

# ВИБРОДИАГНОСТИКА СУХОГО ТРЕНИЯ В КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ ПРИ КИНЕМАТИЧЕСКОМ ВОЗБУЖДЕНИИ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

© 2010 Б.В.Лушников

Курский государственный технический университет

Поступила в редакцию 23.03.2010

Рассмотрен метод вибродиагностики динамической системы с сухим трением при кинематическом воздействии на неё через основание. Метод основан на определении критической частоты разблокировки фрикционной связи и её зависимости от величины сухого трения, обладает инвариантностью к вязкому сопротивлению и обеспечивает возможность безразборной идентификации силы сухого трения в объекте с недоступным извне расположением колебательной системы или при миниатюрных её габаритах.

Ключевые слова: *сухое трение, вибродиагностика, колебательная система*

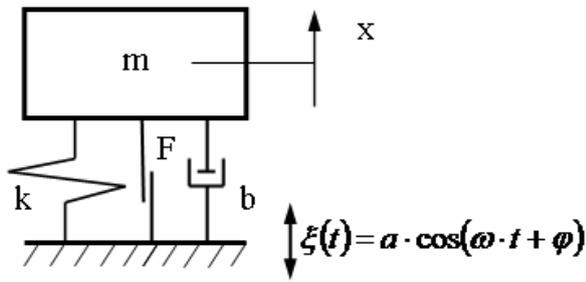
Количественные значения параметров демпфирования механических систем с упруго-диссипативными элементами являются важными информативными признаками их технического состояния. Перспективность такого подхода обусловлена непосредственной однозначной связью между нарушениями функционирования объекта и величиной диссипативных потерь в его колебательной системе, а также физичностью и оперативностью диагностирования. Количественная идентификация диссипативных параметров колебательных систем необходима и при построении их математических моделей. Для упругих систем, которые при эксплуатации функционируют в околорезонансных режимах или непосредственно подвергаются резонансным колебаниям, изучение их демпфирующих свойств приобретает исключительно важное значение. Таким образом, разработка обоснованных методов определения диссипативных характеристик реальных упругих механических систем является актуальной задачей.

В технике существует целый класс механических систем с контактирующими и трущимися элементами, в которых действующие силы сухого трения существенно влияют на динамические процессы и обладают полезной и объективной информативностью их технического состояния. Поэтому действующие силы сухого трения могут быть использованы в качестве диагностических признаков для оценки

технического состояния такого класса объектов, в том числе на дихотомическом уровне («годен» - «негоден»). Большинство известных методов идентификации диссипативных параметров сухого трения реализуется при свободных затухающих колебаниях или при вынужденных колебаниях с силовым гармоническим возбуждением [1-4]. Однако в ряде случаев конструктивные особенности объектов вибродиагностирования не позволяют непосредственное воздействие на колебательную систему вынуждающей силой или не допускают установку на неё измерительных датчиков. Такие случаи возникают, например, при недоступном извне расположении колебательной системы, неразборных конструкциях диагностируемых устройств, миниатюрных габаритах объектов. Примерами рассматриваемых систем могут служить приборы гидро-, пневмоаппаратуры, сервомеханизмы, клапаны, золотники, распределители, газовые редукторы давления, регуляторы, стрелочные индикаторы с сухим трением на оси и другие устройства [5-8]. Выходом из такой ситуации может служить использование для вибродиагностики кинематического возбуждения вынужденных колебаний диагностируемого объекта и проявление нелинейных особенностей силами сухого трения.

Рассмотрим особенности вынужденных колебаний упругой системы (рис. 1) с действующими силами сухого и вязкого трения при кинематическом возбуждении через основание по гармоническому закону  $\xi(t) = a \cos(\omega t + \varphi)$ , где  $a$ ,  $\omega$ ,  $\varphi$  – соответственно амплитуда, частота и фаза гармонического смещения основания.

*Лушников Борис Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры теоретической механики и мехатроники. E-mail: boris@mail.kursknet.ru*



**Рис. 1.** Расчётная динамическая схема вынужденных колебаний объекта при кинематическом воздействии

В абсолютных координатах колебания рассматриваемой системы описываются следующим нелинейным дифференциальным уравнением:

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot (x - \xi) + b \cdot (\dot{x} - \dot{\xi}) + F \cdot \text{sign}(\dot{x} - \dot{\xi}) = 0, \quad (1)$$

где  $m$  – приведенная масса колебательной системы;  $k$  – коэффициент жесткости упругих элементов;  $b$  – коэффициент вязкого сопротивления;  $F$  – сила сухого кулонова трения.

Уравнение (1) с учётом  $\dot{\xi}(t) = -a \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi)$  можно преобразовать к виду:

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x + b \cdot \dot{x} + F \cdot \text{sign}(\dot{x} - \dot{\xi}) = k \cdot a \cdot \cos(\omega t + \varphi) - b \cdot a \cdot \omega \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (2)$$

Однако более удобный для анализа вид имеет уравнение колебаний в относительных координатах. Введём новую координату ( $u = x - \xi$ ) – относительное смещение массы  $m$  относительно вибрирующего основания. Тогда уравнение (2) с учётом равенств

$$x = u + \xi; \quad \dot{x} = \dot{u} + \dot{\xi}; \quad \ddot{x} = \ddot{u} + \ddot{\xi} \quad (3)$$

преобразуется к виду

$$m \cdot \ddot{u} + b \cdot \dot{u} + k \cdot u + F \cdot \text{sign}(\dot{u}) = m \cdot a \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t + \varphi) \quad (4)$$

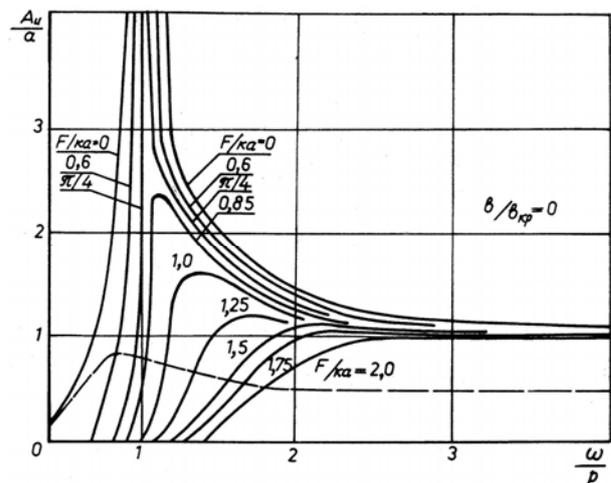
Из анализа полученного уравнения колебаний системы при кинематическом гармоническом возбуждении в относительных координатах следует, что оно аналогично уравнению колебаний при силовом гармоническом воздействии [1-3] с тем лишь отличием, что амплитудное значение вынуждающей силы  $P_0 = m \cdot a \cdot \omega^2$  зависит от квадрата частоты вибро-

возбуждения, то есть не является константой при варьировании частоты. В этой связи уравнение (4) можно также рассматривать в абсолютных координатах как уравнение колебаний рассматриваемой системы при дебалансном инерционном вибровозбуждении.

Для установления количественной взаимосвязи между характеристиками и параметрами колебательных процессов при кинематическом и силовом возбуждении введём следующие безразмерные координаты и параметры (где  $A_u$  – амплитудное значение относительного вибро смещения  $u = u(t)$ ):  $A_u/a$  – безразмерная относительная амплитуда смещения при кинематическом возбуждении;  $F/ka$  – безразмерная сила сухого трения при кинематическом возбуждении. Безразмерные параметры, характеризующие величину сухого трения при кинематическом  $F/ka$  и силовом  $F/P_0$  возбуждении, связаны следующим соотношением:

$$\frac{F}{k \cdot a} = \left( \frac{\omega}{p} \right)^2 \cdot \frac{F}{P_0} \quad (5)$$

На рис. 2 представлено семейство АЧХ системы с сухим кулоновым трением при кинематическом возбуждении при различных значениях относительной силы сухого трения  $F/ka = 0; 0,6; \pi/4; 0,85; 1,0; 1,5; 2,0$  и вязком сопротивлении  $b/b_{кр} = 0$ .



**Рис 2.** АЧХ системы с сухим кулоновым трением при кинематическом воздействии

Среди специфических особенностей колебаний рассматриваемой системы при кинематическом возбуждении наиболее заметным является существование критических частот раскрытия и блокировки фрикционной связи [9]. В зависимости от значения относительной

силы сухого трения  $F/ka$  раскрытие фрикционной связи по мере увеличения частоты кинематического вибровозбуждения происходит при определённых частотах, названных критическими:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{F}{m \cdot a}} \quad (6)$$

На графике АЧХ (рис. 2) это свойство иллюстрируется тем, что левые ветви амплитудных кривых пересекают линию нулей при частотах, являющихся критическими в соответствии с (6). Указанная особенность объясняется тем, что момент разблокировки фрикционной связи наступает тогда, когда по мере увеличения интенсивности кинематического вибровозбуждения за счёт увеличения частоты  $\omega$  амплитудное значение переносной силы инерции (аналога вынуждающей силы  $P_0 = m \cdot a \cdot \omega^2$ ) станет равной предельному значению силы сухого кулонова трения  $F$

$$m \cdot a \cdot \omega_{кр}^2 = F \quad (7)$$

Аналогичный процесс наблюдается и при постепенном уменьшении частоты вибровозбуждения, когда происходит блокировка фрикционной связи. В реальных объектах в силу неидеальности кулоновой характеристики сухого трения и превышения силы сухого трения покоя над силой трения скольжения будет наблюдаться некоторое различие в значениях критических частот раскрытия  $\omega_{кр}^P$  и блокировки  $\omega_{кр}^B$  фрикционной связи.

Так как сила вязкого сопротивления не влияет на условие (7) разблокировки фрикционной связи, то можно утверждать, что рассматриваемый метод определения силы сухого трения инвариантен к другим видам диссипации, например, вязкому сопротивлению или внутреннему трению в материале упругих элементов, возможно действующих в системе. Существование критических частот раскрытия и блокировки фрикционной связи при кинематическом возбуждении вынужденных колебаний и их зависимость от величины силы сухого кулонова трения позволяет построить метод [10] идентификации силы сухого трения  $F$  в соответствии с выражением:

$$F = m \cdot a \cdot \omega_{кр}^2, \quad (8)$$

где  $m$  – масса колебательной системы;  $a$  – амплитуда кинематического гармонического

воздействия;  $\omega_{кр}$  – критическая частота кинематического воздействия, соответствующая моменту разблокировки фрикционной связи.

В соответствии с предложенным методом для идентификации силы сухого трения необходимо при заблокированной фрикционной связи колебательной системы плавно увеличивать частоту гармонических колебаний условно неподвижной части системы (основания, корпуса) до момента разблокировки, который определяют по возникновению вибро смещений условно подвижной части системы относительно условно неподвижной, фиксируют критическую частоту  $\omega_{кр}$  вибровоздействия, соответствующую моменту разблокировки фрикционной связи, и рассчитывают величину силы сухого трения по формуле (8).

**Выводы:** рассмотрен метод вибродиагностики сухого трения в колебательной системе при кинематическом возбуждении вынужденных колебаний, обеспечивающий возможность безразборной идентификации силы сухого трения в объекте с недоступным извне расположением колебательной системы или при её миниатюрных габаритах. Достоинствами разработанного метода являются: 100% точность решающего алгоритма, инвариантность к вязкому сопротивлению, возможность целенаправленного повышения чувствительности процедуры идентификации.

*Работа выполнена в рамках реализации Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы по проблеме «Исследование закономерностей движения и идентификация динамических параметров механических систем с сухим кулоновым трением» (гос. регистр. № П2243, шифр НК 422П).*

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
2. Ден-Гартог, Дж.П. Механические колебания / Дж.П. Ден-Гартог. – М.: Физматиз, 1960. – 580 с.
3. Геккер, Ф.Р. Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения / Ф.Р. Геккер. – М.: Машиностроение, 1983. – 167 с.
4. Писаренко, Т.С. Методы определения характеристик демпфирования колебаний упругих систем / Т.С. Писаренко, В.В. Матвеев, А.П. Яковлев. – Киев: Наукова думка, 1976. – 86 с.
5. Ермилов, В.А. Газовые редукторы / В.А. Ермилов, Ю.В. Нестеренко и др. – Л.: Машиностроение, 1981. – 176 с.

6. *Зельченко, В.Я.* Расчёт и проектирование автоматических систем с нелинейными динамическими звеньями / *В.Я. Зельченко, С.Н. Шаров.* – Л.: Машиностроение, 1986. – 174 с.
7. *Петров, В.В.* Нелинейные сервомеханизмы / *В.В. Петров, А.А. Гордеев.* – М.: Машиностроение, 1979. – 471 с.
8. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / *Е.В. Герц* – М.: Машиностроение, 1981. – 220 с.
9. *Цыфанский, С.Л.* Нелинейная вибродиагностика машин и механизмов / *С.Л. Цыфанский, В.И. Бересневич, Б.В. Лушников.* – Рига: изд-во Рижского техн. ун-та, 2008. – 366 с.
10. А.с. 1613934, МКИ G 01 N №19/02. Способ определения силы сухого трения в колебательной системе с параллельным соединением элементов и фрикционной связью / *Цыфанский С.Л., Лушников Б.В. и Магоне М.А.* Рижский политехнический институт. №4487183/25-28; заявлено 26.09.88; опубликовано 15.12.90. Бюл. №46.

## **VIBRODIAGNOSTICS OF DRY FRICTION IN OSCILLATORY SYSTEM AT KINEMATIC EXCITATION OF FORCED VIBRATIONS**

© 2010 B.V. Lushnikov

Kursk State Technical University

The method of vibrodiagnostics the dynamic system with dry friction at kinematic impact on it through the base part is considered . The method is based on definition a critical frequency of unblocking the frictional link and its dependence on magnitude of dry friction, possesses invariancy to viscous resistance and ensures the opportunity of in-place identifications of dry friction force in the object with inaccessible from the outside location of vibratory system or at its extrasmall dimensions.

Key words: *dry friction, vibrodiagnostics, vibratory system*