

## МЕТОДЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ СУХОГО ТРЕНИЯ В УПРУГО-ФРИКЦИОННЫХ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

© 2009 Б.В. Лушников

Курский государственный технический университет

Поступила в редакцию 21.11.2009

Рассмотрены особенности вынужденных колебаний упруго-фрикционных систем, на основании которых предложены эффективные методы вибрационной диагностики сухого трения, обладающие полезной и объективной информативностью их технического состояния.

Ключевые слова: *вибродиагностика, сухое трение, упруго-фрикционная система*

К упруго-фрикционным относится широкий класс весьма специфических систем, описываемых вырожденными дифференциальными уравнениями нечетного порядка при наличии сухого трения, например, механические устройства с конструкционным сухим трением в соединениях и с элементами трения с предварительным смещением [1-4], колебательные устройства (например, лопатка турбины) с демпферами сухого трения [5], механизмы с промежуточными фрикционными связями [6, 7]. Действующие в этих системах силы сухого трения, с одной стороны, существенно влияют на динамические процессы, а с другой – обладают полезной и объективной информативностью технического состояния объекта и поэтому могут быть использованы в качестве диагностического признака. Для построения процедуры идентификации сил сухого трения рассмотрим особенности динамического поведения данного вида систем при вынужденных колебаниях под действием гармонической силы. Расчетная динамическая схема простейшей упруго-фрикционной системы (так называемой системы с 1,5 степенями свободы) представлена на рис.1.

Вынужденные колебания упруго-фрикционной системы (рис. 1) под действием гармонической вынуждающей силы  $P(t) = P_0 \cos(\omega t + \varphi)$  описываются следующей системой вырожденных нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + k_2(x - q) + b\dot{x} = P_0 \cos(\omega t + \varphi) \\ k_1q + F \operatorname{sign} \dot{q} + k_2(q - x) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

где координаты и коэффициенты соответствуют обозначениям на рис.1.

Исследование особенностей колебаний рассматриваемой системы осуществлялось путем численного математического моделирования системы (1) в среде Simulink/MatLab. Блок-схема Simulink-модели представлена на рис. 2, а подсистема моделирования силы сухого трения – на рис. 3. Сложность представления силы сухого трения при моделировании вызвана возможностью блокировки фрикционной связи, при которой сила сухого трения покоя противоположна по направлению и равна по величине сумме внешних активных сил, а также возможным превышением предельной силы трения покоя (при страгивании) над силой трения движения.

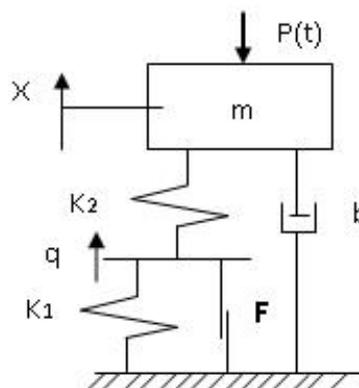


Рис. 1. Расчетная динамическая схема упруго-фрикционной системы с 1,5 степенями свободы

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

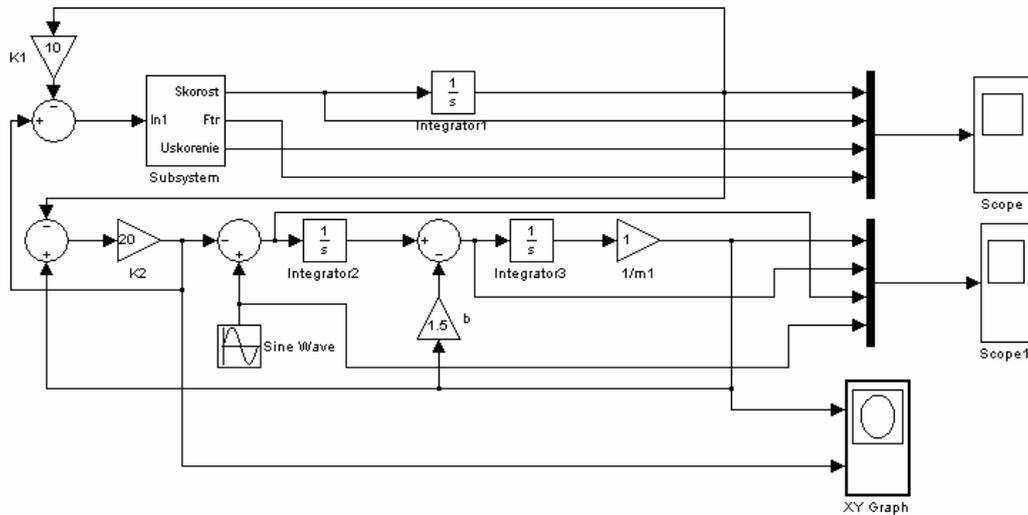


Рис. 2. Блок-схема математического моделирования упруго-фрикционной системы в среде Simulink/MatLab

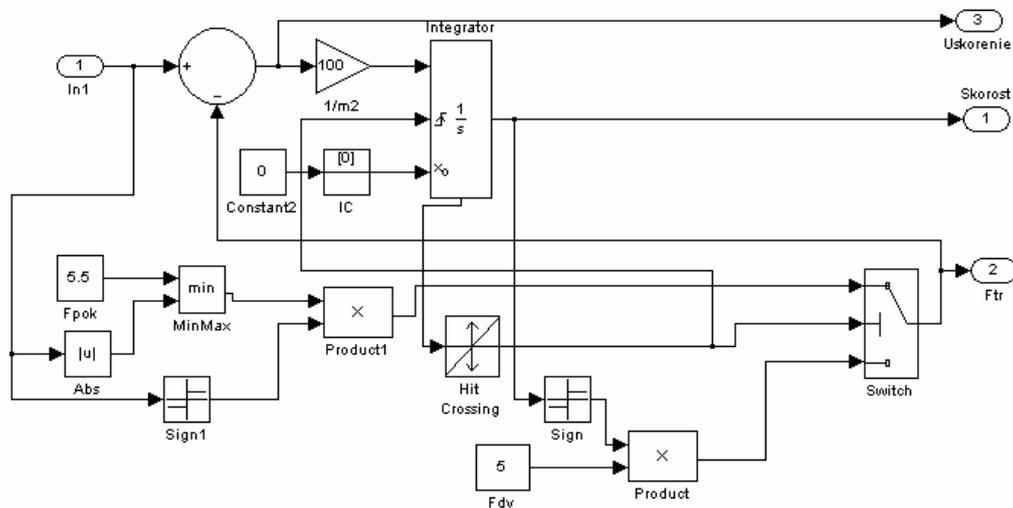


Рис. 3. Подсистема моделирования силы сухого трения в среде Simulink/MatLab

Математическое моделирование рассматриваемой системы подтвердило проявление основных особенностей колебаний:

- наличие непрерывного интервала резонансных частот  $\Omega_1 \dots \Omega_2$ ,

$$\text{где } \Omega_1 = \sqrt{\frac{k_1 k_2}{(k_1 + k_2)m}}; \Omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m}};$$

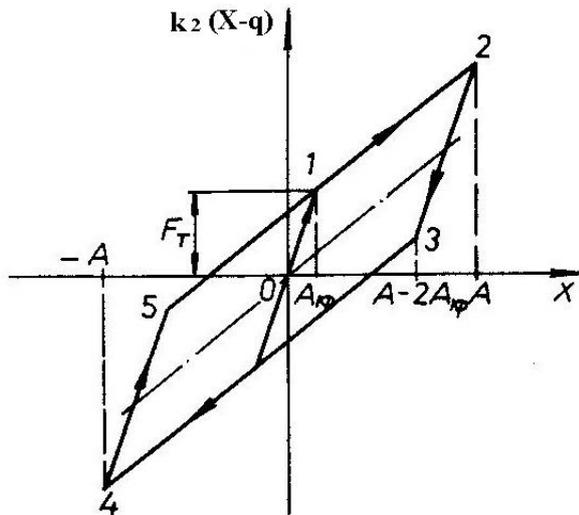
- смещение резонансных частот в область больших значений при увеличении силы сухого трения;
- специфика формы петли гистерезиса (рис. 4);
- изменчивость структуры колебательной системы;
- существование бифуркационных точек на АЧХ и соответствующих им критических

амплитуд раскрытия и блокировки фрикционной связи.

Изменение структуры системы, происходящее при раскрытии или блокировке элемента сухого трения, будет иметь место в тот момент, когда амплитудное значение упругой силы в первой ступени  $k_2(x-q)_{max}$  станет равной предельной силе сухого трения покоя  $F_{pok}$  во второй ступени, т.е. при некоторой критической амплитуде вибро-смещения:

$$k_2 A_{kp} = F_{pok}; \quad (2)$$

где  $A_{kp}$  – критическая амплитуда вибро-смещения массы  $m$ , соответствующая моменту разблокировки (или блокировки) фрикционной связи.



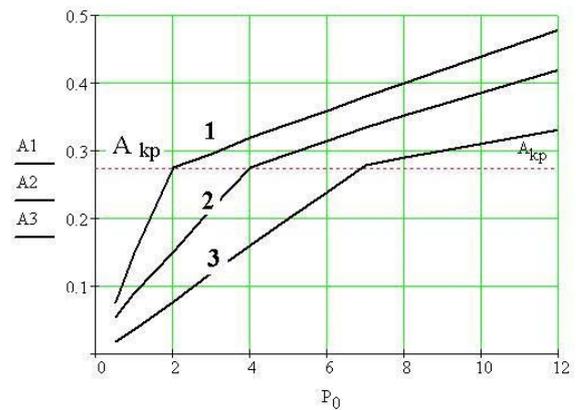
**Рис. 4.** Силовая диаграмма (петля гистерезиса) упруго-фрикционной системы без учета вязкого сопротивления

Выполнение условия (2) позволяет построить на этой основе процедуру идентификации силы сухого трения в упруго-фрикционной системе [8], которая будет заключаться в определении критической амплитуды колебаний  $A_{кр}$ , измерении коэффициента жесткости  $k_2$  первой ступени и расчета действующей силы сухого трения  $F$  по формуле (2).

Определить значение  $A_{кр}$ , соответствующее моменту разблокировки фрикционной связи, можно следующим образом. Если при заблокированной фрикционной связи плавно увеличивать амплитуду вынуждающей силы  $P_0$  и устанавливать зависимость амплитуды колебаний  $A$  от  $P_0$ :  $A=f(P_0)$ , (например, графически), то при достижении критической амплитуды  $A_{кр}$  и раскрытии фрикционной связи на графике данной зависимости появится излом (см. рис.5). Появление излома связано с изменением структуры колебательной системы и началом рассеяния энергии силами сухого трения.

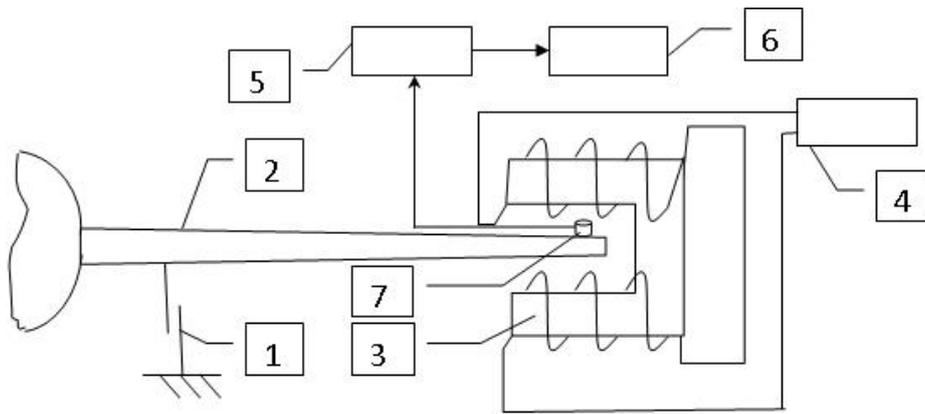
Наиболее контрастным изменение углов наклона участков на графиках зависимостей  $A=f(P_0)$  будет при возбуждении колебаний на резонансной частоте  $\Omega_2$ , соответствующей заблокированной фрикционной связи (кривая 1 на рис. 5). В этом случае срыв резонансных колебаний, происходящий

при разблокировке фрикционной связи, будет наиболее резким, а соответствующая ему критическая амплитуда будет определена по излому графика с наибольшей чувствительностью и точностью. При возбуждении колебаний вне резонансной частоты переход от колебаний при заблокированной фрикционной связи к колебаниям при скользящем фрикционном контакте будет более плавным и менее контрастным (кривые 2 и 3 на рис. 5), что отрицательно скажется на точности и чувствительности определения критической амплитуды колебаний  $A_{кр}$ .



**Рис. 5.** Зависимость амплитуды колебаний от амплитудного значения гармонической вынуждающей силы (1 – на резонансной частоте  $\omega=\Omega_2$ , 2 и 3 – вне резонансной частоты  $\omega>\Omega_2$  и  $\omega<\Omega_2$  соответственно)

Аналогичный подход использован при вибрационной диагностике силы сухого трения в демпфере лопатки турбины [9], т.к. данная система также относится к упруго-фрикционным. На рис. 6 представлена схема устройства для определения силы сухого трения в демпфере 1 лопатки 2 турбины, которое также включает электромагнитный возбудитель колебаний 3 и управляющий силовой генератор 4. Для регистрации амплитуды колебаний на свободном конце лопатки 2 установлен датчик 7, соединенный с вибропреобразовательным устройством 5 и измерительным устройством 6.

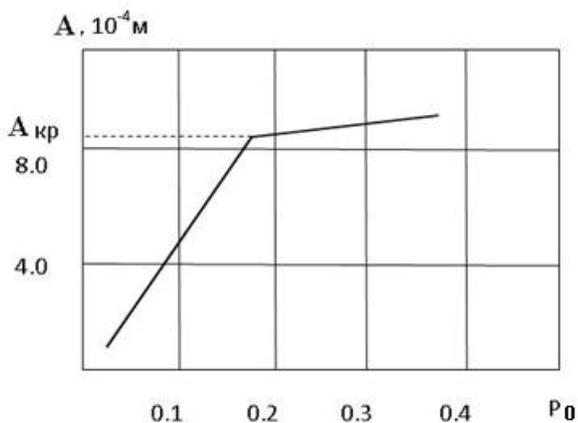


**Рис. 6.** Схема устройства для определения силы сухого трения в демпфере лопатки турбины

Диагностическую процедуру реализуют следующим образом. В предварительно заблокированной демпфером 1 лопатке 2 возбуждают резонансные колебания первой изгибной формы, воздействуя на неё гармонической силой, постепенно увеличивающейся по величине. Увеличение амплитудного значения  $P_0$  вынуждающей силы производят до момента разблокировки демпфера 1, который определяют, например, по излому графика зависимости  $A=f(P_0)$  (рис. 7), а полученную при этом амплитуду колебаний конца лопатки  $A_{кр}$  используют для определения действующей силы сухого трения:

$$F = k_{э\text{кв}} A_{кр};$$

где  $k_{э\text{кв}}$  – коэффициент эквивалентной изгибной жесткости на свободном конце лопатки при заблокированном демпфере.



**Рис. 7.** График зависимости амплитуды  $A$  колебаний первой изгибной формы свободного конца лопатки от амплитудного значения вынуждающей гармонической силы  $P_0$

Анализ рассмотренного метода вибрационной диагностики позволяет сформулировать его достоинства:

- возможность идентификации силы сухого трения в упруго-фрикционных системах с высокой степенью точности и чувствительности;
- возможность использования маломощных возбудителей колебаний за счет возбуждения колебаний на резонансной частоте;
- малое количество измеряемых параметров, простота аппаратной реализации.

К недостаткам метода следует отнести необходимость построения графика зависимости  $A=f(P_0)$  для определения критической амплитуды колебаний, а также то, что данным методом определяется предельная сила трения покоя (страгивания), а не сила трения движения.

**Выводы:**

1. Разработана Simulink-модель компьютерного моделирования вынужденных колебаний упруго-фрикционных систем.
2. Рассмотрен метод идентификации силы сухого трения в упруго-фрикционных динамических системах, отмечены его достоинства и области применения.
3. Представлен пример реализации вибрационной диагностики силы сухого трения в демпфере лопатки турбины.

Работа выполнена при поддержке гранта КурскГТУ 1.77.09П/12.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:**

1. Пановко, Я.Г. Приближенное исследование вынужденных колебаний упругих систем с конструкционным демпфированием / Я.Г. Пановко, Г.И. Страхов // Вопросы динамики и прочности. – Рига: Зинатне, 1963. – Вып.8. – С. 46-52.

2. Прусис, И.Г. Вынужденные колебания упруго-фрикционных систем / И.Г. Прусис, Г.И. Страхов // Вопросы динамики и прочности. – Рига: Зинатне, 1965. – Вып. 10. – С. 31-38.
3. Хвингия, Г.В. Конструкционное демпфирование в узлах вибрационных машин. / Г.В. Хвингия и др. – Тбилиси: ГПИ, 1973. – 140 с.
4. Beards, C.F. The damping of structural vibration by controlled interfacial slip in joints/ C.F. Beards // Transaction of ASME: Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design. – 1983. – Vol. 105. – P. 369-373.
5. Зайдельман, Р.Л. Повышение надежности турбинных лопаток демпфированием колебаний. – М.: Машиностроение, 1967. – 112 с.
6. Шорр, Б.Ф. Вынужденные колебания механических систем с демпфирующими элементами сухого и вязкого трения при переходе через резонанс / Б.Ф. Шорр, Г.В. Мельникова // Рассеяние энергии при колебаниях механических систем. – Киев: Наукова думка, 1982. – 289 с.
7. Вульфсон, М.Н. Особенности нелинейных колебаний звеньев с промежуточной фрикционной связью // Вибротехника. – Вильнюс: Минтис, 1972. – Вып. 20. – С. 92-99.
8. А.с. 1677588, МКИ G 01 N 3/56. Способ определения силы сухого трения в упруго-фрикционной колебательной системе / С.Л. Цыфанский, Б.В. Лушников, А.Б. Окс, М.А. Магоне. Рижский политехнический институт; №4487335/28; заявлено 26.09.88; опубликовано 15.09.91. Бюл. №34.
9. А.с. 1460650, МКИ G 01 M15/00. Способ определения силы сухого трения в демпфере лопатки турбины / С.Л. Цыфанский, А.Б. Окс, Б.В. Лушников, М.А. Магоне. Рижский политехнический институт; №4282739/25-06; заявлено 13.07.87; опубликовано 23.02.89. Бюл. №7.

## VIBRODIAGNOSTICAL METHODS OF DRY FRICTION IN ELASTIC-FRICTIONAL OSCILLATORY SYSTEMS

© 2009 B.V. Lushnikov

Kursk state technical university

Features of the forced oscillations of elastic-frictional systems on the basis of which effective methods of vibrating diagnostics of the dry friction are offered, possessing useful and objective information of their technical condition are considered.

Key words: *vibrodiagnostics, dry friction, elastic-frictional system*