

文章编号: 1000-8055(2003) 01-0146-05

应用整体传递系数法分析复杂转子系统 转静件碰摩振动特征

孟 越, 李其汉

(1. 北京航空航天大学 动力系, 北京 100083)

摘要: 整体传递系数法是近年来发展起来的计算大型复杂转子系统动力特性的新方法。本文应用整体传递系数法分别对单转子、双转子系统碰摩故障进行数值模拟, 计算碰摩现象的瞬态响应, 应用傅立叶变换对振动响应信号进行频谱分析, 得出单转子和双转子碰摩故障的频谱特征, 并与实验结果对比, 得出了较有价值的结论。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 碰摩故障; 整体传递系数法; 频谱分析

中图分类号: V 231. 96

文献标识码: A

Using WTCM to Analyze Rub-Impact Default of a Complex Rotor System

MENG Yue, LI Qi-han

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: In dynamic characteristic analysis of rotor system, a new method-Whole Transfer Coefficient Method (WTCM) is studied and proposed. In this paper, transient response is calculated for the rub-impact fault of single rotor system and dual-rotor system by WTCM and analyzed by FFT. The result compared with that of the experiments' indicates that using WTCM to analyze the transient response of rub-impact between rotor and stator in rotating machinery is convenient and simple.

Key words: aerospace propulsion; rub-impact fault;

Whole Transfer Coefficient Method (WTCM); FFT

1 引 言

转静件碰摩故障是旋转机械中常见故障形式之一。一旦发生, 将会使转静件间的间隙增大而使其工作效率降低, 并使振动加剧, 严重时, 还会使叶片折断; 封严结构与轴之间的碰摩会使封严损坏; 同时转静件碰摩将引起转子发生非协调进动, 因而在转子内产生交变应力, 促使转子疲劳破坏。这些都可导致严重事故, 造成重大损失。可见, 深

入研究转静件碰摩故障的发生机理、振动特征并避免碰摩故障是非常重要的。

目前研究转静件碰摩故障大多是针对简单的 Jeffcott 转子^[1,2]。对于复杂转子系统, 一般均用多自由度、多维二阶微分方程求解^[1], 例如对于双转子带机匣系统碰摩问题则要建立 12 维 2 阶强非线性微分方程。本文采用整体传递系数法^[3]分析复杂转子系统转静件碰摩振动特征。结果表明, 应用整体传递系数法计算复杂转子系统转静件碰摩

响应将更为实用、简便。

2 应用整体传递系数法建立 转子系统碰摩方程

1991 年, Kobayashi M 等在传递矩阵法的基础上提出了传递系数法^[4], 采取状态参量中的位移项代替力项, 使得每个节点的状态向量仅包含位移和转角, 形成逐项递推的传递系数关系, 并且这种方法消除了传递矩阵法中大项(力项)淹没小项(位移项)所产生的矩阵病态, 可以消除数值不稳定现象。另外, 阶次也比传递矩阵法减少了一半, 节省内存和时间。朱梓根、韩继斌在此基础上提出了整体传递系数法^[3]。在传递过程中若遇到耦合点则只需在耦合点插入耦合矩阵, 也就是满足耦合点协调条件的矩阵, 即可编制通用程序。王宝峰、李琳应用整体传递系数—模态综合法计算转子瞬态响应^[5]。基本思路为: 用整体传递系数法一次性解出整个转子系统的模态, 构成模态矩阵使方程降阶, 然后可采用数值积分法从初始瞬时

(给定初始条件) 开始, 以适合的时间步长进行时域积分, 即可求出瞬态响应。

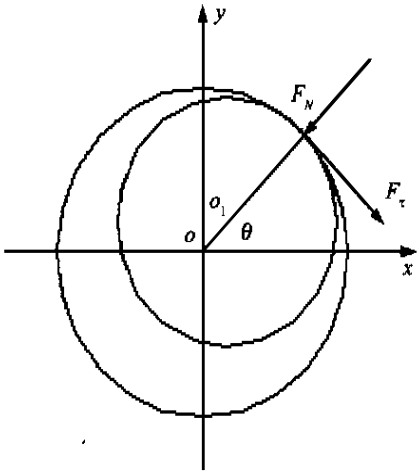


图 1 转静件碰摩图

Fig. 1 Fig of rub-impact between rotor and stator
应用整体传递系数法建立考虑转静件碰摩的
转子动力学方程如下:

$$\begin{bmatrix} m_i & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{di} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{di} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix}_i + \begin{bmatrix} c_{xxi} & c_{xyi} & 0 & 0 \\ c_{yx i} & c_{yyi} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \omega J_p \\ 0 & 0 & -\omega J_p & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix}_i + \begin{bmatrix} k_{xxi} + \alpha + \alpha_{i-1} & k_{xyi} & \gamma_i - \beta_{i-1} & 0 \\ k_{yx i} & k_{yyi} + \alpha + \alpha_{i-1} & \gamma_i - \beta_{i-1} & 0 \\ \beta_i - \gamma_{i-1} & 0 & \gamma_i + \gamma_{i-1} & 0 \\ 0 & \beta_i - \gamma_{i-1} & 0 & \gamma_i + \gamma_{i-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ \theta \\ \theta \end{Bmatrix}_i + \begin{bmatrix} -\alpha_{i-1} & 0 & -\gamma_{i-1} & 0 \\ 0 & -\alpha_{i-1} & 0 & -\gamma_{i-1} \\ \gamma_{i-1} & 0 & \Psi_{i-1} & 0 \\ 0 & \gamma_{i-1} & 0 & \Psi_{i-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ \theta \\ \theta \end{Bmatrix}_{i-1} + \begin{bmatrix} -\alpha & 0 & \beta & 0 \\ 0 & -\alpha & 0 & \beta \\ -\beta_i & 0 & \delta & 0 \\ 0 & -\beta_i & 0 & \delta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ \theta \\ \theta \end{Bmatrix}_{i+1} = \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_\theta \\ f_\theta \end{Bmatrix}_i + \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}_{irub}$$

简写为:

$$[M]_i \{\ddot{Z}\}_i + [B]_i \{\dot{Z}\}_i + [K]_i \{Z\}_i + [D]_i \{Z\}_{i-1} + [E]_i \{Z\}_{i+1} = \{f\}_i + \{f\}_{irub}$$

$i = 1, 2, \cdots, N$

其中: 碰摩力 $\{f\}_{irub}$ 采用刘献栋博士建立的碰摩模型(如图 1), 其表达式为:

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = -\frac{r-r_0}{r} k_c \begin{bmatrix} 1 & -\mu & 0 & 0 \\ \mu & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ \theta \\ \theta \end{Bmatrix}$$

在计算中采用非常小的时间步长,当计算第 $i+1$ 步的 $\{Z\}$ 时,碰摩力是通过第 i 步的 $\{Z\}$ 求出来的,当小步长时,可忽略了两步之间的差异。利用上式对转子进行碰摩计算,对计算结果求解其频谱特征。在计算过程中随时判断转子进动方向,一般情况下,转静件之间的碰摩不十分严重,碰摩中的转子仍作正进动,所以转子受到的摩擦力方向与其旋转方向相反;当碰摩十分严重时,碰摩期间转子就有可能发生反进动,当反进动的速度不是很大时转子受到的摩擦力方向仍与其旋转方向相反,但若超过某一数值则受到的摩擦力方向与其旋转方向相同。

3 转子系统碰摩特征分析

3.1 单转子试验器转静件碰摩试验^[6]与分析

图 2 所示为某单转子—机匣试验器简化模型。其中: m_1 为压气机盘质量, m_2 为涡轮盘质量, m_3 为压气机机匣质量, m_4 为中机匣质量, m_5 为涡轮机匣质量, m_6 为支承质量; k_1 和 k_2 为支承刚度, k_3 为吊挂梁的弯曲刚度, k_4 为支承梁的弯曲刚度; c_1, c_2, c_3 和 c_4 为系统阻尼。该试验通过涡轮蜗杆结构驱动轴承支座来实现偏摩,保证同步转动两个蜗杆,使转子的中心线围绕轴承支座中心线转动偏离机匣的中心线,则某方位局部转、静子间隙将减小,从而导致叶片与机匣碰摩环发生偏摩。图 3 所示为试验器转子碰摩频谱图,该试验所

得结论为:偏摩刚开始时基频振动幅值很大,随着偏摩的深入,各阶倍频成分增多,尤以二倍频为著,随着碰摩程度继续加深,三倍频成分逐渐加重甚至超过二倍频,基频分量持续减小。

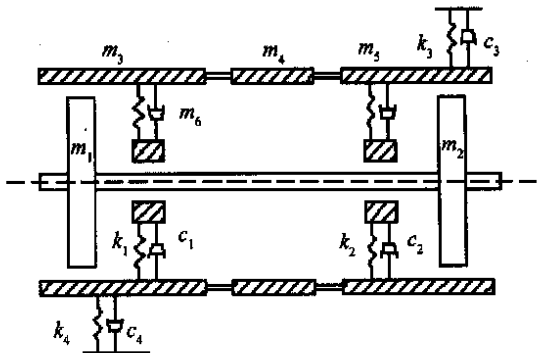


图 2 试验器模型

Fig.2 Model of the rotor system

对图 2 所示的转子—机匣系统进行节点划分,并应用整体传递系数法进行数值模拟计算。图 4 所示为应用传递系数法计算的试验器转子碰摩故障频谱图,计算中假定仅在涡轮处有不平衡量,并发生碰摩。计算转速为 3600 r/min,假定碰摩刚度为 2.5×10^7 N/m,碰摩摩擦系数为 0.01。由计算结果可以得出:单转子发生碰摩故障时,会出现倍频成分,如果间隙减小,碰摩程度加深,则还会出现分频;图 5 所示为逐渐增大不同心度(即减小间隙),碰摩故障程度逐渐加重,一倍频(a)二倍频

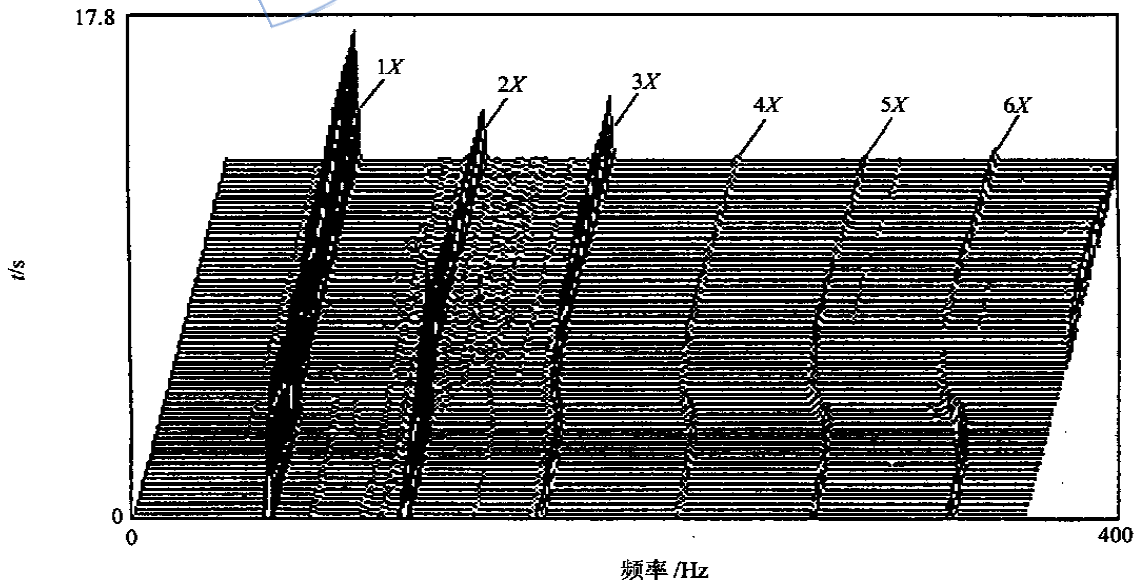


图 3 试验器涡轮端水平位移振动信号三维谱图

Fig.3 Three-dimensional FFT spectrum of horizontal displacement's vibration signal

(b) 幅值变化情况, 其中横坐标代表转子未碰摩时轴心轨迹圆的圆心与间隙圆圆心的距离, 距离越大则偏心度越大, 间隙越小, 碰摩程度越重。由图可以看出, 一倍频成分随着碰摩力的增大, 幅值成分逐渐变小, 二倍频成分随着碰摩力增大逐渐增大, 由图 5 可看出数值模拟与试验结果有良好的 consistency。

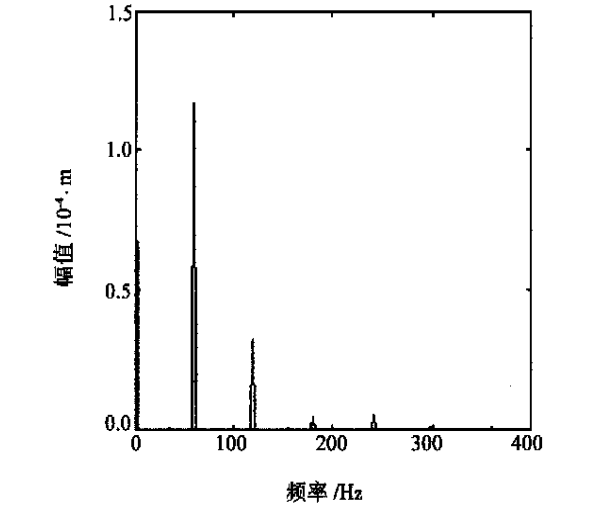


图 4 水平位移振动信号频谱图
Fig.4 FFT of horizontal displacement's vibratio signal

3.2 双转子系统碰摩特征分析

图 6 所示为某双转子系统结构简图, 对该系统划分节点并应用整体传递系数法进行碰摩故障数值计算, 计算中假定仅高低压涡轮具有质量偏心, 且仅在低压涡轮处发生碰摩。

图 7 所示为对双转子系统进行碰摩故障数值模拟计算所得频谱图, 计算中假定碰摩刚度为 $4 \times 10^7 \text{ N/m}$, 碰摩摩擦系数为 0.01, 低压转子转速 10000 r/min, 高压转子转速 12000 r/min。经过大

量计算得出, 当转子发生碰摩时其频谱成分非常丰富, 除了含有高、低压转子的频率成分外, 还含有高、低压转子的某一种或几种组合频率成分,

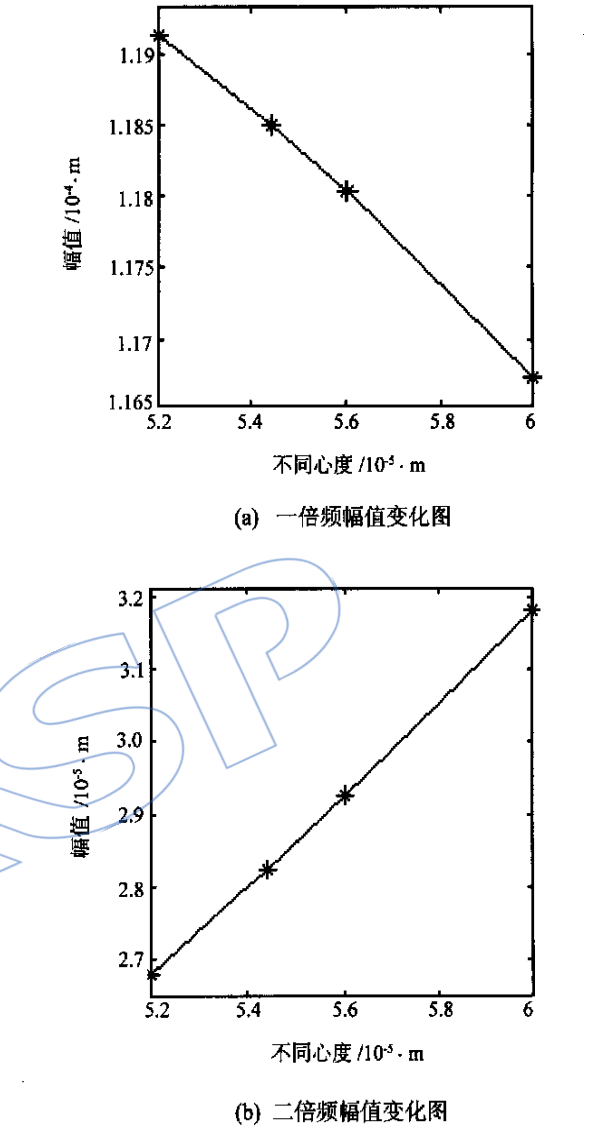


图 5 倍频幅值变化图
Fig. 5 Fig of frequency amplitude's change

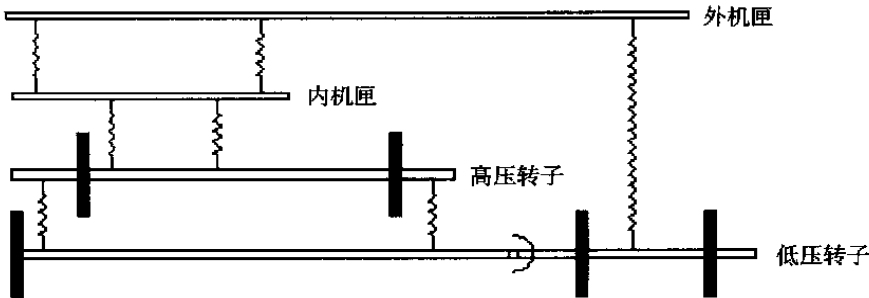


图 6 某双转子系统结构简图
Fig.6 Double rotors system structure fig

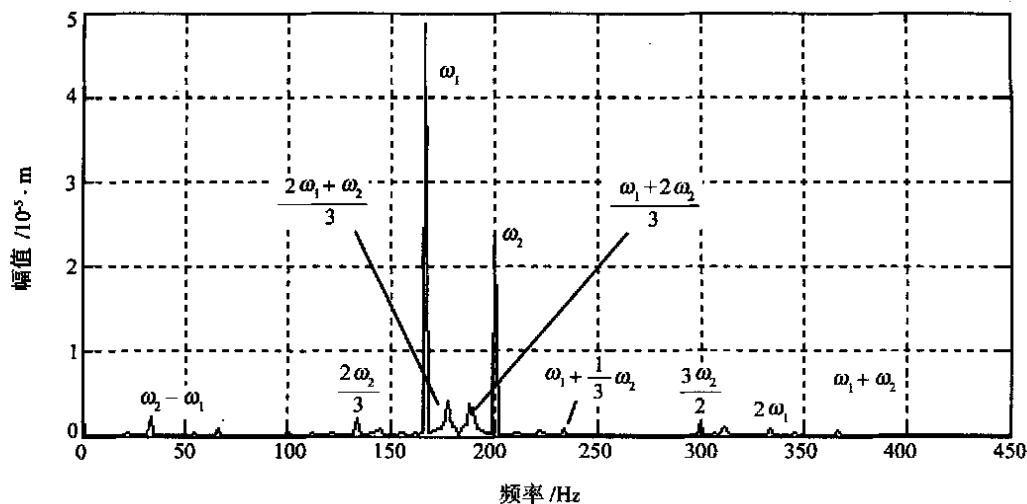


图 7 双转子碰摩故障频谱图

Fig. 7 FFT of rub-impact fault of double rotors

如: $\omega - \omega$, $\omega + \omega$, 2ω , 2ω 等, 另外还可含有高、低压频率的分频及组合, 如: $2\omega/3$, $3\omega/2$, $(\omega + \omega)/2$, $\omega + (1/3)\omega$, $(2\omega + \omega)/3$, $(\omega + 2\omega)/3$ 等。计算结果还表明, 系统参数如碰摩刚度, 碰摩摩擦系数等对频率的出现及幅值大小均有影响。随着碰摩力的逐渐增大, 低压转子的转频成分幅值呈减小趋势; 有些频率成分呈增大趋势, 如: $\omega - \omega$, 2ω , ω ; 有些频率成分则先增大后减小。由此可见, 双转子碰摩故障频谱成分丰富且规律复杂, 还有待于进一步的研究。

4 结 论

(1) 应用整体传递系数法对复杂转子系统进行碰摩数值模拟是可行的, 具有简便实用等突出特点。

(2) 对单转子系统, 碰摩故障将引起倍频成分及分频成分, 随着碰摩力的逐渐增大, 一倍频成分减小, 二、三倍频逐渐增加, 当碰摩力急速增大时, 出现分频。计算结果与试验结果吻合的很好。

(3) 对双转子系统, 碰摩故障将引起复杂的

组合频率出现, 转子系统的各参数对频率成分的出现均有影响, 但是影响如何尚有待于进一步的研究。

参考文献:

- [1] 刘献栋. 旋转机械转静件碰摩故障及其诊断技术的研究 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 1999.
- [2] Muszyńska A. Partial Lateral Rotor to Stator Rub [A]. 3th International Conference on Vibration in Rotating Machinery [C]. 1984: 327- 335.
- [3] 韩继斌. 整体传递系数法分析转子系统动力特性 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 1999.
- [4] Kobayashi M, Saito S, Yamauchi S. Nonlinear Steady-State Rotor Dynamic Analysis Using Transfer Coefficient Method [R]. DE- Vol. 35, Rotating Machinery and Vehicle Dynamics, ASME 1991.
- [5] 王宝峰, 李琳. 基于传递系数法的复杂转子瞬态响应的计算方法 [A]. 全国第六届转子动力学学术讨论会论文集 [C]. 延吉: 中国机械工程学会、中国振动工程学会、转子动力学专业委员会, 2001.
- [6] 高艳蕾. 转子- 机匣系统碰摩故障特征试验研究 [D]. 沈阳: 中国航空工业沈阳发动机设计研究所, 2001.