

文章编号: 1000-8055(2002)01-097-08

碰摩转子的弯曲和扭转振动分析

邓小文¹, 廖明夫¹, Robert L. Liebich², Robert Gasch²

(1 西北工业大学 旋转机械与风能装置测控研究所, 陕西 西安 710072;

2 柏林工业大学 宇航研究所, 德国 柏林)

摘要: 建立了一个新型多自由度的转子动静碰摩模型。应用该模型, 重点研究了动、静碰摩引起的转子弯曲和扭转非线性耦合振动。大量的数值计算表明, 不同碰摩情况下转子具有不同的弯曲和扭转振动响应。转静碰摩激起转子扭转自振频率振动。提出了从转子扭转振动的变化来诊断转静碰摩故障的方法, 并探讨了此方法的可行性和有效性。

关键词: 转子; 碰摩; 扭转振动; 弯曲振动

中图分类号: V 231.96

文献标识码: A

Coupled Bending and Torsional Vibrations Due to Rotor-to-Stator Contacts

DENG Xiao-wen¹, LIAO Ming-fu¹, Robert L. Liebich², Robert Gasch²

(1 Northwest Polytechnic University, Xi'an 710072, China;

2 Technical University of Berlin, Germany)

Abstract: A new Rotor-to-Stator contact model is well developed, which consists of a rotor with two discs mounted on a massless shaft and a stator. This model is used to describe the bending/torsion coupled vibrations of a rotor and an elastic stator due to the contact. The model is suitable to simulate full annular rubs, partial rubs and also the heavily destructive dry-friction whip when the rotor rolls on the stator's inner surface. The numerical calculations show a variety of rotor orbit figures due to the different types of contacts and reveal the significant influences of all system parameters on the rotor behaviour. The rotor-stator contact problem can be detected by monitoring the torsional vibration signals.

Key words: rotor; rotor-to-stator contact; torsional vibration; bending vibration

1 引言

转子静子碰摩是旋转机械常见故障。大量研究表明, 它是旋转机械失效的最基本模式。转静碰摩一旦发生, 它将最先破坏转子系统原有的力、热平衡状态, 产生噪音并引起大幅振动, 从而使机器运行状态恶化, 严重碰摩则可直接导致机器破坏。

转子碰摩引起一系列并发症^[1], 如摩擦、冲

击、耦合效应、硬化影响、热不平衡及扭转振动等。在国内的研究文献[2~4]中, 关于碰摩转子扭转振动的研究鲜见报道。Edwards^[5]在 1999 年的一篇文章中指出, 碰摩转子的扭转振动对转子运动确实有着明显的影响; 李舜酩^[6]研究了单盘转子弯扭耦合振动的动力学特性。

本文力图研究碰摩转子(2 个盘)的扭转振动响应, 以探寻诊断碰摩故障的新途径。首先建立了

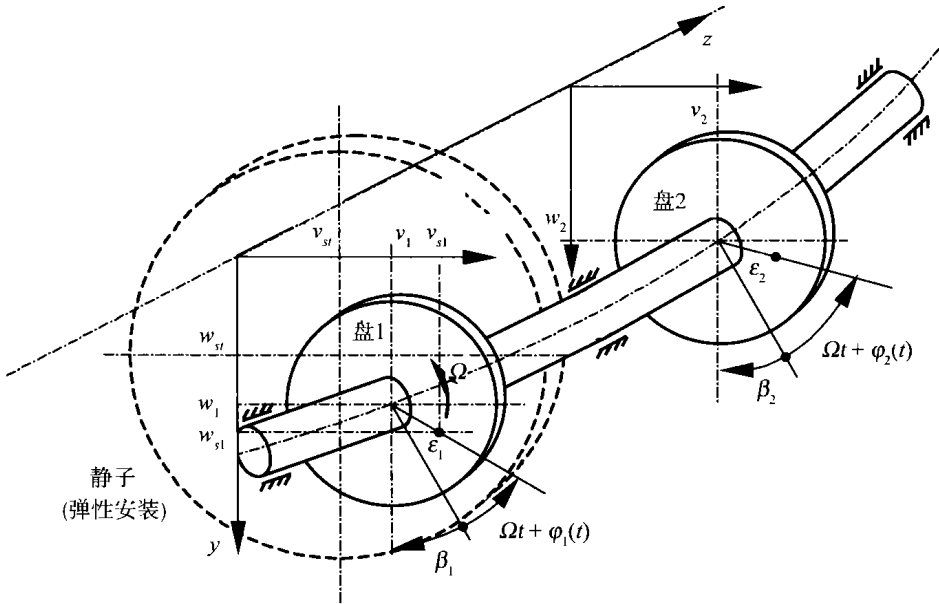


图 1 转子静子碰摩力学模型

一个较为完备的转子碰摩模型。该模型既描述了碰摩作用下转子静子弯曲振动,又描述了弯、扭复合振动。接着推导了直角坐标系中碰摩转子的运动微分方程,最后数值求解、分析。碰摩产生的正向碰撞力和切向摩擦力直接导致转子扭转振动,短时导致转速下降,大的转子、静子表面摩擦系数会引发剧烈的干摩擦振荡,多点接触导致转静间发生部分碰摩。通过对转子弯曲、扭转振动信号的快速傅立叶变换(FFT),就能识别这种故障。

2 转子碰摩力学模型

本文采用如图 1 所示的转子静子碰摩力学模型。它由 1 根无质量转轴、2 个盘和 1 个弹性安装的静子组成。转子部分安装在 3 个球轴承上。假定盘 1 和盘 2 的初始不平衡质量偏心矩的大小、相位分别为 ϵ_1, β_1 和 ϵ_2, β_2 , 并且所有组成部件均为各向同性。工作时,由于不平衡偏心,每个转子都有弯曲振动和扭转振动,无碰摩时,扭转振动很小可忽略不计;只有碰摩发生时,扭转振动才较为明显。这里 $v_1(t), w_1(t)$ 分别为盘 1 的水平方向和垂直方向振动,扭转振动则用 $\varphi_1(t)$ 来描述。同样盘 2 也需要 3 个变量 $v_2(t), w_2(t)$ 和 $\varphi_2(t)$ 。同时,由于模型中静子为弹性安装,当动静间碰摩发生时,静子也会振动,分别用 v_{st} 和 w_{st} 来描述它的水平和垂直方向振动,不考虑它的扭转振动。因此,

整个碰摩模型为 8 个自由度系统^[7]。

3 系统运动微分方程及其解

3.1 系统运动微分方程

根据牛顿运动定律和欧拉动量矩守恒定律,系统的运动微分方程可以很容易地推出。即:

$$[M] \ddot{\{u\}} + [D] \dot{\{u\}} + [S] \{u\} = \{f_{un}\} + \{f_{tor}\} + \{f_{con}\} \quad (1)$$

其中,系统变量向量组 $\{u\}$ 为:

$\{u\} = \{w_{s1} \ w_{s2} \ v_{s1} \ v_{s2} \ \varphi_1 \ \varphi_2 \ w_{st} \ v_{st}\}^T$
 $\{\dot{u}\}, \{\ddot{u}\}$ 分别为系统变量向量组 $\{u\}$ 的一阶和二阶微分向量组。考虑到耦合项的书写简便,转子弯曲振动变量 w 和 v 均指转盘质心,而非旋转中心,即弯曲振动都是由它们的质心坐标 $v_{s1}(t), w_{s1}(t), v_{s2}(t), w_{s2}(t)$ 来描述(图 1),其变换关系式为:

$$\left. \begin{aligned} v_{s1} &= v_1 + \epsilon_1 \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi_1) \\ v_{s2} &= v_2 + \epsilon_2 \sin(\beta_2 + \Omega t + \varphi_2) \\ w_{s1} &= w_1 + \epsilon_1 \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi_1) \\ w_{s2} &= w_2 + \epsilon_2 \cos(\beta_2 + \Omega t + \varphi_2) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

静子仍然用其形心坐标来描述。结果分析中,转子弯曲振动均为已换算过的转子旋转中心振动。系统质量矩阵 $[M]$ 和阻尼矩阵 $[D]$ 分别为:

$$[M] = \text{diag}[m_1, m_2, m_1, m_2, \Theta_1, \Theta_2, m_{st}, m_{st}]$$

和

[D] =

d_{11}

d_{12}

d_{21}

d_{22}

d_{11}

d_{12}

d_{21}

d_{22}

d_{T11}

d_{T12}

d_{T21}

d_{T22}

d_{st}

d_{st}

(3)

系统刚度系数矩阵

[S] =

S_{11}

S_{12}

S_{21}

S_{22}

S_{11}

S_{12}

S_{21}

S_{22}

S_{T11}

S_{T12}

S_{T21}

S_{T22}

S_{st}

S_{st}

(4)

等式右边, 不平衡力 $\{f_{un}\}$ 项为:

$$f_{un} = \{B_1, B_2, B_3, A_1, A_1, 0, 0\}^T \quad (5)$$
$$A_1 = \epsilon \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi) \cdot [S_{11}V_{s1} - S_{11}\epsilon \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) + S_{12}V_{s2} - S_{12}\epsilon \sin(\beta_2 + \Omega t + \varphi)] - \epsilon \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) \cdot [S_{11}W_{s1} - S_{11}\epsilon \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi) + S_{12}W_{s2} - S_{12}\epsilon \cos(\beta_2 + \Omega t + \varphi)]$$
$$A_2 = \epsilon \cos(\beta_2 + \Omega t + \varphi) \cdot [S_{21}V_{s1} - S_{21}\epsilon \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) + S_{22}V_{s2} - S_{22}\epsilon \sin(\beta_2 + \Omega t + \varphi)] - \epsilon \sin(\beta_2 + \Omega t + \varphi) \cdot [S_{21}W_{s1} - S_{12}\epsilon \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi) + S_{22}W_{s2} - S_{22}\epsilon \cos(\beta_2 + \Omega t + \varphi)]$$

电机转矩和碰摩引起的激励项分别为:

$$\{f_{tor}\} = \{0 \ 0 \ 0 \ 0 \ M_1 \ M_2 \ 0 \ 0\}^T \quad (6)$$
$$\{f_{con}\} = \{F_{y1}^* \ 0 \ F_{x1}^* \ 0 \ M_{T1}^* \ 0 \ -F_{y1}^* \ -F_{x1}^*\}^T \quad (7)$$

由于本文只研究转子稳态运行中发生的碰摩, 计算时电机转矩 M_1 为抑制由于碰摩引起的转速变化的异步电机反馈转矩^[8], 本文取 15 kW 电机^[9], 相应 $M_1 = (2.07 \cdot n_s)/(n_s^2 + 4.7 \cdot 10^{-4})$ 其中: $n_s = -(\dot{\varphi}/\Omega)$; M_2 设为 0。碰摩引起的力 F_{y1}^* , F_{x1}^* 和扭矩 M_{T1}^* 详见下节。

3 2 碰摩力

当转子相对振动超过转子与静子之间的径向 $M_{T1}^* = -|F|L_{c1} \cdot [\epsilon \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - r_1L_{s1}] - |F|L_{s1} \cdot [r_1L_{c1} - \epsilon \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi)] - \lambda \mu |F|L_{c1} \cdot [r_1L_{c1} - \epsilon \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi)] + \lambda \mu |F|L_{s1} \cdot [\epsilon \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - r_1L_{s1}]$ 其中 λ 为关于 $u_{-Tangential}$ 的阶跃函数, 取值: $\lambda = +1 \ u_{-Tangential} > 0$; $\lambda = 0 \ u_{-Tangential} = 0$; $\lambda = -1 \ u_{-Tangential} < 0$ 且有: $u_{-Tangential} = (\Omega + \dot{\varphi})r_1 - [w_{s1} + \epsilon_1(\Omega + \dot{\varphi}) \cdot \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - w_{st}L_{s1} + [v_{s1} - \epsilon_1(\Omega + \dot{\varphi}) \cdot \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - w_{st}L_{c1}]$

其中:

$$B_1 = s_{11}\epsilon \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi) + s_{12}\epsilon \cos(\beta_2 + \Omega t + \varphi) + m_1g$$
$$B_2 = s_{21}\epsilon \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi) + s_{22}\epsilon \cos(\beta_2 + \Omega t + \varphi) + m_2g$$
$$B_3 = s_{11}\epsilon \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) + s_{12}\epsilon \sin(\beta_2 + \Omega t + \varphi)$$
$$B_4 = s_{21}\epsilon \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) + s_{22}\epsilon \sin(\beta_2 + \Omega t + \varphi)$$

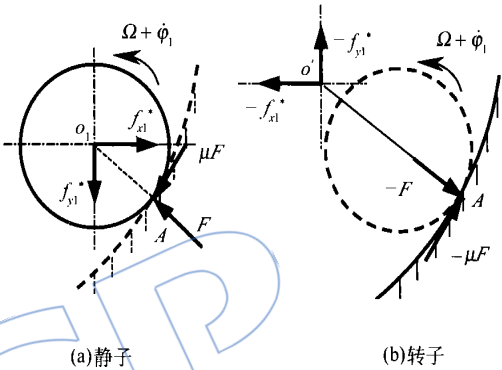


图 2 碰摩力分析

最小间隙时, 转子静子碰摩相互作用发生, 碰摩接触点产生的正向碰撞力和切向摩擦力, 同时作用在转子和静子上, 如图 2 所示。切向摩擦力的方向取决于碰摩接触点A 的转子瞬时相对切向速度 $u_{-Tangential}$ 。当 $u_{-Tangential} > 0$, 即与转子初始运转方向一致时, 其方向如图 2 所示; 但当 $u_{-Tangential} < 0$ 时, 则要调转 180° 相对速度为 0 时, A 处没有切向摩擦力。因此, 根据前面建立的直角坐标系, 分别计算垂直、水平方向力 F_{y1}^* , F_{x1}^* 和扭矩 M_{T1}^* , 其为:

$$F_{y1}^* = -|F|L_{c1} + \lambda \mu |F|L_{s1} \quad (8)$$

$$F_{x1}^* = -|F|L_{s1} - \lambda \mu |F|L_{c1} \quad (9)$$

$$M_{T1}^* = -|F|L_{c1} \cdot [\epsilon \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - r_1L_{s1}] - |F|L_{s1} \cdot [r_1L_{c1} - \epsilon \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi)] - \lambda \mu |F|L_{c1} \cdot [r_1L_{c1} - \epsilon \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi)] + \lambda \mu |F|L_{s1} \cdot [\epsilon \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - r_1L_{s1}] \quad (10)$$

$$u_{-Tangential} = (\Omega + \dot{\varphi})r_1 - [w_{s1} + \epsilon_1(\Omega + \dot{\varphi}) \cdot \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - w_{st}L_{s1} + [v_{s1} - \epsilon_1(\Omega + \dot{\varphi}) \cdot \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - w_{st}L_{c1}] \quad (11)$$

$$L_{s1} = \frac{v_{s1} - \epsilon_1 \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - v_{st}}{\sqrt{[w_{s1} - \epsilon_1 \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - w_{st}]^2 + [v_{s1} - \epsilon_1 \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - v_{st}]^2}} \quad (12)$$

$$L_{c1} = \frac{w_{s1} - \epsilon_1 \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - w_{st}}{\sqrt{[w_{s1} - \epsilon_1 \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - w_{st}]^2 + [v_{s1} - \epsilon_1 \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - v_{st}]^2}} \quad (13)$$

正向碰撞力 F 根据 Schw eitzer 碰摩理论^[10]进行计算, 即:

$$|F| = s_{\text{contact}} \cdot \delta^{3/2} [(3/2)\alpha\delta + 1] \quad (14)$$

其中 α 为能耗常数, 由材料特性决定, 本文取 $\alpha = 0.16 \text{ s/m}$, δ 和 $\dot{\delta}$ 分别为转子与静子相互作用渗透位移和渗透速度, 分别为:

$$\delta = \sqrt{[w_{s1} - \epsilon_1 \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - w_{st}]^2 + [v_{s1} - \epsilon_1 \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - v_{st}]^2} + r_1 - r_{st} \quad (15)$$

$$\dot{\delta} = \sqrt{[\dot{w}_{s1} + \epsilon_1 (\Omega + \dot{\varphi}) \sin(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - \dot{w}_{st}]^2 + [\dot{v}_{s1} - \epsilon_1 (\Omega + \dot{\varphi}) \cos(\beta_1 + \Omega t + \varphi) - \dot{v}_{st}]^2} \quad (16)$$

当且仅当 $\delta \geq 0$ 时, 转静间碰摩才会发生。

3.3 积分求解

为便于数值积分, 将方程(1)由二阶微分方程转换成一阶状态微分方程:

$$\{\dot{y}\} = -[A]^{-1}[B]\{y\} + [A]^{-1}\{p\} \quad (17)$$

其中:

$$[A] = \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & S \end{bmatrix}, \quad [B] = \begin{bmatrix} D & S \\ S & 0 \end{bmatrix}$$

$$\{y\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix}, \quad \{p\} = \begin{Bmatrix} f_{ub} \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} f_{tor} \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} f_{con} \\ 0 \end{Bmatrix}$$

然后应用四阶龙格—库塔数值积分方法进行数值分析。

4 数值计算结果与分析

应用给定模型参数: $m_1 = m_2 = 124.05 \text{ kg}$ 为盘 1 和盘 2 的质量; $\epsilon_1 = 0.2 \times 10^{-3} \text{ m}$, $\epsilon_2 = 0$ 为盘 1 和盘 2 的质量偏心矩大小; $\beta_1 = \beta_2 = 0$ 为盘 1 和盘 2 的质量偏心矩相位; $r_1 = r_2 = 0.225 \text{ m}$ 为盘 1 和盘 2 的半径; $\Theta_1 = \Theta_2 = 3.14 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 为盘 1 和盘 2 的转动惯量; $M_1 = M_2 = 0$ 为盘 1 和盘 2 的启动转矩; $I_{a1} = I_{a2} = 3.068 \times 10^{-7} \text{ m}^4$ 为盘 1 和盘 2 的轴惯性矩; $I_{p1} = I_{p2} = 6.136 \times 10^{-7} \text{ m}^4$ 为盘 1 和盘 2 的极惯性矩; $s_{11} = s_{22} = 5.081 \times 10^6 \text{ N/m}$, $s_{12} = s_{21} = 1.988 \times 10^6 \text{ N/m}$ 为系统弯曲刚度系数; $d_{11} = d_{22} = 3.92 \times 10^2 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $d_{12} = d_{21} = 0$ 为系统弯曲阻尼系数; $s_{T11} = s_{T22} = 4.956 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$, $s_{T12} = s_{T21} = -4.956 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$ 为系统扭转刚度系数; $d_{T11} = d_{T22} = 1.12 \text{ N} \cdot \text{m s/rad}$, $d_{T12} = d_{T21} = 0$ 为系统扭转阻尼系数; $m_{st} = 372.15 \text{ kg}$ 为静子质量; $r_{st} = 0.22545 \text{ m}$ 为静子半径; $s_{st} = 1.484 \times 10^8 \text{ N/m}$

为静子刚度; $d_{st} = 2.35 \times 10^4 \text{ kg/s}$ 为静子阻尼; E 和 G 分别为材料(钢)的 Young's 模量和剪切弹性模量; g, ρ 为重力加速度常数和材料(钢)密度; $s_{\text{contact}} = 1.593 \times 10^9 \text{ N/m}$ 为转子静子碰摩刚度系数; $\mu = 0.1$ 为转子静子摩擦系数; F 为转静碰摩的正向碰撞力; Ω 为转子工作转速(注: 此处列出的均为公用参数, 具体计算中会有些改变, 计算中有标明的则以标明参数为准)。可以准确地求得模型的弯曲临界转速 $\omega_{b1} = 1507.8 \text{ r/min}$, $\omega_{b2} = 2279.4 \text{ r/min}$ 和扭转临界转速 $\omega_{t1} = 0 \text{ r/min}$, $\omega_{t2} = 1697.0 \text{ r/min}$ 。本模型中, 碰摩可能会发生在转轴上, 但是考虑到碰摩力作用半径越大对扭转振动的影响也越大这一事实, 本文仅研究盘与静子碰摩。并且假定, 盘 1 正常运行过程中, 突然发生叶片掉块, 导致盘 1 不平衡突然增加, 振动加剧, 盘 1 与静子接触, 碰摩作用开始。转子转速下降, 但是电机控制转矩又抑制它进一步下降, 于是转速在一个小范围内波动, 即扭转振动。如果碰摩作用很小, 系统就会很快达到新的平稳运行状态; 反之, 严重的碰摩会导致转速迅速下降, 系统很快停下来。这两种情况可通过改变转静间摩擦系数来模拟。模拟计算中, 由 ϵ_1 的突然增大来引发碰摩。考虑到碰摩刚刚开始时系统的振动变化最为剧烈以及碰摩后转子系统会有一段时间的非稳态运行, 每个算例中, 提取碰摩刚开始后紧跟着的 64 个周期数据和运行了 1836 个周期后的 64 个周期数据(后面分析时, 分别以前 64 周期和后 64 周期相区分, 没有说明的则均为后 64 周期数据), 分别比较分析。

图 3 显示了不同工作转速下, 发生碰摩后转子轨迹的正、反进动。其中, 转速为 954.9 r/min

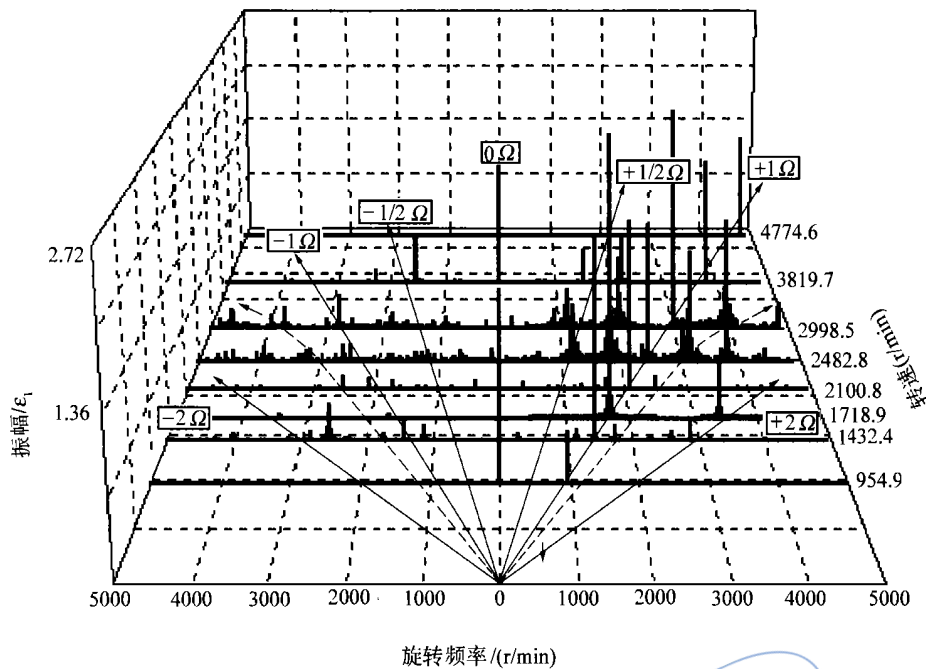


图 3 不同转速下盘 1 轨迹的正、反动进

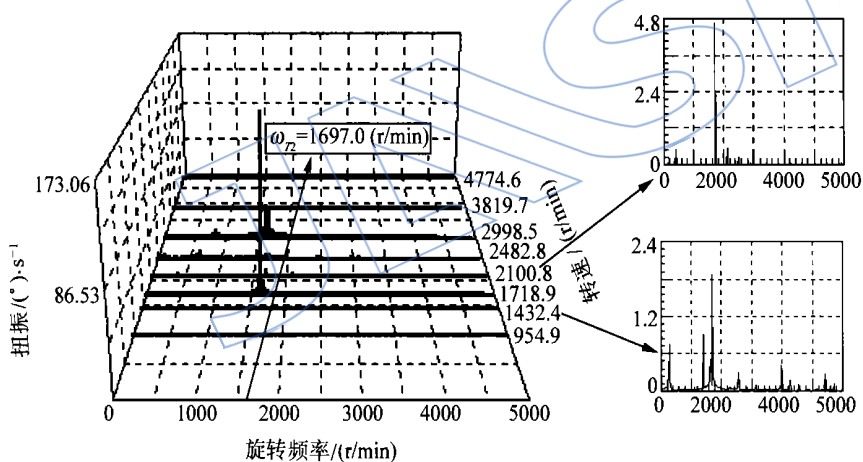


图 4 扭转振动信号的 FFT 分析

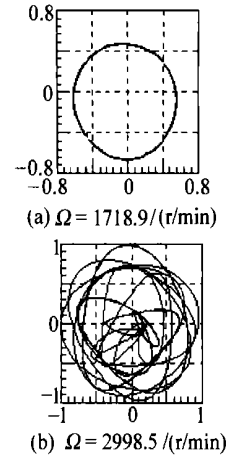


图 5 转子轨迹(单位:mm)

和 4774.6 r/m in 的情况没有转静碰摩,这是由于该转速下,转子振动较小,叶片掉块后,转静发生单一碰撞,然后碰摩迅速消失,而其它情况则仍发生转静碰摩。碰摩发生后,转子同时发生次谐波振动和超谐波振动,振动频率成分复杂,但转速频率振动成分占主导。图中两条虚线显示的非倍频振动具有随工作转速的增大而不断向外发散的趋势。作者认为这主要是由于碰摩系统的强非线性所致。

图 4 为扭转振动信号 FFT 分析结果。它显示,碰摩发生后,1 倍扭转振动信号明显增大,且在整个扭振信号频谱域内 1 倍扭振成分占主导。

转速为 954.9 r/m in 和 4774.6 r/m in 的情况由于不再转静碰摩,因此没有这种扭振信号变化现象;而变化最剧烈的是转速为 1718.9 r/m in 时的扭振。这是由于工作转速与系统的扭转临界转速($\omega_2=1697.0$ r/m in)相当接近,导致扭转与弯曲振动互相激振(图 4 中,由于该转速下的扭振信号最大,使得其它转速下的扭振信号相对变小,但从箭头指示的两个小图中仍可看出碰摩发生引起 1 倍扭转振动信号增大的现象);图 3 的进动分析结果也体现了该振动的复杂性。实际机器运行时,这是要竭力避免的。同时,图 5 所示的轨迹图则显示了转子不同的碰摩形式。

图 6 为工作转速 $\Omega=2100$ r/m in 时,系统在

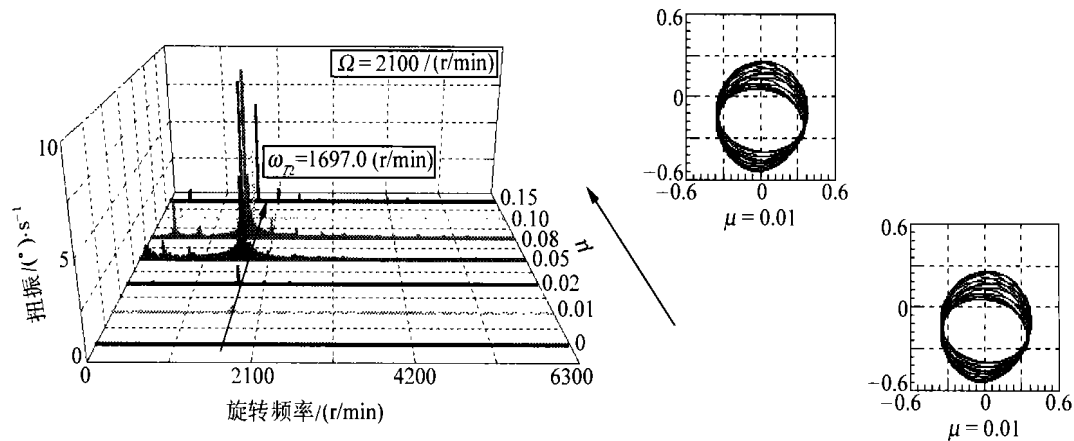


图 6 不同转静摩擦系数下的扭转振动速度 φ FFT 分析(网格中为部分转子轨迹)

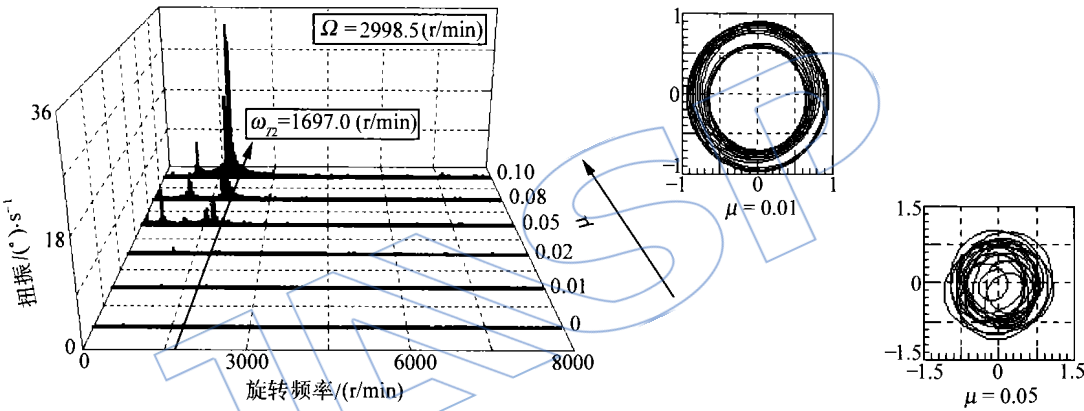


图 7 不同转静摩擦系数下的扭转振动速度 φ FFT 分析(网格中为部分转子轨迹)

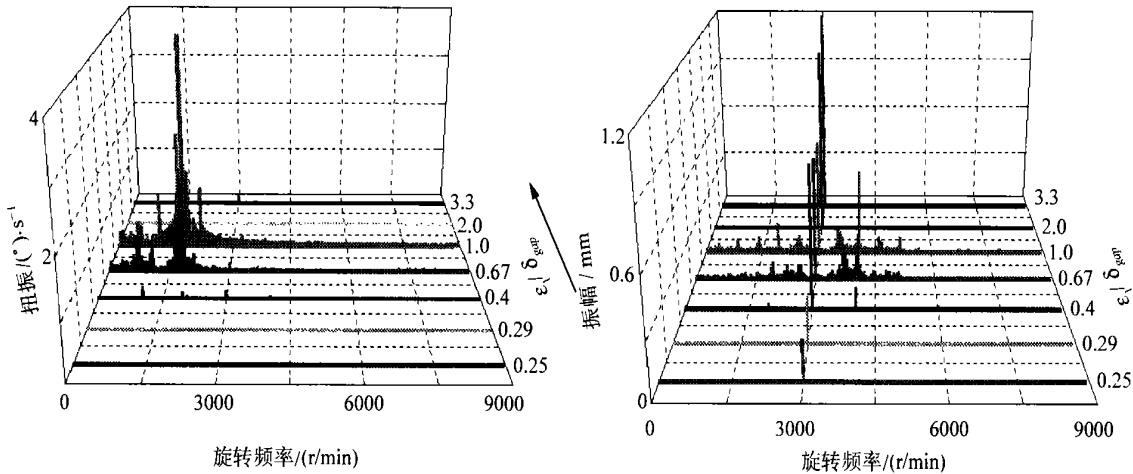


图 8 变 ϵ 的扭转振动和弯曲振动信号的 FFT

不同的转静摩擦系数 μ 下发生碰摩后的扭转振动情况。碰摩发生后, 扭转振动主要表现为扭转自振频率振动成份, 随着摩擦系数的增大, 扭转振动

越趋复杂, 出现多种频率成分振动。这一点, 从转子的轨迹图中也可以看出。

图 7 为另外一个例子: 工作转速为 $\Omega=$

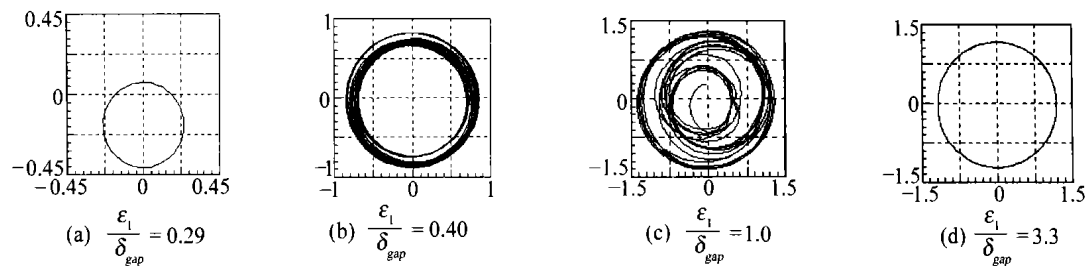


图 9 部分转子轨迹

2998.5 r/m in。很明显,碰摩发生后,扭转振动主要为扭转自振频率振动。表 1 显示了两种工作转速下,不同摩擦系数的最大弹性碰撞力的大小。

表 1 不同摩擦系数下的最大弹性正碰力 F/kN		
摩擦系数 μ	转速 2100 r/m in	转速 2998 r/m in
0	1.35	20.8
0.01	1.36	13.0
0.02	1.35	15.0
0.05	5.46	19.4
0.08	3.34	15.9
0.1	1.25	14.6

摩擦系数对转子的振动影响比较明显,不同的工作转速下,响应不一样。由于本文考虑碰摩同时会引起静子振动(即实际机器的机匣振动),转子静子各自的运动,形成新的动态转静间隙。因此,高速时的碰摩转子呈现非稳定性,频谱图中出现较大的其它分量,转子轨迹比较紊乱,表 1 中的最大正向碰撞力也不是随摩擦系数增大而线性增大。小的摩擦系数,引发转子周期性的整圈摩擦,如 $\Omega=2998.5\text{ r/m in}$ 中 $\mu=0.01$ 时的转子轨迹;大的摩擦系数将导致转子在多个周期内几个周期整圈摩擦,几个周期摩擦分离,后又摩擦的多周期跳跃碰摩行为,即转子响应历程为振幅增大—碰摩—衰减—慢慢增大—碰摩等等(图 6 和图 7 中的轨迹)。它与以往所定义的碰摩中跳跃现象所不同的是,本文所揭示的这种跳跃现象是发生在多个周期内,而非单一周期内。Weigel^[11]在 1997 年对一台汽轮发电机组的故障诊断时测量到了这种类似振动信号。大的摩擦系数会引起大的转速下降,如果碰摩产生的扭矩超过电机最大反馈抑制扭矩,碰摩后转速急降,转子很快停下来。计算中,当 $\Omega=2998.5\text{ r/m in}$, $\mu=0.15$ 时,就出现了这种情况。因此,对于表面光洁度不高的转子系统来

说,高速状态下,更要很好地预防转静碰摩发生。对于实际转子系统来说,通常一旦安装好后,转静件之间的间隙就固定了。不平衡偏心的大小直接导致不同程度的碰摩。此处,通过给定转静间间隙 $\delta_{gap}=0.45\text{ mm}$,改变盘 1 的不平衡偏心 ϵ_1 的大小,来模拟系统不同程度的碰摩。计算中取工作转速为 $\Omega=2998.5\text{ r/m in}$, $\mu=0.01$ 。

图 8 为扭转振动和弯曲振动的 FFT 分析结果,图 9 给出了部分转子运动轨迹,表 2 为最大正向弹性碰撞力 F 的大小。从图中可以容易地看出,当 $\epsilon_1=0.25\times\delta_{gap}$ 时,系统没有碰摩,此时转子响应只有 1 倍频成分; $\epsilon_1=0.29\times\delta_{gap}$ 时,系统发生单一碰撞后马上又脱离了,重新回复到没有碰摩的运动状态,振动也仅为 1 倍频成分;缓慢增大 $\epsilon_1=0.4\times\delta_{gap}$,系统经历突发碰撞及不稳运行后最终作整圈碰摩,频谱图中出现 $4/3$ 倍转速高频谐波成分,扭振谱中出现复杂分量(图 8);进一步

表 2 不同不平衡量下的最大弹性正碰力 F/kN		
ϵ_1/δ_{gap}	前 64 个周期	后 64 个周期
0.25	0	0
0.29	0.2	0
0.40	19.0	10.5
0.67	22.6	24.0
1.0	32.1	31.4
2.0	45.0	17.6
3.3	97.5	23.7

增大 ϵ_1 ,转子碰撞后振动复杂,次谐波和超谐波振动成分都存在,转子发生前面曾描述的多周期跳跃碰摩行为。然而,当极端地增大不平衡量为 $\epsilon_1=3.3\times\delta_{gap}$ 时,系统发生瞬时剧烈碰撞后,静子随着也作同步振动,并在抑制扭矩作用下,转子静子很快达到了一个新的平衡状态,转子振动中又只有 1 倍频成分了。此时,转子与静子之间发生周期性

的整圈碰摩, 由于静子的运动, 相对减弱了摩擦 (图 9(d) 所示轨迹和表 2 中 $\epsilon_1/\delta_{gap} = 3.3$ 对应的碰撞力)。它表明, 碰摩转子的响应与碰摩程度的大小并不总是成正比, 由此也凸显了碰摩转子的强非线性动力学特性。其实, 上述计算只是针对相当光滑的转静件而言的; 相反, 对于摩擦系数大的转子系统, 不平衡工作时, 会产生巨大的碰撞力, 进而造成严重破坏。本例中, 当 $\mu = 0.1$ 时, 系统碰摩后很快就停下来了。表 2 所示最大正向碰撞力清楚地显示了这一点。表中重点比较了碰撞刚开始时紧跟着的 64 个周期和转子经过很长时间后的稳态运行或似稳态运行时 64 个周期的最大正向碰撞力大小。

5 结 论

本文建立了一个较完备的多自由度转子碰摩模型, 推导了绝对坐标系下, 转子系统运动微分方程。它能有效地描述转子系统的弯曲、扭转振动及其它它们之间的耦合振动。运用数值计算, 作了大量的变参数研究, 得到了如下结论:

(1) 转、静碰摩引起转子弯曲/扭转耦合振动, 弯曲振动呈现很强的非线性特性。

(2) 碰摩引起的扭转振动主要为扭转自振频率成分, 同时伴有其它较小的分数倍频振动; 通过观察扭转振动的变化, 可以有效地诊断转子系统转静间碰摩故障。实验研究结果将在另文报道。

参考文献

- [1] Muszynska A. Rotor-to-Stationary Element Rub-Related Vibration Phenomena in Rotating Machinery [J]. Shock and Vibration Digest 21, 1989: 3- 11.
- [2] 刘献栋, 李其汉. 转静件碰摩模型及不对中转子局部碰摩的混沌特性[J]. 航空动力学报, 1998, 13(4): 361- 365.
- [3] 刘献栋, 李其汉, 杨绍普. 质量偏心旋转机械整圈碰摩的稳定性及其 Hopf 分叉[J]. 振动工程学报, 1999, 12(1): 40- 46.
- [4] 晏砺堂, 王德友. 航空双转子发动机动静件碰摩振动特征研究[J]. 航空动力学报, 1998, 13(2): 173- 176.
- [5] Edwards S, Lees A W, Friswell M I. The Influence of Torsion on Rotor/Stator Contact in Rotating Machinery [J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 225(4): 767- 778.
- [6] 李舜酩, 李香莲. 碰摩转子弯扭耦合振动特性分析[J]. 机械科学与技术, 2000, 19(1): 1- 3.
- [7] Deng X, Liebich R, Gasch R. Coupled Bending and Torsional Vibrations Due to Rotor-to-Stator Contacts [A]. Proc of the 7th Int Conf on Vibrations in Rotating Machinery [C]. 12 - 14, Sep. 2000, University of Nottingham, U.K., MechE, 2000: 291- 300.
- [8] Gasch R. Windkraftanlagen, Grundlagen und Entwurf[M]. (Hrsg.) B. G. Teubner Stuttgart, 1996: 274- 281.
- [9] Drehstrommotoren fuer Niederspannung mit Kfz-laeufer Einphasen-Motoren [R]. FLENDER ATB - LOHER, pp24.
- [10] Fumagalli M, Schweitzer G. Measurements on a Rotor Contacting Its Housing[A]. Proc of the 5th Int Conf on Vibrations in Rotating Machinery [C]. MechE, 1996: 779 - 788.
- [11] Weigel M. Dokumentation des Maschinenzustandes Mittels Schwingungsdiagnostischer Ueberwachungssysteme [A]. Schwingungen in Rotierenden Maschinen IV [C]. (About the Conference Held on March 4- 6, 1997 in GH Kassel Univ.), 1997: 73- 85.

- [1] Muszynska A. Rotor-to-Stationary Element Rub-Related Vibration Phenomena in Rotating Machinery [J]. Shock

(责任编辑 王震华)