

АВТОМАТИЧЕСКОЕ БАЛАНСИРОВАНИЕ РОТОРОВ, РАБОТАЮЩИХ С УДАРОМ

Кравченко В. И.

Для устранения повышенных вибраций ротора, вызванных неуравновешенностью, которая изменяется непосредственно во время выполнения технологических операций, перспективным является применение автобалансирующих устройств разной конструкции с твердыми или жидкостными (сыпучими) рабочими телами. Представлены результаты теоретических исследований процесса автоматической балансировки шаровым автобалансирующим устройством роторов, работа которых сопровождается ударом. Разработаны математическая модель и соответствующие алгоритм и программа, написанная в системе визуального программирования Delphi V6 и позволяющая моделировать с использованием ЭВМ работу двухшарового однорядного автобалансирующего устройства, установленного на ротор, подверженный ударным нагрузкам. Описаны результаты моделирования. Установлено, что описанная в статье математическая модель согласуется с известными, если принять в ней равным нулю значение силы удара.

Для усунення підвищених вібрацій ротора, викликаних невірноваженістю, яка змінюється безпосередньо під час виконання технологічних операцій, перспективним є застосування автобалансируючих пристроїв різної конструкції з твердими або рідинними (сипучими) робітниками тілами. Наведені результати теоретичних досліджень процесу автоматичної балансировки кульовим автобалансуючим пристроєм роторів, робота яких супроводжується ударом. Розроблено математичну модель і відповідні алгоритм і програма, написана в системі візуального програмування Delphi V6, яка дозволяє моделювати з використанням ЕОМ роботу двохкульового однорядного автобалансуючого пристрою, встановленого на ротор, схильний до ударних навантажень. Описані результати моделювання. Встановлено, що наведена в статі математична модель співпадає з відомими, якщо у ній значення сили удару дорівнює нулю.

To eliminate excessive vibration of the rotor caused by the imbalance, which varies directly during the execution process operates, it is promising to use autobalancing devices of various designs with solid or liquid working parts. In the article the results of theoretic research of the process of automation stability with auto-balanced sphere devise under knowing force has been described. A mathematical model and corresponding algorithm and a program written in the visual programming Delphi V6 which can simulate using the computer work of two a ball-row autobalancing device installed on the rotor, which is subject to shock loadings. the simulation results are described. It has been established that described in the article mathematical model is consistent with the known, if ones we take it equal to zero value of impact force.

Кравченко В. И.

канд. техн. наук, доц. кафедры КИТ ДГМА
kit@dgma.donetsk.ua

УДК 622.002.3

Кравченко В. И.

АВТОМАТИЧЕСКОЕ БАЛАНСИРОВАНИЕ РОТОРОВ, РАБОТАЮЩИХ С УДАРОМ

Для устранения повышенных вибраций ротора, вызванных неуравновешенностью, которая изменяется непосредственно во время выполнения технологических операций (роторы пескометов, шлифовальных станков, центробежных насосов, центрифуг и др.), традиционные методы статического или динамического балансирования являются малоэффективными. Перспективным является применения автобалансирующих устройств (АБУ) разной конструкции с твердыми или жидкостными (сыпучими) рабочими телами [1, 2]. Одна из конструкций АБУ с твердыми рабочими телами (дебалансами) представляет собой закрепленную на роторе цилиндрическую или коническую обойму, внутренняя пустота которой заполнена несколькими шарами, кольцами или маятниками и залита смазочной жидкостью. При вращении вала с угловой скоростью, которая превышает критическую скорость, рабочие тела автоматически занимают положение, которое ликвидирует существующий дисбаланс. При изменении величины дисбаланса дебалансы изменяют свои начальные положения и ротор дальше остается в сбалансированном состоянии.

В известных роботах [1, 3–5] изучается поведение АБУ для роторов, которые находятся под действием обычных сил, когда скорости точек изменяются непрерывно, т. е. когда каждому бесконечно малому промежутку времени отвечает бесконечно малое приращение скорости. Однако часто неуравновешенные ротора работают в системах, на которые среди действующих сил действуют и очень большие силы, когда прирост скорости за малый промежуток времени является величиной конечной, т.е. на ротор действуют ударные силы. Например, захват полосы валками прокатного стана, формирование пакета формовочной смеси пескометной головкой, наезд колеса автомобиля на препятствие и другие технологические операции сопровождаются ударом, но в выше указанных роботах это явление изучено еще недостаточно. Поэтому возникает практический интерес в оценке изменения основных параметров АБУ, предназначенных для работы в роторных системах (ротор и связанные с ним детали), которые испытывают удар. Учитывая то, что динамика АБУ разных конструкций с твердыми рабочими телами во многом подобная, рассмотрим этот вопрос на примере шарового автобалансирующего устройства.

Целью данной работы является исследование поведения шарового АБУ, установленного на роторе, который находится под действием ударной силы.

Задачи работы:

- разработка и анализ математической модели;

- сравнение полученных результатов с теми, которые известны для данного типа АБУ, работающего в обычных условиях.

В качестве модели исследуемого процесса используем установленный в подшипниках вертикально невесомый вал с насаженным на него диском (обоймой) массы M . Вал вращается с постоянной угловой скоростью ω .

Плоскость диска перпендикулярна оси вала и пересекается с ней в центре диска O (рис. 1). Центр C массы диска смещен относительно точки O на величину эксцентриситета e . На верхней плоскости диска внешним радиусом R концентрично центру выполнен один кольцевой канал, внутри которого располагаются два шара, каждый массой m_1 и радиусом r_1 . Введем прямоугольную систему координат XOY таким образом, чтобы ось OX проходила через центр масс системы, а OY – через точку O . Положение шаров на диске определим углами α_1 , отсчет которых следует вести как показано на рис. 1.

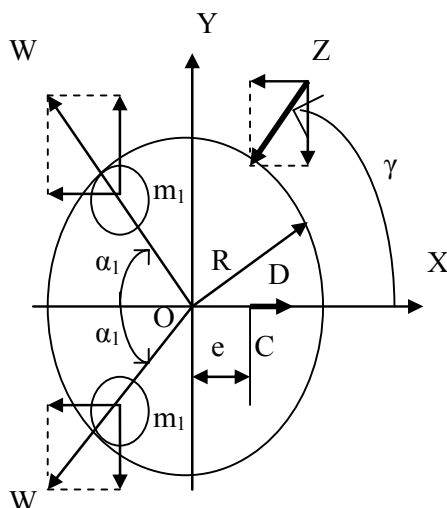


Рис. 1. Силы, действующие на шаровое АБУ при ударе

Напомним, что АБУ, не подверженное ударным нагрузкам, работает таким образом:

- при вращении ротора на рабочей скорости шары под действием неуравновешенных центробежных сил перекачиваются в сторону, противоположную смещенному с оси вращения центру масс системы и тем самым автоматически балансируют ротор;
- при изменении дисбаланса шары перекачиваются в новое положение, противоположное вновь измененному положению или величине дисбаланса, и ротор снова оказывается в сбалансированном состоянии.

Пренебрегая гироскопическим эффектом и трением шаров об корпус АБУ, рассмотрим постоянное движение сбалансированной системы, по которой в плоскости диска под углом γ (см. рис. 1) прикладывается мгновенный ударный импульс Z (мгновенная ударная сила) [6]:

$$Z(t) = S\delta(t - t_0), \quad (1)$$

где S – ударный импульс; δ – дельта-функция Дирака; t , t_0 – соответственно время конца и начала удара.

Опираясь на принцип Даламбера для механической системы [7] и проектируя действующие силы соответственно на оси OX и OY , можно записать:

$$\begin{aligned} -m_1 R_1 \omega^2 \cos \alpha_1 - m_1 R_1 \omega^2 \cos \alpha_1 + Me \omega^2 - Z \cos \gamma &= 0; \\ m_1 R_1 \omega^2 \sin \alpha_1 - m_1 R_1 \omega^2 \sin \alpha_1 - Z \sin \gamma &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Анализ последнего равенства в выражении (2) показывает, что в связи с самоуравновешенностью проекций центробежной силы, действующей на шары в направлении оси OY , оно выполняется лишь при $Z \sin \gamma = 0$.

Но по условию задачи ударная сила Z – величина конечная. Тогда равновесие системы возможно только при условии $\sin \gamma = 0$. Из этого имеем $\gamma = \pi n$, где $n = 0, 1, 2, \dots$. Для данных значений угла γ величина $\cos \gamma = 1$.

Таким образом, систему (2) можно заменить одним уравнением:

$$-2m_1 R_1 \omega^2 \cos \alpha_1 + Me \omega^2 - Z = 0. \quad (3)$$

Учитывая, что величину Z всегда можно представить в виде $Z = F \omega^2$, где F – имеющий размерность силы коэффициент пропорциональности, то, подставляя это выражение в соотношение (3) и сокращая на ω^2 , получим:

$$-2m_1 R_1 \cos \alpha_1 + Me - F = 0. \quad (4)$$

Выражение (4) связывает параметры АБУ, ударной силы и дисбаланса и позволяет получить значение угла α_I , при котором возможно самоуравновешивание системы, т. е. автоматическая балансировка. Решая уравнение (4) относительно неизвестного угла α_I , получим его корень в виде:

$$\cos \alpha_I = (Me - F)/2m_I R_I. \quad (5)$$

Анализ формулы (5) и ее сравнение с аналогичными формулами из работ [3, 5] показывает, что при $Z = F \omega^2 = 0$, т. е. в безударном режиме они тождественно совпадают.

Максимальная емкость устройства D (максимальный дисбаланс Me , который ликвидируется шарами) находится из соотношения $I \cos \alpha_I \leq 1$ или с учетом (5):

$$I(D - F)/2m_I R_I \leq 1. \quad (6)$$

Решая неравенство (6) относительно D , получим два выражения:

$$D = 2m_I R_I + F; \quad D = F - 2m_I R_I. \quad (7)$$

Зная величину ударной силы, максимальный дисбаланс ротора и максимальное значение радиуса R_I , на котором в АБУ допускается размещение шаров с плотностью материала ρ , из соотношений (7) несложно получить их радиус r_I , достаточный для устранения заданного дисбаланса ротора, работающего в условиях ударных нагрузок:

$$\begin{aligned} r_I &= [3(D - F)/8\pi\rho R_I]^{1/3}, \quad \text{для } D > F; \\ r_I &= [3(F - D)/8\pi\rho R_I]^{1/3}, \quad \text{для } D < F. \end{aligned} \quad (8)$$

Анализ соотношений (8) показывает, что шаровое АБУ принципиально способно выполнять уравнивание роторов в условиях, когда их работа сопровождается ударом. При этом в зависимости от соотношения величин дисбаланса Me и ударной силы Z возможно возникновение такого состояния, при котором шары вообще не нужны – $Me = Z$ ($D = F$). Т. е. ударная сила будет самобалансировать ротор, но при этом она должна действовать в противофазе дисбалансу. В этом случае для определения положения дисбаланса и управления местом приложения ударной силы можно воспользоваться методами мехатроники [8].

Для вычислительного эксперимента по математической модели (1–8) был разработан алгоритм, блок-схема которого показана на рис. 2.

Порядок работы алгоритма, состоящего из одиннадцати блоков, заключается в следующем:

- процедурой блока 2 (бл. 2) *Vvod* выполняется ввод и логический контроль входных данных по ротору, ударной силе и некоторым параметрам АБУ. Ограничение программы – масса ротора до 1000 кг, ударная сила до десяти тонн, число оборотов ротора до 10000 об/мин;
- процедурами бл. 2 и 3 – *Rotor* и *Udar* выполняются расчеты соответствующих параметров для ротора и ударной силы;
- в бл. 5–10 выполняются вариантыные расчеты параметров автобалансирующего устройства.

Сущность вариантных расчетов заключается в том, что с начала в бл. 6 проводится анализ текущих значений дисбаланса и ударной силы (числитель формулы 8) и вычислительный процесс разветвляется на две ветви. Бл. 8, 9, 10 – одна ветвь, бл. 7, 9, 10 – вторая.

Дальше в бл. 8 по известным значениям плотности материала шаров и радиусу дорожки качения R вычисляется их радиус – r_I . Далее в бл. 9 рассчитываются некоторые технические характеристики устройства – диаметр шаров, их масса, центробежная сила, действующая на шары и др. Результаты расчетов визуализируются в бл. 10.

После этого пользователь принимает решение на продолжение или окончание расчетов. Если расчеты продолжаются, то весь цикл бл. 5–10 повторяется, если нет, то работа программы заканчивается в бл. 11.

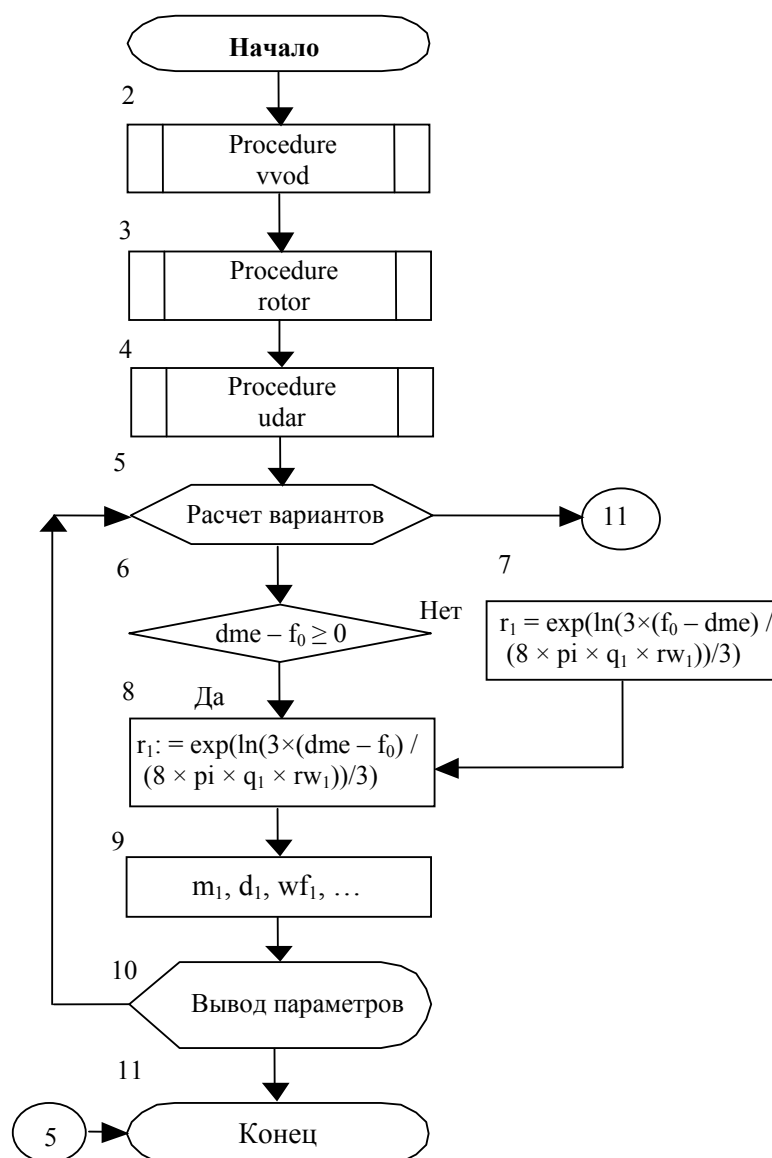


Рис. 2. Блок-схема алгоритма

Для реализации этого алгоритма в системе визуального программирования Delphi V6 [9] была разработана программа, главная форма которой изображена на рис. 3.

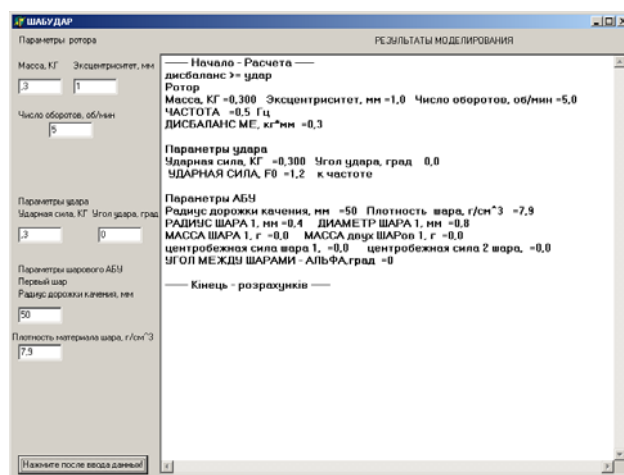


Рис. 3. Результаты расчетов

На рис. 3 представлены результаты математического моделирования в случае совпадения значений ударной силы и дисбаланса. Ротор характеризуется следующими параметрами:

- масса – 0,3 кг;
- число оборотов – 5 об/мин;
- частота вращения – 0,5 Гц;
- эксцентриситет – 1 мм;
- дисбаланс – 0,3 кг·мм.

Сила удара имеет следующие параметры:

- величина – 0,294 Н (0,3 кГ);
- направление удара в противофазе дисбалансу;
- коэффициент пропорциональности F – 1,2.

Параметры, которым должно удовлетворять двухшаровое АБУ:

- материал шаров – стальные шары с плотностью 7,9 т/м³;
- радиус дорожки качения – 50 мм.

Программа рассчитывает следующие параметры:

- для ротора – частоту вращения и величину дисбаланса;
- для силы удара – коэффициент пропорциональности F ;

– для автобалансирующего устройства – радиусы и диаметры шаров, массу шаров и массу всего устройства, максимальный угол между шарами α_l и величину центробежной силы, действующей на шары.

По данным моделирования видно (см. рис. 3), что при заданных значениях силы, частоты вращения, величины дисбаланса и радиуса дорожки качения шаров, массой шаров и действующей на них центробежной силой практически можно пренебречь, т. е. приравнять к нулю. Тогда балансировка ротора будет производиться только ударной силой.

ВЫВОДЫ

Проведенные теоретические исследования и математическое моделирование с использованием ЭВМ подтвердили принципиальную возможность применения автобалансирующего устройства для роторов, работа которых подвержена ударным нагрузкам. Косинус угла α_l между шарами, определяющий величину максимального дисбаланса, который в этом случае может устраняться автоматическим балансирующим устройством, определяется из выражения $\cos \alpha_l = (Me - F)/2m_l R_l$. Если параметр силы удара F положить равным нулю, т. е. ротор не подвергается ударам, то вышеприведенное выражение принимает вид $\cos \alpha_l = Me / 2m_l R_l$, совпадающий с работами А. А. Гусарова и Г. Б. Филимонихина. Таким образом, можно сделать вывод, что более общая теория, описывающая работу устройства на роторах, подверженных удару, не противоречит существующим воззрениям на принципы работы автобалансира, так как при $F = 0$ полученные в настоящей работе результаты совпадают с известными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Филимонихин Г. Б. Уравновешение и виброзащита роторов автобалансирами с твердыми корректирующими грузами / Г. Б. Филимонихин. – Кировоград : КНТУ, 2004. – 352 с.
2. Драч И. В. Теория автоматического балансирования роторов машин жидкостными рабочими телами / И. В. Драч, В. П. Ройзман, В. П. Ткачук // Вибрации в технике и технологиях. – 2007. – № 2. – С. 45–50.
3. Гусаров А. А. Автобалансирующие устройства прямого действия / А. А. Гусаров. – М. : Наука, 2002. – 119 с.
4. Нестеренко В. П. Теория и практика устройств автоматической балансировки роторов : автореф. дисс. ... д-ра техн. наук : 05.02.18 / В. П. Нестеренко. – Новосиб. электротехн. ин – т : Новосибирск, 1990. – 34 с.
5. Кравченко В. И. Балансирование центробежных насосов шаровым АБУ / В. И. Кравченко // Вибрация машин : измерение, снижение, защита // Вестник ДДМА. – 2005. – № 1. – С. 44–46.
6. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я. Г. Пановко. – Л. : Политехника, 1990. – 272 с.
7. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. – М. : Высш. шк., 1986. – 416 с.
8. Введение в мехатронику / Под. ред. А. К. Тугенгольда. – М. : Выс. шк., 1999. – 175 с.
9. Фаронов В. Delphi 6. / В. Фаронов. – СПб. : Питер, 2002. – 512 с.