

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РОТОРНО-ДЕБАЛАНСНЫХ ИНЕРЦИОННЫХ СИСТЕМ

А.А. Микрюков

В настоящее время в оборудовании все большее применение находят системы вибрационных приводов, предназначенные для возбуждения сложных колебаний, представляющих собой низкочастотные колебания с наложенными на них высокочастотными колебаниями. Данные системы состоят из нескольких виброприводов с различными амлитудно-частотными характеристиками. Сложность реализации данной конструкции обусловлена не-

обходимостью настройки каждого из виброприводов и согласования работы системы в целом. Эту проблему можно решить применением роторно-дебалансного инерционного вибропривода [1].

В основе устройства лежит роторный инерционный вибропривод (а. с. СССР № 1664412), на вал которого дополнительно устанавливается дебаланс, то есть данное устройство является совокупностью двух типов виброприводов.

Преимущества роторных виброприводов: простота конструкции и низкая стоимость; возможность достижения высокого отношения амплитуды вынуждающей силы к массе вибропривода; удобство плавного или ступенчатого регулирования частоты и амплитуды вибрации (и одновременно амплитуды вынуждающей силы); широкий диапазон частоты генерируемой вибрации (1...1000 Гц); простота принудительного и самопроизвольного согласования совместной работы двух или нескольких виброприводов на одном исполнительном органе машины; большие возможности регулирования частоты колебаний; малая длительность переходного процесса при выбеге; мягкое возбуждение поперечных автоколебаний ротора.

Суть работы данного устройства такова. Сначала диск трения, прижатый осевой силой к плоскому неподвижному контртелу, находится в состоянии покоя, то есть, в данном случае эта открытая система не получает энергию извне. Если же диску сообщить энергию в виде вращения, то при этом практически мгновенно возникают следующие силы: сила упругости ротора, определяемая его жесткостью и влияющая на амплитуду колебаний; центробежная вынуждающая сила, зависящая от параметров круговых колебаний центра тяжести ротора; центробежная вынуждающая сила дебаланса. В итоге под действием этих сил самопроизвольно возникают колебания ротора со сложной траекторией, включающие в себя высокочастотные колебания ротора (частота колебаний в десятки раз выше частоты вращения ротора) и низкочастотные колебания дебаланса (частота колебаний равна частоте вращения ротора).

Целью экспериментальных исследований является проверка справедливости теоретических выводов, а также результатов математического и компьютерного моделирования процесса возбуждения вибрации в роторно-дебалансных инерционных системах. Задачей этих исследований является выявление формы траектории движения рабочего органа и возможности получения его амплитудно-модулированных колебаний.

Экспериментальные исследования проводились на лабораторной установке созданной на базе токарно-винторезного станка модели 1К62 (рис. 1). В патрон 1 станка жестко закреплялся ротор 2, а в заднюю бабку 3 было установлено плоское контртело 4. Причем в конструкции ротора была предусмотрена возможность установки дебаланса 5 на различном расстоянии от патрона 1. Для измерения радиальных колебаний в системе на валу ро-

тора 2 посредством подшипника 6 устанавливалась невращающаяся втулка 7 с постоянными магнитами 8. Положение магнитов в пространстве (под углом 90°) было ограничено специальными стойками 9. Напротив магнитов размещались датчики Холла 10.

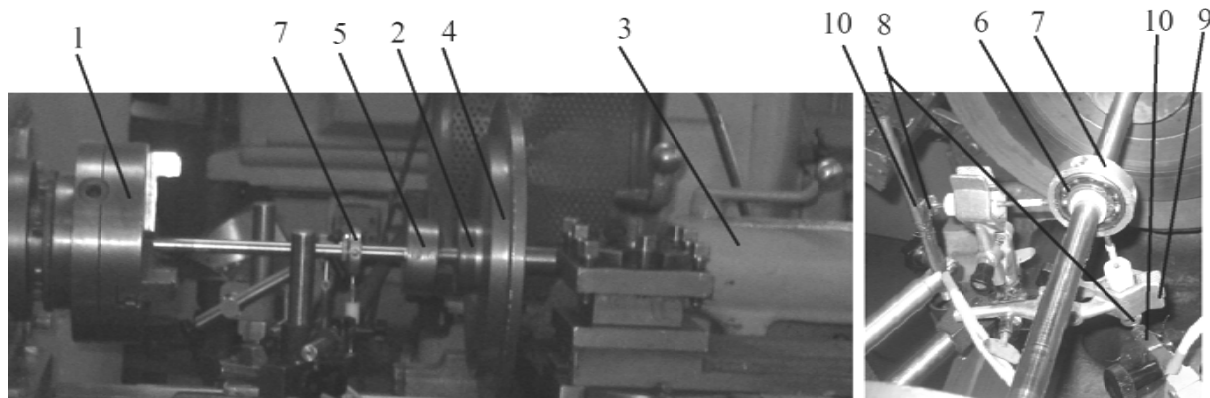


Рис. 1. Экспериментальная установка на базе токарно-винторезного станка 1К62

Настройка параметров колебаний осуществлялась следующим образом. Сила прижатия контртела 4 к ротору 2 регулировалась вращением маховика задней бабки 3. Тарировка силы прижатия осуществлялась с помощью динамометра. Частота вращения ротора 2 настраивалась коробкой скоростей станка. Однако действительная частота вращения отличается от номинальной, поэтому в процессе эксперимента производился её замер с помощью автоматического цифрового тахометра ЦАТ-3М. Также настраивалась длина вылета ротора 2 из шпинделя 1 станка и положение дебаланса 5 относительно плоскости соприкосновения ротора и контртела. Кроме этого, исследовалось влияние масс ротора 2 и дебаланса 5 на параметры возбуждаемых колебаний.

В процессе испытаний ротор, совершая колебания, отклонялся от оси вращения шпинделя, тем самым, перемещая магниты на втулке. Перемещения магнитов изменяли напряженность магнитного поля, эти измерения фиксировались датчиками Холла.

Сигналы с датчиков поступали в персональный компьютер, в системном блоке которого дополнительно были установлены контроллер и звуковая карта Creative Audigy SE. Датчики Холла через USB кабель с двойным экранированием подключались к контроллеру, который предназначен для преобразования питающего тока с внутреннего разъема USB на материнской плате и передачи его на датчики Холла. Посредством контроллера осуществлялась передача данных от датчиков Холла на звуковую карту Creative Audigy SE, которая имеет, по сравнению со встроенным в материнскую плату звуковым контроллером, гораздо лучший показатель сигнал/шум, что способствует значительному снижению погрешности изме-

рений, вызванных техническим обеспечением персонального компьютера. Использование USB кабелей значительно облегчает подключение датчиков Холла к персональному компьютеру.

При проведении испытаний использовалась специальная программа Power Graph, предназначенная для регистрации, обработки и хранения аналоговых сигналов, записанных с помощью аналого-цифровых преобразователей, и позволяющая использовать персональный компьютер в качестве обычного ленточного самописца.

С помощью данной программы сначала была проведена тарировка датчиков Холла, а затем построены траектории отклонений ротора от оси вращения шпинделя в двух взаимно-перпендикулярных направлениях (рис. 2). Как видно из графиков при работе роторно-дебалансного вибропривода происходит наложение высокочастотных колебаний на низкочастотные. Далее была построена конечная форма траектории колебания ротора (рис. 3).

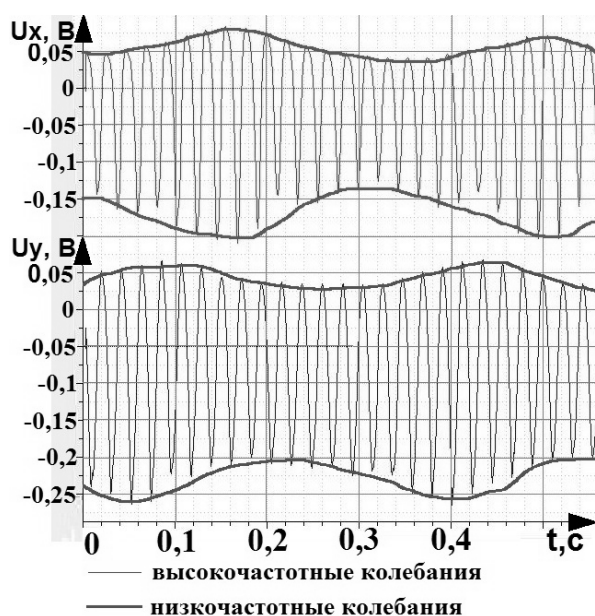


Рис. 2. Траектории отклонений ротора в двух взаимно-перпендикулярных направлениях

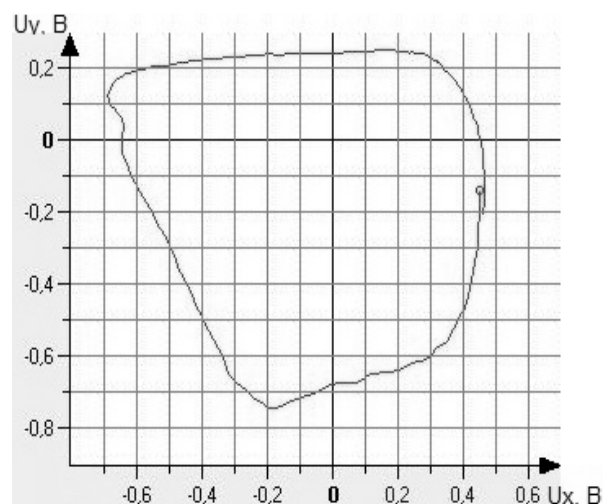


Рис. 3. Конечная форма траектории колебания ротора (1 колебание)

Экспериментальные исследования полностью подтвердили достоверность математической модели и позволили наметить дальнейшие пути модернизации роторных инерционных систем, которые позволяют управлять в процессе работы вибропривода не только частотой и амплитудой колебаний, но и формой их траектории (патент РФ № 2410166). В настоящее время ведется работа по внедрению роторно-дебалансных виброприводов в конструкцию виброударного станка мод. ИВУ-150 для измельчения отходов хрупких материалов. Роторно-дебалансные инерционные виброприводы позволят значительно снизить стоимость оборудования и затраты на его эксплуатацию.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (конкурс «Урал», проект №10-08-96041 на 2010–2012 гг.).

Библиографический список

1. Сергеев, С.В. Вибрационные роторные приводы машин: моногр. / С.В. Сергеев, Б.А. Решетников, Р.Г. Закиров. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 242 с.