.

При этих условиях система упрощается, и первые два уравнения системы (1) становятся независимы от других. Для случая когда число маятников $k=2$, получили систему из двух уравнений, усреднили их за период $2\pi/\Omega$, и, рассматривая область далеко за резонансом, принимая $\Omega^2 \gg k^2$, нашли:

$$M_p e \sin \theta_1 + m l \sin(\theta_1 - \theta_2) = 0,$$

$$M_p e \sin \theta_2 - m l \sin(\theta_1 - \theta_2) = 0.$$

Полученные уравнения допускают четыре решения:

- 1) $\theta_1 = -\theta_2 = \pi - \alpha_1$, $\alpha_1 = \arccos \frac{M_p e}{2ml}$.
- 2) $\theta_1 = \theta_2 = \pi$.
- 3) $\theta_1 = \theta_2 = 0$.
- 4) $\theta_1 = 0$, $\theta_2 = \pi$.

Первое решение соответствует условию полного уравнивания ротора маятниками. Система находится в состоянии динамического равновесия, т. е. динамические реакции равны нулю. Данное решение представляет наибольший интерес для практики уравнивания вращающихся роторов, т. к. из него можно найти необходимые параметры маятников (массу и длину), зная наибольший возможный дисбаланс ротора.

Второе решение отвечает условию недостаточной емкости маятников, т. е. неуравновешенность ротора в этом случае уменьшается, но полностью не устраняется, т. к. емкость АБУ исчерпана полностью.

В третьем случае радиальные составляющие сил инерций маятников равны по величине и противоположны по направлению, а тангенциальные составляющие сил инерций маятников равны нулю, т. е. маятники уравнивают друг- друга, но при этом уравновешенность ротора не уменьшается. Такое положение маятников будет неустойчиво при всех частотах вращения системы ротор – маятники.

Кроме рассмотренных положений возможен случай, когда тангенциальные составляющие сил инерции маятников также равны нулю, а радиальные составляющие направлены в сторону увеличения неуравновешенности системы. Такое положение маятников будет неустойчиво при частоте вращения выше критической.

Численное моделирование полученной системы уравнений (1) реализовано с помощью универсального математического пакета Maple V. Для этого исходную систему, состоящую из 5 дифференциальных уравнений 2-го порядка преобразовали в эквивалентную систему, состоящую из 10 дифференциальных уравнений 1-го порядка и разрешили относительно производных. С помощью полученной системы смоделированы различные варианты разгона неуравновешенного ротора, как с АБУ, так и без него.

Процесс разгона можно условно разбить на несколько участков (рис. 2):

1. Система находится в области до резонанса. Угловые скорости ротора и маятников синхронно, практически линейно, возрастают. Данный участок характеризуется резким нарастанием амплитуды колебаний оси ротора.

2. Система приближается к первому резонансу. Угловая скорость ротора продолжает возрастать, а маятники, после небольшого биения, “застряли” – вращаются с практически постоянной угловой скоростью. Амплитуда колебаний оси ротора велика и практически не изменяется.

3. Система после первого резонанса. Угловые скорости маятников рывком возрастают до угловой скорости ротора. Амплитуда колебаний оси ротора быстро и значительно снижается.

4. Область второго резонанса. При приближении ко второму резонансу, маятники снова подвергаются биениям – их угловые скорости колеблются относительно угловой скорости ротора. Причем амплитуды этих биений больше

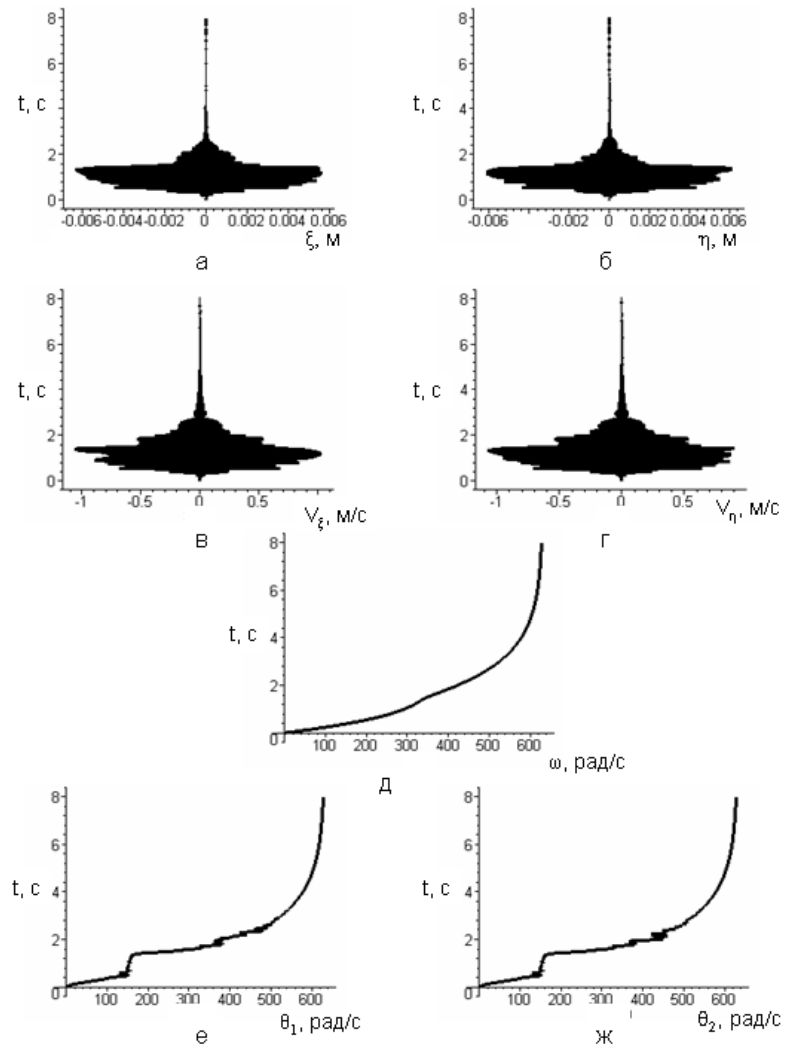


Рис. 2. Результаты численного моделирования процесса разгона неуравновешенного ротора с маятниковым АБУ: а, б – виброперемещения по координатам ξ и η ; в, г – виброскорости по координатам ξ и η ; д – угловая скорость ротора; е, ж – угловые скорости маятников

амплитуды биений перед первым резонансом. Во время второго резонанса амплитуда колебаний оси ротора максимальна, но система проходит его быстрее чем первый резонанс.

5. Область балансировки – маятники полностью догнали ротор и их угловые скорости продолжают возрастать синхронно. Амплитуда колебаний оси ротора равна нулю.

Полученная модель позволяет наглядно проследить переходные процессы, происходящие при разгоне и выбеге ротора, имеющего статическую неуравновешенность, с маятниковым АБУ. Приведенные результаты численного моделирования показали хорошую сходимость с результатами аналитических решений и экспериментальных исследований, приведенных ниже. Следовательно, данную математическую модель можно использовать для изучения и прогнозирования переходных процессов, проходящих во время работы ротора с маятниковым АБУ.

В третьей главе рассмотрены вопросы точности балансирования неуравновешенных роторов маятниковыми АБУ. Как показала практика, при использовании любых АБУ полной балансировки и гашения колебаний ротора не происходит – всегда есть остаточный дисбаланс, вызванный несколькими факторами. Для маятниковых АБУ главными факторами будут: трение в шарикоподшипнике и смещение оси подвеса маятников от оси ротора.

Для определения остаточной неуравновешенности, вызванной трением в подшипнике, рассмотрена динамическая модель маятникового АБУ (рис. 3). Здесь O_1 – центр ротора, C – центр тяжести системы ротор – маятники, O – центр вращения системы, C_m – центр тяжести маятника, e – величина остаточного эксцентриситета ротора. R , N и T – соответственно, силы инерции, действующие на маятники и их нормальные и касательные составляющие. F_{mp} – сила трения в подшипнике, d – диаметр подшипника, l – длина маятника.

Система и маятники будут находиться в динамическом равновесии тогда, когда момент от касательной составляющей силы инерции T_1 , будет уравновешен моментом силы трения в шарикоподшипнике M_{mp} . Выразив силу инерцию и момент трения через угловую скорость, механические и геометрические параметры и, сделав ряд упрощений, получим зависимость для определения ве-

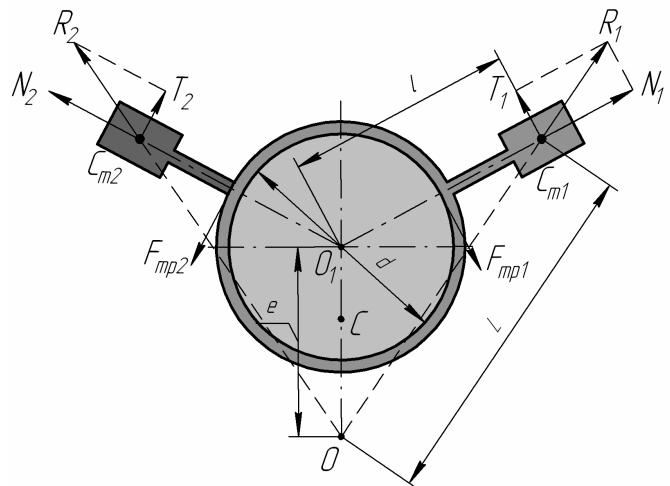


Рис. 3. Динамическая модель маятникового АБУ и силы, действующие на маятники

личины остаточного эксцентриситета ротора из-за влияния трения в шарико-подшипнике:

$$e = \sqrt{\frac{4l^2 - \sqrt{16l^4 - 4l^2\mu^2d^2}}{2}},$$

где μ – коэффициент трения, зависящий от типа подшипника.

Из анализа выражения следует, что:

- увеличение диаметра подшипника ведет к росту остаточного дисбаланса;
- увеличение длины маятника приводит к снижению дисбаланса.

Для определения положения маятников и остаточной неуравновешенности, вызванной смещением оси подвеса маятников от оси ротора, рассмотрена следующая динамическая модель механической системы (рис. 4). На рисунке введены следующие обозначения: центр вращения ротора – точка O_1 , центр тяжести ротора – точка C , а центр вращения маятников – точка O_2 . Угол поворота ротора задаем углом φ , а углы поворота осей маятников – углами γ_k . Положение точки O_2 относительно O_1 зададим углом β и эксцентриситетом ε .

На основе уравнений Лагранжа 2-го рода, получены уравнения движения системы:

$$\left\{ \begin{aligned} & \left[M_T + M_P + \sum_{k=1}^n m \right] \ddot{\xi}_1 - \left[M_P e \sin \varphi + \sum_{k=1}^n m \varepsilon \sin(\varphi + \beta) \right] \ddot{\varphi} - \sum_{k=1}^n m l \sin \gamma_k \ddot{\gamma}_k - \\ & - \left[M_P e \cos \varphi + \sum_{k=1}^n m \varepsilon \cos(\varphi + \beta) \right] \dot{\varphi}^2 - \sum_{k=1}^n m l \cos \gamma_k \dot{\gamma}_k^2 = -C_{\xi} \xi_1, \\ & \left[M_T + M_P + \sum_{k=1}^n m \right] \ddot{\eta}_1 + \left[M_P e \cos \varphi + \sum_{k=1}^n m \varepsilon \cos(\varphi + \beta) \right] \ddot{\varphi} + \sum_{k=1}^n m l \cos \gamma_k \ddot{\gamma}_k - \\ & - \left[M_P e \sin \varphi + \sum_{k=1}^n m \varepsilon \sin(\varphi + \beta) \right] \dot{\varphi}^2 - \sum_{k=1}^n m l \sin \gamma_k \dot{\gamma}_k^2 = -C_{\eta} \eta_1, \\ & \left[I_P + M_P e^2 + \sum_{k=1}^n m \varepsilon^2 \right] \ddot{\varphi} - \left[M_P e \sin \varphi + \sum_{k=1}^n m \varepsilon \sin(\varphi + \beta) \right] \ddot{\xi}_1 + \left[M_P e \cos \varphi + \right. \\ & + \sum_{k=1}^n m \varepsilon \cos(\varphi + \beta) \left. \right] \ddot{\eta}_1 + \left[\sum_{k=1}^n m l \varepsilon \cos \gamma_k \cos(\varphi + \beta) + \sum_{k=1}^n m l \varepsilon \sin \gamma_k \sin(\varphi + \beta) \right] \ddot{\gamma}_k + \\ & + \left[\sum_{k=1}^n m l \varepsilon \cos \gamma_k \sin(\varphi + \beta) - \sum_{k=1}^n m l \varepsilon \sin \gamma_k \cos(\varphi + \beta) \right] \dot{\gamma}_k^2 + \sum_{k=1}^n m \varepsilon^2 \sin(\varphi + \beta) \cos(\varphi + \beta) \dot{\varphi}^2 = \\ & = M_{DV} - \chi \dot{\varphi} - h_1 (\dot{\varphi} - \dot{\gamma}_k), \\ & \left[I_M + \sum_{k=1}^n m l^2 \right] \ddot{\gamma}_k - \sum_{k=1}^n m l \sin \gamma_k \ddot{\xi}_1 + \sum_{k=1}^n m l \cos \gamma_k \ddot{\eta}_1 + \sum_{k=1}^n m l \varepsilon \left[\sin \gamma_k \sin(\varphi + \beta) + \right. \\ & + \left. \cos \gamma_k \cos(\varphi + \beta) \right] \ddot{\varphi} + \sum_{k=1}^n m l \varepsilon \left[\sin \gamma_k \cos(\varphi + \beta) - \cos \gamma_k \sin(\varphi + \beta) \right] \dot{\varphi}^2 = -h_1 (\dot{\gamma}_k - \dot{\varphi}). \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Для нахождения положения маятников при балансировке, рассмотрен случай, когда разгон ротора уже состоялся, движение системы ротор – маятники стационарное. При этом:

$$\dot{\varphi} = \dot{\gamma} = \text{const} = \Omega, \quad \gamma_k = (\Omega t + \theta_k$$

Для случая, когда число маятников $k=2$, получаем систему из двух уравнений, усредняем уравнения за период $2\pi/\Omega$, и, рассматривая область далеко за резонансом, принимая $\Omega^2 \gg k^2$, находим:

$$\begin{cases} M_p e \sin \theta_1 + m l \sin(\theta_1 - \theta_2) - (M_p + M_T) \varepsilon \sin(\theta_1 - \beta) = 0, \\ M_p e \sin \theta_2 - m l \sin(\theta_1 - \theta_2) - (M_p + M_T) \varepsilon \sin(\theta_2 - \beta) = 0. \end{cases}$$

Полученная система допускает четыре решения, но наибольший интерес для практики автоматической балансировки роторов представляет собой одно:

$$\theta = \beta + \arccos\left(\frac{E_T^2 + E_\Sigma^2 - E_p^2}{2 E_T E_\Sigma}\right), \quad \alpha = \arccos\left(\frac{E_\Sigma}{2 m l}\right),$$

где

$$\theta_1 = \theta + \alpha, \quad \theta_2 = \theta - \alpha,$$

$E_T = M_T \varepsilon$ – дисбаланс дополнительного тела (корпуса),

$E_p = M_p \sqrt{\varepsilon^2 + e^2 - 2 \varepsilon e \cos \beta}$ – дисбаланс ротора,

$E_\Sigma = \sqrt{E_p^2 + E_T^2 + 2 E_p E_T \cos(\angle O O_2 C)}$ – суммарный дисбаланс.

Отсюда следует:

1. При наличии смещения оси подвеса маятников от оси ротора, маятники стремятся привести главную центральную ось инерции системы к собственной оси вращения, т.е. располагаются, как показано на рис. 5.

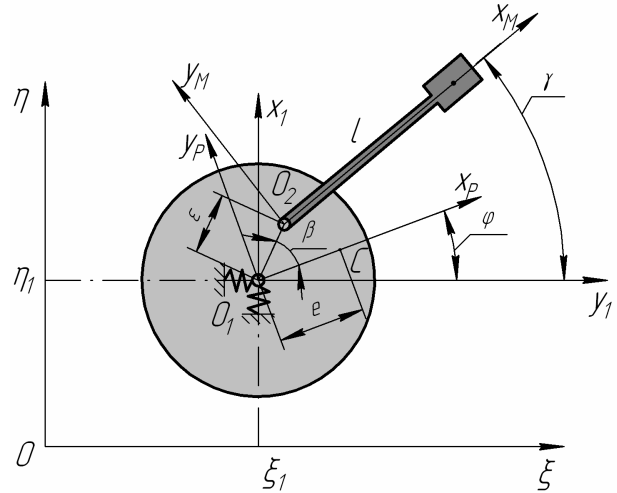


Рис. 4. Динамическая модель роторной системы при смещении оси подвеса маятников от оси ротора

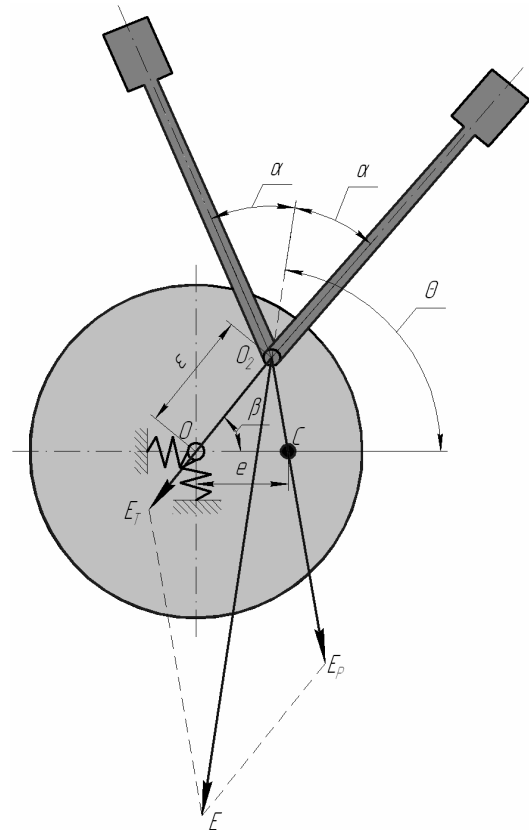


Рис. 5. Положение маятников при балансировке

В четвертой главе выполнены аналитические исследования по определению оптимальной формы маятников и расчету их параметров. К рассмотрению и анализу были взяты две возможные формы маятников АБУ (рис. 7).

Задача исследования состояла в нахождении выражения для расчета емкости этих маятников, в зависимости от их геометрических параметров и затем, считая основные параметры маятника постоянными, определить при каком угле α емкость будет максимальна. Для расчета основных параметров маятника – емкости, массы и длины, воспользовались физическими приложениями двойного определенного интеграла. Для маятника формы 1 получили:

$$E = \frac{1}{3} \rho S (R^2 - r^2) (3r \cos(\alpha) + 2 \sin(\alpha) \sqrt{R^2 - r^2}),$$

$$M = \rho S (r^2 \alpha + r \sqrt{R^2 - r^2} + R^2 (\arcsin(\frac{r}{R}) + \alpha) - \pi \frac{d^2}{4}),$$

$$l = \frac{E}{M} = \frac{(R^2 - r^2) (3r \cos(\alpha) + 2 \sin(\alpha) \sqrt{R^2 - r^2})}{3(r^2 \alpha + r \sqrt{R^2 - r^2} + R^2 (\arcsin(\frac{r}{R}) + \alpha) - \pi \frac{d^2}{4})},$$

где ρ – плотность, S – толщина пластинки.

Как правило, при конструировании подобных устройств, необходимо стремиться к минимизации габаритов устройства. Поэтому, необходимо определить при каком угле α , при постоянных r и R , емкость будет максимальна. Продифференцировав выражение для емкости относительно α , приравняв ее к нулю и решив относительно α , получим угол, при котором емкость максимальна:

$$\alpha_{om} = \arctan \left(\frac{2 \sqrt{R^2 - r^2}}{3r} \right).$$

Емкость при таком угле α_{om} равна:

$$E_{\max} = \frac{1}{3} \frac{(4R^4 + R^2 r^2 - 5r^4) S \rho}{\sqrt{4R^2 + 5r^2}}.$$

Приняв в качестве критерия оптимизации максимальную длину маятника l и, проделав те же операции, можно показать, что максимальная длина маятника получается при таком же угле – α_{om} . Следовательно, для маятника формы 1 оптимальный угол определяется однозначно.

Для маятника формы 2 получили:

$$E = \frac{2}{3} \rho S \sin(\alpha) (R^3 - r^3),$$

$$\alpha_{om} = \frac{1}{2} \pi.$$

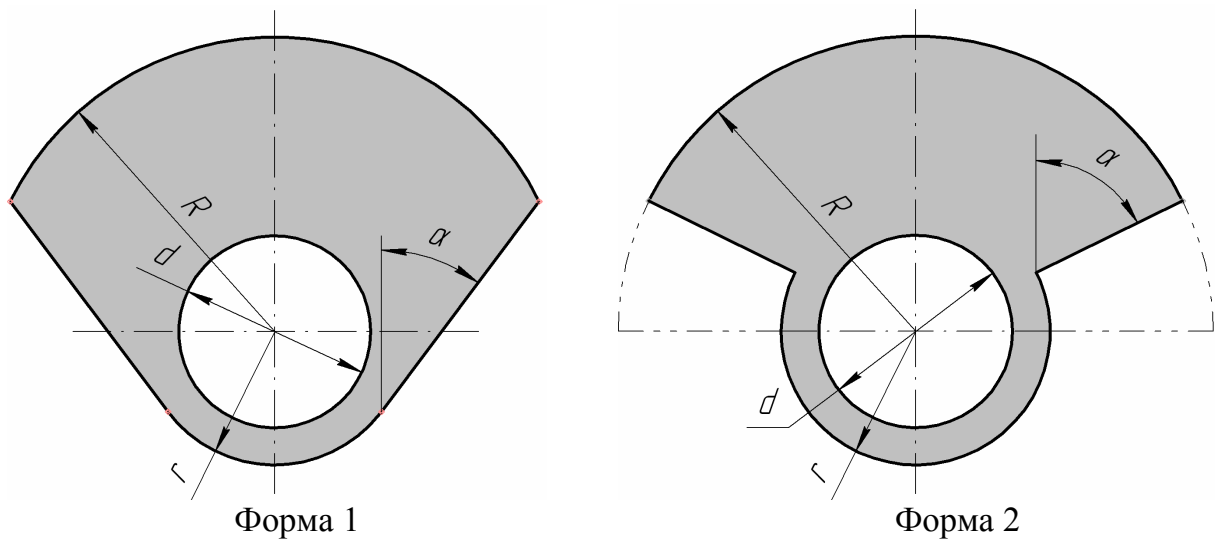


Рис. 7. Формы маятников АБУ

Т. е. маятник с максимальной емкостью будет выглядеть, как изображено на рис. 7. штрихпунктирной линией.

И емкость такого маятника будет равна:

$$E_{\max} = \frac{2}{3} \rho S (R^3 - r^3).$$

Но по соотношению емкость – масса, такой маятник не будет оптимальным. Выбрав в качестве критерия оптимизации данное соотношение, получили $\alpha = 1.12 \text{ рад} = 64^\circ$. При этом емкость маятника уменьшилась на 10%, а масса на 28,7 %.

В пятой главе приведены результаты экспериментального исследования маятникового АБУ на базе ручной электрической шлифовальной машины (РШМ) TSM1-150 Резекненского завода электрических машин.

При проведении исследований ставились задачи:

1. Исследовать вибрационные состояния РШМ без АБУ и с маятниковым АБУ при изменяющейся величине дисбаланса.
2. Определить направления максимальных уровней вибрации на рукоятках РШМ.
3. Определить, на каких частотах происходит снижение уровней виброскоростей РШМ при использовании АБУ.
4. Проверить правильность выбора максимально необходимой емкости АБУ для устранения вибрации РШМ от изменения дисбаланса шлифовального круга.

Было разработано и изготовлено маятниковое автобалансирующее устройство (рис. 8), представляющее собой два маятника (4), установленных подвижно на ротор с помощью подшипников (3). Для безопасной работы маятники располагаются в корпусе (7) с крышкой (2). Дисбаланс ротора изменяется с помощью грузиков (9), крепящихся на диск (8), имитирующий шлифовальный

круг. Масса автобалансирующего устройства – 400 г, что составляет 6.1 % от массы шлифовальной машины.

По полученным результатам экспериментального исследования видно, что маятниковые автобалансирующие устройства снижают виброскорость неуравновешенных роторов на 5-15 дБ на рабочем ходу машины. Когда машина используется без АБУ, с ростом дисбаланса круга виброскорость корпуса машины также пропорционально растет. А когда машина используется с маятниковым АБУ, виброскорость корпуса практически не растет и изменяется в очень узких пределах.

Для прямой шлифовальной машины вибрация максимальна в направлениях перпендикулярных оси ротора. В направлениях, совпадающих с осью ротора

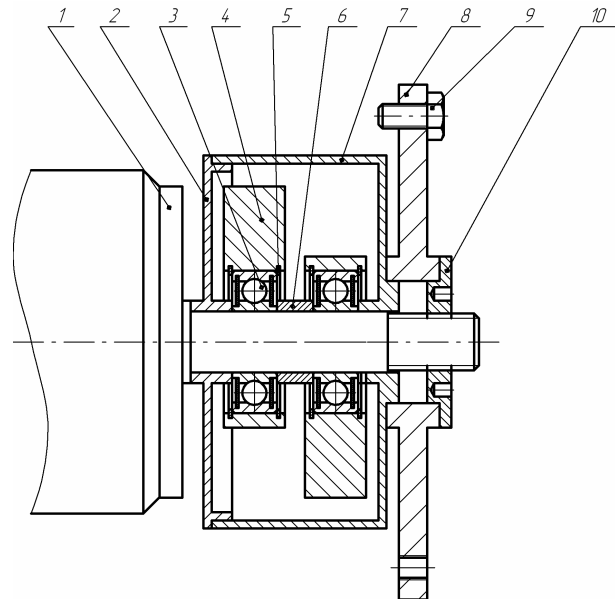
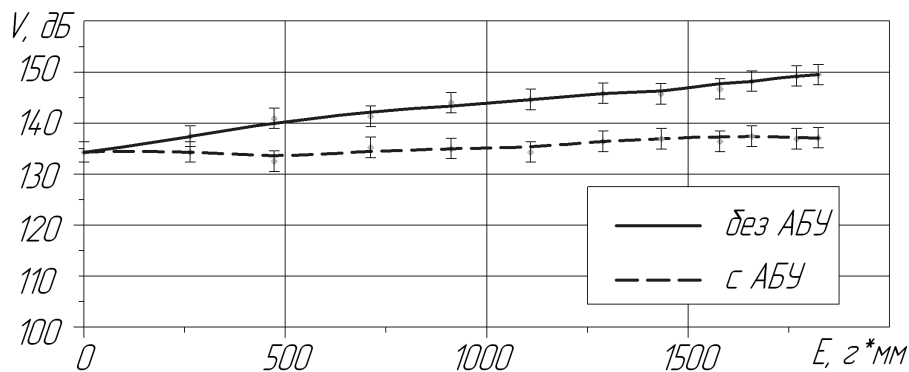
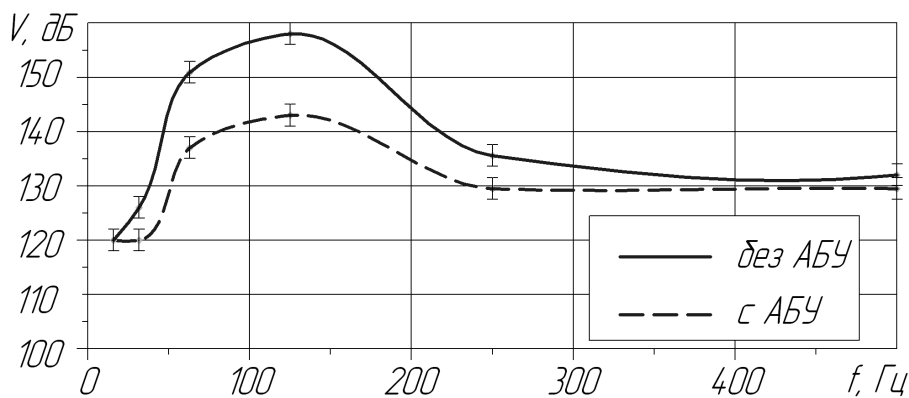


Рис. 8. Экспериментальная модель маятникового АБУ на РШМ



а



б

Рис. 9. Результаты экспериментального исследования:
а – зависимость виброскорости от дисбаланса ; б – спектрограммы виброскорости

и шпинделя, вибрация минимальная. Это объясняется тем, что ось машины, проходящая через центр колебаний машины, движется, образуя коническую поверхность. Поэтому уровни виброскорости в плоскости, перпендикулярной оси ротора и удаленной от центра колебаний, максимальны.

По полученным результатам видно, что использование маятникового АБУ приводит к существенному снижению уровня вибрации в октавных полосах 63 и 125 Гц – на частотах, близких к частоте вращения ротора.

Для исследования динамики АБУ при разгоне и выбеге создан измерительный комплекс для исследования переходных вибрационных процессов (рис. 10). В состав комплекса входят:

1. Прибор для измерения шума и вибрации ВШВ-003.

2. Многофункциональная плата А-821РGN фирмы DAQPro, содержащая 16-канальный 12-разрядный аналого-цифровой преобразователь (АЦП), 1-канальный 12-разрядный цифроаналоговый преобразователь (ЦАП) и внутренний таймер.

3. Персональный компьютер на базе процессора Pentium 4.

Сигнал с исследуемого объекта через датчик вибрации ДН-3 поступает на прибор ВШВ-003, где усиливается и интегрируется. Затем аналоговый сигнал с выхода ВШВ поступает на один из каналов АЦП платы А-821РGN, где он преобразуется в цифровой сигнал. Этот сигнал обрабатывается при помощи программы LabVIEW фирмы National Instruments и выводится на экран ПЭВМ в удобном для нас виде. Это позволяет сравнить величины виброскоростей во всех режимах работы ротора без АБУ и с АБУ (рис. 11).

Во время разгона ротора в обоих случаях происходит быстрое, практически линейное воз-
растание амплитуды колебаний

до резонансной величины. Но время разгона ротора с АБУ до резонанса немного больше, чем ротора без АБУ. Это обусловлено тем, что масса и момент инерции ротора с АБУ немного больше, чем ротора без АБУ, и часть мощности двигателя расходуется на разгон маятников АБУ. Далее, на осциллограммах хорошо виден фазовый переход – амплитуда нескольких колебаний сравнительно мала, и они сдвинуты относительно центральной оси.

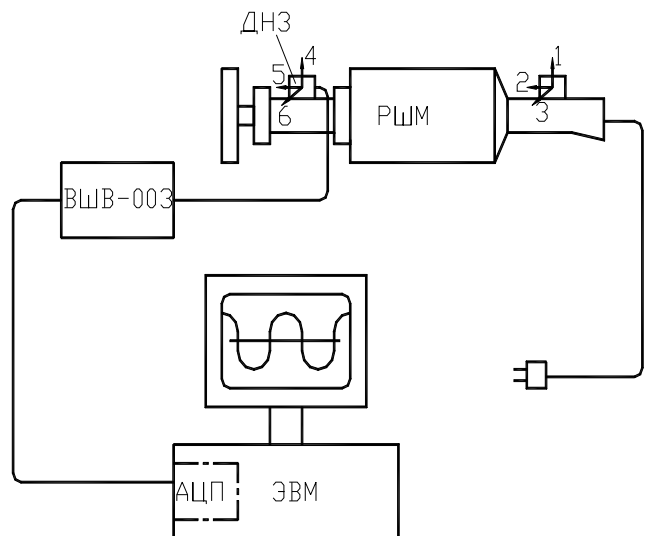
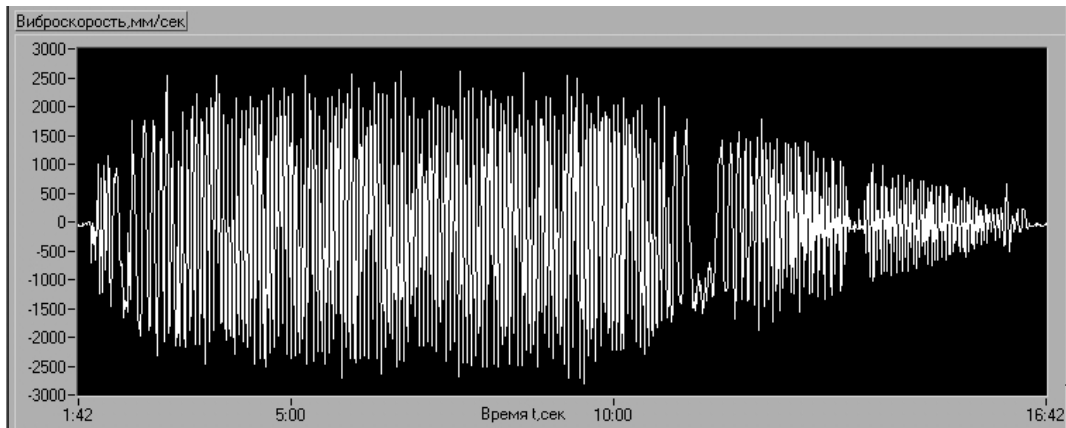
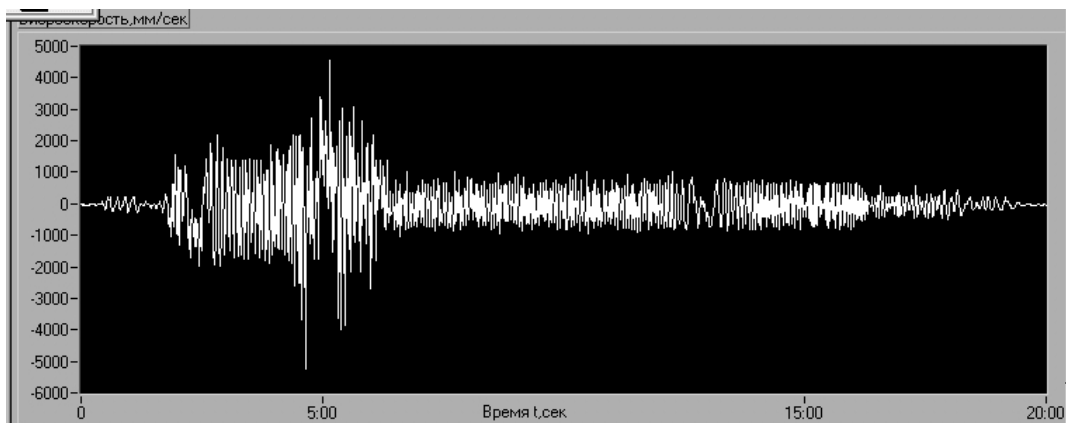


Рис. 10. Схема экспериментального комплекса



а



б

Рис. 11. Осциллограммы разгона роторной системы:
а – без АБУ; б – с АБУ

Затем с увеличением частоты вращения ротора происходит и дальнейший рост амплитуды колебаний. Для ротора без АБУ этот рост прекращается, когда система приходит в установившийся режим, и дальше колебания идут с постоянной амплитудой и частотой. Для ротора с АБУ картина дальнейшего разгона несколько иная – вначале также происходит линейное нарастание амплитуды колебаний, затем хорошо виден один большой амплитудный скачок. Далее происходит резкое снижение амплитуды колебаний до относительно небольших значений, и система приходит в установившийся режим. Результаты данного эксперимента позволили в режиме реального времени наблюдать и записывать переходные процессы, происходящие во время разгона, рабочего режима и выбега роторов с АБУ и без него. Они являются подтверждением результатов численного моделирования аналитически выведенных уравнений движения системы.

По результатам экспериментальных исследований следует:

1. Маятниковые АБУ значительно снижают уровни виброскоростей неуравновешенных роторов, если их рабочие частоты вращения выше критических. Причем снижение амплитуды колебаний происходит как во время рабочего режима, так и во время выбега ротора.

2. При правильно подобранной емкости устройства не происходит роста уровней виброскоростей ротора при увеличении его дисбаланса.

3. Наибольшее снижение уровней виброскоростей ротора происходит на частотах, близких к частоте вращения ротора.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Созданы математические модели ротора с маятниковым АБУ при различных точках подвеса маятников: а) точка подвеса совпадает с осью ротора, б) точка подвеса смещена от оси ротора на величину эксцентриситета. Найдены частные решения полученных систем дифференциальных уравнений для зарезонансной области, которые позволяют определять взаимное расположение системы ротор – маятники. Получены условия существования и устойчивость этих решений. Проведено численное моделирование различных режимов работы ротора с маятниковым АБУ и без него.

2. Исследованы факторы, влияющие на точность балансировки роторов маятниковыми АБУ: момент трения в подшипнике и смещение оси подвеса маятников от оси ротора. Найдены теоретические значения остаточного дисбаланса при раздельном и совместном действии этих факторов. Разработаны рекомендации для снижения вредного воздействия этих факторов.

3. Найдены оптимальные формы маятников АБУ различных конструкций по различным критериям оптимизации, выведены формулы для расчета их параметров. Приведен алгоритм расчета требуемой емкости устройства и расчета размеров маятников АБУ.

4. Создана экспериментальная модель маятникового АБУ для ручной шлифовальной машины, позволяющая проводить испытания и измерять вибрацию при различных режимах работы. Испытания, проведенные в лаборатории кафедры теоретической и прикладной механики ТПУ, свидетельствуют о том, что происходит снижение уровней виброскорости на 5–15 дБ на рабочих частотах машин. При этом увеличивается срок службы абразивных кругов и насадок и улучшается качество обработанной поверхности. Экспериментальные исследования подтвердили правильность выбора конструкции и расчета параметров маятникового АБУ.

5. Создан экспериментальный компьютеризированный стенд и разработано программное обеспечение для измерения, записи и визуализации переходных процессов, происходящих при разгоне и выбеге шлифовальной машины с маятниковым АБУ. Исследования показали удовлетворительные результаты при согласовании с результатами проведенного численного моделирования.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

Статьи в изданиях, рекомендованных ВАК:

1. В.П. Нестеренко, Г.Р. Зиякаев. О точности балансировки маятниковым автобалансирующим устройством. – ISSN 0869-4931 “Автоматизация и современные технологии”. 2001, № 3.
2. В.А. Дубовик, В.М. Замятин, Г.Р. Зиякаев. Стационарное вращение неуравновешенного ротора на гибком валу с маятниковыми подвесками. Известия Томского политехнического университета. – 2009. – Т. 314. – № 2, с.44–48.

В других работах:

3. Г.Р. Зиякаев “Расчет емкости маятникового автобалансирующего устройства ручной шлифовальной машины ИЭ-2009 У2” – Современная техника и технологии: Труды VII Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – Томск: Изд. ТПУ, 2001.–Т.1.– с.273–275.
4. G.R. Ziyakaev. Automatic Balancing Device Usage In The Hand-operated Grinding Machine Ie-2009 U2, Book of Abstracts on CD of 5th Korea-Russia International Symposium on Science and Technology, June 26 – July 3, 2001, Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia, P.178, ISBN 0-7803-7009-0.
5. Г.Р. Зиякаев, В.П. Нестеренко. Уменьшение виброскоростей роторных машин за счет применения автобалансирующих устройств. – Труды VIII Всероссийского съезда по теоретической и прикладной механике. – Пермь, 2001.
6. G.R. Ziyakaev, V.P. Nesterenko. Simulation of transitional processes in rotors systems with automatic balancing devices. – RUSKO-AM-2001: of 1st Russian Korean International Symposium on Applied Mechanics, October 2–4, 2001, Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia.– с.223–226.
7. Г.Р. Зиякаев. Влияние трения в подшипнике на точность балансировки роторов маятниковым автобалансирующим устройством. – Труды четырнадцатой научной конференции, посвященной 300-летию инженерного образования России.- Филиал ТПУ, Юрга: Изд. ТПУ, 2001.-с.108-109.
8. Г.Р. Зиякаев “ Применение маятникового автобалансирующего устройства в ручной шлифовальной машине ИЭ-2009 У2.” – Современная техника и технологии: Труды восьмой международной научно- практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых.- Томск: Изд. ТПУ, 2002.– Т.1.– с.191–193.
9. Г.Р. Зиякаев. “Вопросы точности балансирования неуравновешенных роторов маятниковыми автобалансирующими устройствами ”. – Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении: Труды региональной научно-практической конференции . Филиал ТПУ, Юрга: Изд. ТПУ, 2002.– с.47–49.

10. Г.Р. Зиякаев, Е.Н. Пашков. “Использование виртуальных инструментов LabVIEW для исследования переходных процессов вращающихся неуравновешенных роторов”. – Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении: Труды региональной научно-практической конференции. Филиал ТПУ, Юрга: Изд. ТПУ, 2002.– с.107–108.

11. Г.Р. Зиякаев. “Уравнения плоского движения неуравновешенного ротора с маятниковым автобалансирующим устройством”.– Современные материалы и технологии – 2002. Сборник статей Международной научно-технической конференции. – Пенза, 2002.– с.177–180.

12. Г.Р. Зиякаев, Е.Н. Пашков “Выбор оптимальной формы маятника автобалансирующего устройства (АБУ)” – Современные техника и технологии: Труды двенадцатой международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – Томск: Изд. ТПУ, 2006.– Т.1. – с.191–193.

13. Г.Р. Зиякаев, В.М. Замятин “Оценка остаточной вибрации на рукоятках РШМ, вызываемой несовпадением плоскости шлифовального диска и плоскости балансировки маятникового АБУ” – Электронные и электромеханические системы и устройства: Тез. докл. XVII Науч.-техн. конф. – Томск: ФГУП НПЦ “Полюс”, 2006. – с. 211–213.

14. Е.Н. Пашков, Г.Р. Зиякаев, К.В. Щедриый. Автобалансирующее устройство. Патент на полезную модель № 67257 Российской Федерации.