

文章编号 :1001-2486(2000)06-0101-04

## 非线性转子系统碰摩现象的动力学仿真\*

胡萑庆, 陈敏, 刘耀宗, 杨光, 温熙森

(国防科技大学机电工程与自动化学院, 湖南长沙 410073)

**摘要** 针对一类非线性转子系统,建立了碰摩模型。在此基础上,通过模型的动力学仿真分析,研究了非线性碰摩转子系统的同频、倍频、分频、拟周期和混沌振动及其出现特点。其中揭示的振动特征对转子系统的状态识别与诊断具有一定的意义。

**关键词** 非线性转子;碰摩现象;特征提取;故障诊断

中图分类号:TH113 文献标识码:A

## Numerical Analysis of Rub-impact Phenomena of Nonlinear Rotor Systems

HU Niao-qing, CHEN Min, LIU Yao-zong, YANG Guang, WEN Xi-sen

(College of Mechatronics Engineering and Automation, National Univ. of Defense Technology, Changsha 410073, China)

**Abstract** A rub-impact model of nonlinear rotor system is built. Based on the model and using numerical calculation, the responses of nonlinear rub-impact rotor systems, such as period-one motions, sub-harmonic and super-harmonic vibrations, quasi-periodic motions and chaotic motions are investigated. Nonlinear vibration characteristics of a rub-impact rotor revealed in this paper are of great significance to the condition monitoring and diagnostics of the rotor system.

**Key words** nonlinear rotors; rub-impact phenomena; feature extraction; fault diagnosis

近年来,随着现代数学和物理学的发展,人们发现,非线性系统中除了倍频、分频及概周期运动外,还存在着混沌运动与分岔现象。研究带有种种故障的转子系统的混沌运动及分岔现象,找出其中的规律性,从而应用于故障诊断,是提高诊断准确性的重要手段之一<sup>[1,4,7]</sup>。

转子运转时不可避免要发生振动,其振动只要不超过一定的程度是完全允许的。但当机组出现一些不正常的振动或振动过大时,就成了运行时的故障,必须及时排除才能保证机组的安全运行。引起机组不正常振动或振动过大的原因很多,其中一个主要原因之一就是动静部分摩擦。动静件间的碰摩是一类常见的旋转机械故障,通常表现为其它故障的间接结果。由于碰摩会引起转子系统一系列不良后果,有关碰摩的研究引起国内外严重关注<sup>[1,6,11]</sup>。

本文在文献[9,10,11]基础上,通过数值分析,研究一类非线性碰摩转子系统的同频、倍频、分频、拟周期和混沌振动及其出现特点。

## 1 碰摩转子系统动力学简化分析

考虑在转盘处发生碰摩的情况,如图1所示<sup>[4,7,10]</sup>。设在静止时转子与定子之间的间隙为 $\delta$ ,则碰摩时的正向碰撞力 $F_N$ 与切向摩擦力 $F_T$ 可以表示为

$$F_N = \begin{cases} 0, & (r < \delta) \\ (r - \delta)K_c, & (r \geq \delta); F_T = fF_N \end{cases} \quad (1)$$

式中 $f$ 为转子与定子间的摩擦系数, $K_c$ 为定子的径向刚度, $r = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}$ 为转子的径向位移,式中 $(x_0, y_0)$ 为定子的初始偏心。 $x, y$ 方向的分力 $F_x, F_y$ 分别为

\* 收稿日期:2000-09-01  
基金项目:国家自然科学基金资助项目(59775025)  
作者简介:胡萑庆(1967-)男,副教授,博士。

$$\begin{cases} \begin{cases} \frac{F_x}{F_y} = -\frac{r-\delta}{r}k_c \begin{bmatrix} 1 & -f \\ f & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} & (r > \delta) \\ F_x = F_y = 0 & (r < \delta) \end{cases} \end{cases} \quad (2)$$

对于具有弹性支承、非线性的刚度转轴、可能发生动静件碰摩的转子系统<sup>[2,5,8]</sup>,可建立如下的振动模型:

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + c\dot{x} + kx + k_s[x^2 + y^2]x &= M\omega^2 \cos\omega t + F_x \\ M\ddot{y} + c\dot{y} + ky + k_s[x^2 + y^2]y &= M\omega^2 \sin\omega t + F_y - Mg \end{aligned} \quad (3)$$

式中  $M$  为转子质量, kg;  $c$  为轴阻尼,  $\text{Ns m}^{-1}$ ;  $k$  为轴刚度,  $\text{Nm}^{-1}$ ;  $k_s$  为轴刚度非线性项系数,  $\text{Ns m}^{-1}$ ;  $e$  为偏心量, m;  $\omega$  为转子角速度,  $\text{rads}^{-1}$ ;  $x, y$  为转子中心相对初始位置的位移, m。

引入参数  $\tau = \omega t$ ,  $s = \omega/\omega_c$ ,  $\omega_c = \sqrt{k/M}$  并写成一阶微分方程的形式, 则式(3)为

$$\begin{cases} \dot{x} = x_v \\ \dot{x}_v = \frac{F_x}{M\omega^2} - \frac{cx_v}{M\omega} - \frac{kx}{M\omega^2} - \frac{k_s(x^2 + y^2)x}{M\omega^2} + e\cos\tau \\ \dot{y} = \frac{F_y}{M\omega^2} - \frac{cy_v}{M\omega} - \frac{ky}{M\omega^2} - \frac{k_s(x^2 + y^2)y}{M\omega^2} + e\sin\tau - \frac{g}{\omega^2} \end{cases} \quad (4)$$

下面将针对方程(4)进行数值积分。

## 2 数值分析结果与讨论

用标准四阶 Runge-Kutta 算法对式(4)进行数值积分, 可求得系统的振动响应。在计算函数中, 对碰摩力  $F_x, F_y$  的表达, 采用了函数形式  $f(x) = 1/2[\text{sign}(\text{abs}(x)) + \text{sign}(x)]$  对式(2)进行一致表示。

在分析时, 采用三种参数<sup>[4,8,10]</sup>, 所得结果基本一致。其中一组为:  $M = 20\text{kg}$ ,  $k = 6 \times 10^6 \text{ Nm}^{-1}$ ,  $c = 1.2 \times 10^3 \text{ Nsm}^{-1}$ ,  $k_c = 4 \times 10^7 \text{ Nm}^{-1}$ ,  $k_s = 6 \times 10^{11} \text{ Nm}^{-1}$ ,  $f = 0.06$ ,  $\delta = 1 \times 10^{-3} \text{ m}$ 。改变偏心量  $e$  和转速比  $s$  的大小, 获得了一系列的系统响应结果(如图2)。为获得稳态响应, 所有结果均舍弃了前300转后求得。

由图2可知, 系统响应运动形式为周期1、拟周期(包括周期2)、次谐波与超谐波、混沌等几种。

(1) 周期1振动: 在各种偏心量的情况下, 在转速比  $s$  小于1或  $s$  在3.5附近, 或  $s$  大于7后, 系统响应表现为周期1振动。随着转速的增加, 出现周期1的转速比区间越来越小, 且往转速比高的方向移动。

(2) 拟周期振动: 在偏心量较小的情况下, 系统响应的非周期运动主要表现为拟周期运动。

(3) 次谐波振动: 从图2可看出, 一般出现较多的是  $1/2X, 1/3X, 1/4X, 1/5X$  等。偏心量较小时, 在  $s = 1.1$  附近出现  $1/2X$  振动, 在  $s = 4.0$  附近出现  $1/3X$  振动, 在  $s = 6.8$  出现  $1/5X$  振动。进一步分析表明, 分频与倍频相伴出现, 且相应的倍频幅值往往大于分频幅值。

(4) 混沌振动: 当偏心量较大且转速很高时, 才会出现混沌振动。偏心量较小时, 非周期运动大多表现为拟周期运动。由于分叉图只能反映周期解的变化情况, 故不能区分出拟周期解和混沌响应。为此必需对复杂运动形式进行进一步的分析, 图3、4分别为一典型拟周期运动、混沌运动结果。

## 3 结论

在文献[8,9,10,11]基础上, 通过对非线性碰摩转子的数值分析, 可以得出如下结论:

(1) 当不平衡量足够大且转速很高时, 碰摩转子系统才会出现混沌运动; 不平衡量不大时, 碰摩转

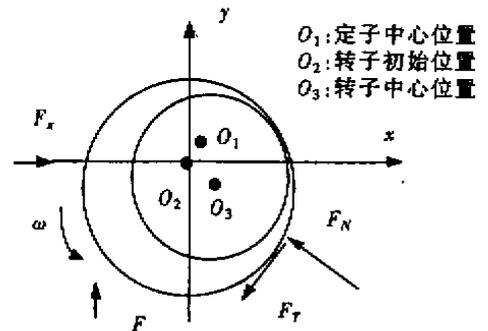


图1 转子碰摩力模型

Fig.1 Model of rub-impact force of rotors

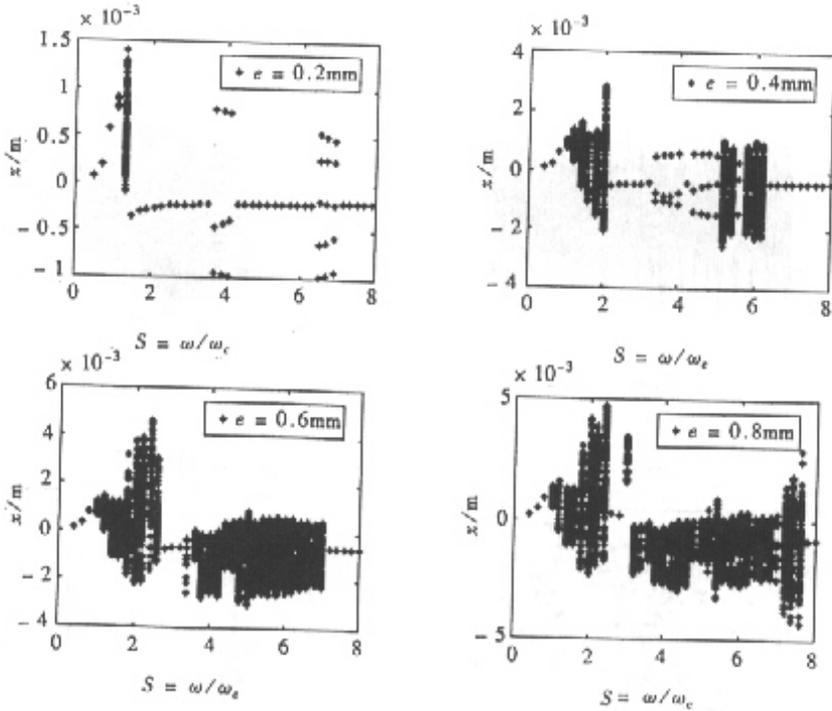


图2 不同不平衡量情况下的系统响应分叉图

Fig.2 Bifurcation of system response under different imbalances

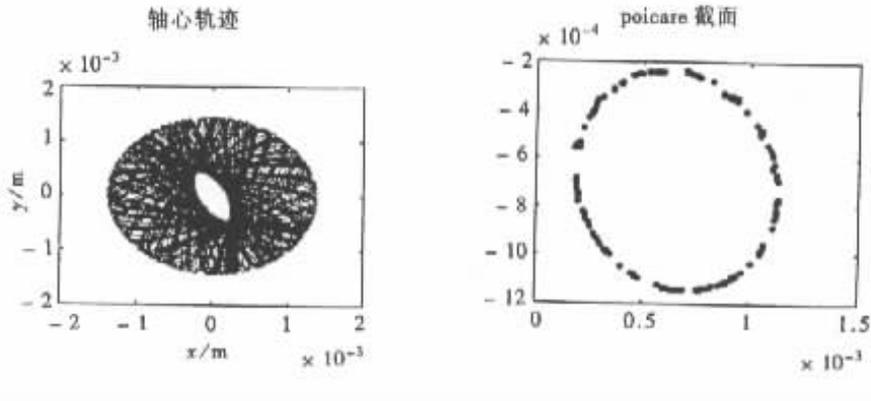


图3 拟周期振动( $e = 0.2 \text{ mm}$ ,  $s = 1.3$ )

Fig.3 Quasi-periodic vibration

子主要出现分频振动,或拟周期振动。如果在系统检测中发现混沌运动特征,那么系统一定进入严重故障状态。

(2)  $1/2X$  分频与倍频相伴出现,且在不平衡量较小时,相应的倍频幅值往往大于分频幅值。这一结果对于碰摩故障的早期检测以及与其它类型故障的区别具有重要意义。

(3) 当系统发生较大状态变化时,最初的征兆是系统响应出现拟周期运动,因此,检测拟周期运动的出现是判断状态早期变化的特征之一。

需要指出,对碰摩转子系统全局非线性特性还要作进一步的研究,有关结果应进行实验验证。

参考文献:

[1] Adams ML, Abu-Mahfouz I A. Exploratory Research on Chaos Concepts as Diagnostic Tools for Assessing rotating Machinery Vibration Signatures [C]. Proceedings of IFTOMM Fourth International Conference on Rotor Dynamics, Chicago, USA, September 1994.

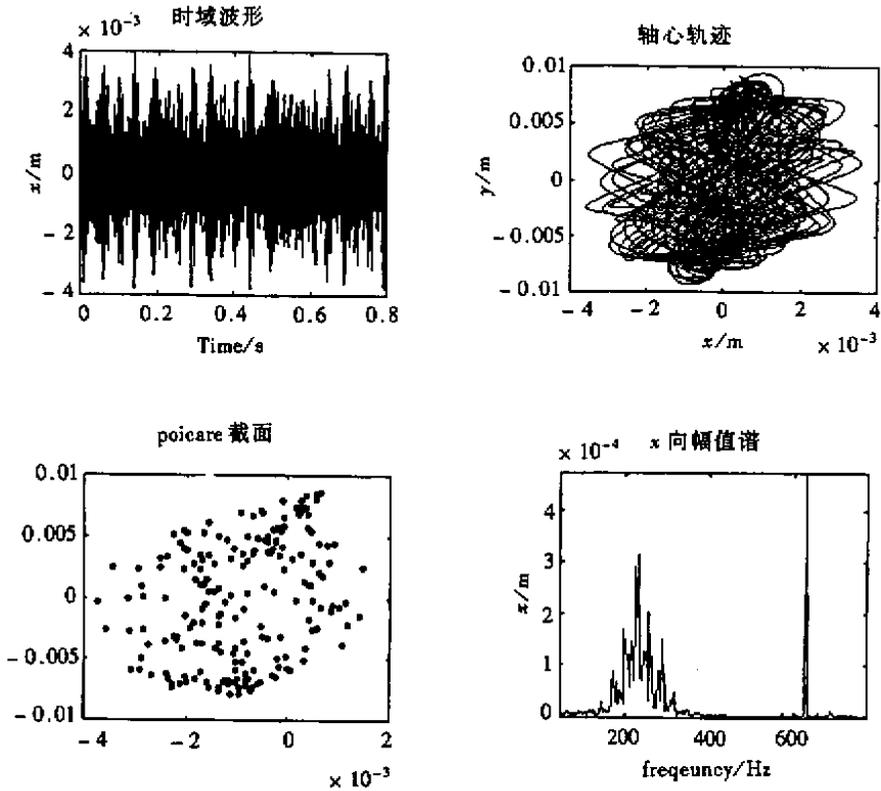


图4 混沌运动示例 ( $e = 0.8 \text{ (mm)}, s = 7.2$ )

Fig.4 A demonstration of chaotic motion

- [2] Blazejczyk-Okolewska B, Czolcaynski K, Kapitaniak T & Wojewoda J. Chaotic mechanics in systems with impacts and friction [M], World scientific series on nonlinear science, World Scientific Publishing CO. Pte. Ltd, 1999.
- [3] Choy F K, Padovan J, Baturc. Rub Interactions of flexible casing rotor systems [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1989, 111: 652 ~ 658.
- [4] Chu F and Zhang Z. Bifurcation and Chaos in a Rub-impact Jeffcott Rotor System [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 210(1): 1-18.
- [5] Kapitaniak T. Chaotic oscillations in mechanical systems [M]. Nonlinear Science-theory and applications. Manchester and New York, 1991.
- [6] Muszynska A. Partial lateral rotor to rub [C]. 3<sup>rd</sup> International Conference on Vibration Rotating Machinery, 1984.
- [7] 诸福磊, 张正松. 带故障转子系统中的复杂运动现象 [C]. 第五届全国机械设备故障诊断学术会议论文集, 科学技术文献出版社, 1996, pp. 229-233.
- [8] 陈安华, 朱萍玉, 钟掘. 转子系统动静件径向摩擦的振动特征 [J]. 湘潭矿业学院学报, 1998, 13(1).
- [9] 刘耀宗, 胡芑庆. 系统参数对碰摩转子稳态响应的影响 [J]. 非线性动力学学报, 1999, 4(4).
- [10] 刘耀宗, 胡芑庆, 温熙森. 不平衡激励对碰摩转子振动特性的影响 [J]. 机械科学与技术, 2000, 19(4).
- [11] 胡芑庆, 刘耀宗, 杨光. 非线性碰摩转子系统响应的数值分析 [C]. 发表于 2001 年第九届机械系统动力学年会上.



