

УДК 620.179

Ю.С.Монахов (асп., СПбГУ ИТМО), Г.И.Янгузов, студ., Е.В.Шалобаев, к.т.н., доц.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВИБРАЦИИ, ВНОСИМОЙ ШАРИКОПОДШИПНИКАМИ В МЕХАНИЗМЫ ПРИБОРОВ

Источниками механической вибрации и шума в механизмах являются неуравновешенные вращающиеся или колеблющиеся детали. Неуравновешенность элементов вызывает колебания с частотами, кратными частоте вращения. Колебания взаимодействуют между собой, в результате чего возникает вибрация в широком спектре частот с различными амплитудами. Снижение параметров вибрации механизмов является одной из основных проблем, стоящих перед разработчиками приборов.

В данной работе предлагается инженерная методика определения вибрационных характеристик шарикоподшипниковых узлов, позволяющая на стадии проектирования получать допустимые уровни вибрации, либо производить осмысленную регулировку уже собранных механизмов. В качестве измеряемых параметров, характеризующих подшипники механизма, используют данные о температуре, состоянии смазки, энергетических потерях (моментах трения, КПД), виброакустических характеристиках и т.п. Рассмотрим связь между конструктивными параметрами шарикоподшипников и вибрацией.

Одним из существенных источников вибрации являются зазоры в подшипниках, которые, с одной стороны, необходимы для обеспечения вращения, но с другой стороны, их малая величина приводит к росту момента трения (а, следовательно, к снижению КПД), а большая величина снижает точность передачи угла при реверсе (т.е. увеличивается кинематический мёртвый ход).

Кинематические параметры шарикоподшипников определяются их конструкцией. Зависимость, связывающую между собой частоты вращения сепаратора f_c и кольца подшипника f_k , можно записать в виде:

$$f_c = 0,5 f_k \left(1 - \frac{D_w (1 - g / 2h)}{2(R_1 + R_2)} \right), \quad (1)$$

где D_w – диаметр шарика; $h = r_1 + r_2 - D_w$ – конструктивный параметр; r_1 и r_2 – радиусы профиля дорожки качения колец подшипника; R_1 и R_2 – радиусы дорожки качения колец подшипника; g – радиальный зазор в подшипнике.

После определения реальных частот (вибрационным или электрофлуктуационным методами), алгоритм последующих действий следующий. Во-первых, зная допустимый уровень вибрации, можно найти предполагаемую вибрацию для разрабатываемой конструкции редуктора еще на стадии проектирования и внести коррективы к требованиям, предъявляемым к подшипникам (провести обоснованный выбор группы радиального зазора, уточнить величину или интервал осевого перемещения вала в подшипниках для регулировки зазоров и т.п.). Во-вторых, имея готовый механизм (например, редуктор), можно измерить осевое перемещение вала в подшипниках, определить соответствующий радиальный зазор в опорах, сравнить уровни предполагаемой и допустимой вибраций и в случае необходимости изменить величину осевого перемещения вала на соответствующую величину.

Поставленные задачи можно решить, если установить обоснованную и достоверную связь между радиальным g и осевым $2S$ зазорами в подшипниках. В результате измерения этот зазор может быть определён при определённой контрольной нагрузке. Авторами предложена формула для определения зависимости между радиальным g и осевым $2S$

зазором, учитывающая конструктивные особенности радиальных однорядных шарикоподшипников:

$$2S = \sqrt{0,5(r_1 - 0,5D_w)g_r} + \sqrt{0,5(r_2 - 0,5D_w)g_r} . \quad (2)$$

Эта формула дает аналитически верную зависимость зазоров в подшипниках, однако ее практическое применение для инженерных расчетов несколько затруднено из-за трудностей с определением радиусов профилей дорожек качения r_1 и r_2 колец подшипников (т.к. в справочной литературе эти параметры встречаются крайне редко). Необходимо подчеркнуть, что предложенная формула (2) выведена для однорядных шарикоподшипников.

В некоторых работах [1,2] указанная зависимость между зазорами имеет несколько упрощенные формы записи:

$$2S = \sqrt{(2r - D_w)g} , \quad (3)$$

$$2S = \sqrt{hg} , \quad (4)$$

$$2S = 0,2\sqrt{D_w g} . \quad (5)$$

В приборостроении на сборочных чертежах подшипниковых узлов обычно указывается требование к осевому перемещению валов (имеется в виду двухстороннее перемещение, обозначаемое термином «осевая игра» – $2S$) в пределах (0,03... 0,05) мм [3]. В других работах фигурирует больший интервал (0,02...0,1) мм [2].

Предложенный авторами метод расчета информационных частот шарикоподшипниковых узлов может быть использован как для проектных расчетов, так и в качестве инженерной методики для регулировки эксплуатационных характеристик подшипниковых узлов в собранных механизмах. Установлена обоснованная зависимость между зазорами в шарикоподшипниках, которая позволяет более достоверно: 1) решать задачу прогнозирования вибрации подшипников, как на стадии проектирования, так и путем регулировки осевого перемещения валов в реальных редукторах; 2) выбрать группу радиальных зазоров для шарикоподшипников в соответствии с требованиями к осевому перемещению валов.

Предложенная методика прогнозирования вибрационных параметров шарикоподшипниковых узлов в зависимости от регулировки зазоров при сборке предназначена для более комплексного, системного подхода к проектированию, что является особо важным на современном этапе развития науки в связи с появлением и широким распространением в технике мехатронных устройств и систем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Детали и механизмы приборов: Справочник / В.Н.Уваров, В.А.Бойко, В.Б.Подаревский, Л.И.Власенко. 2-е изд., перераб. и доп. - Киев: Техника, 1987. – 343с.
2. Шалобаев Е.В. Прогнозирование вибрационных характеристик шарикоподшипников в редукторах // Диагностика на машины и съоръжения и безразрушительни методи за контрол на материалите. - Варна: БАН, 1990. - С.336-339.
3. Шалобаев Е.В., Монахов Ю.С., Янгузов Г.И. Методика определения вибрационных характеристик приборов для учета их воздействия на надежность системы и безопасность оператора // Труды IV Международной конференции: Приборостроение в экологии и безопасности человека” / Под редакцией Р.И.Сольничева– СПб.: СПбГУ ИТМО, 2004.–С.121-124.