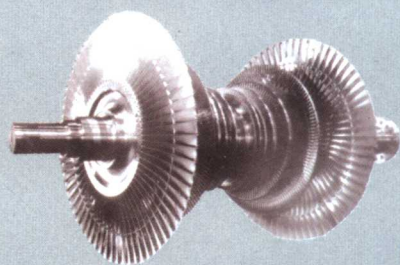


汽轮发电机组

碰摩振动的检测、诊断与控制



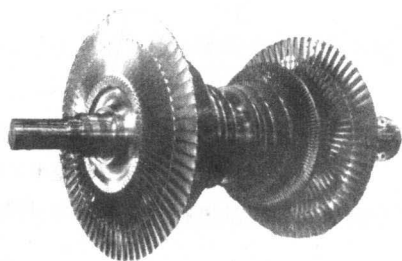
李录平 晋风华 编著



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

汽轮发电机组 碰摩振动的检测、诊断与控制

李录平 晋风华 编著



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

**内
容
提
要**

本书论述了包括大型汽轮发电机组在内的大型旋转机械转子碰摩振动的基本理论、碰摩振动的机理、检测方法 & 诊断方法, 阐述了控制机组碰摩振动的运行策略。

本书共七章, 分别为单圆盘转子碰摩振动的数学描述及其特性分析、旋转机械碰摩故障的信号及其检测方法、大型汽轮发电机组动静碰摩振动机理、旋转机械碰摩振动的基本诊断方法、旋转机械碰摩故障的定位方法、大型汽轮发电机组碰摩振动状态的监测与评价、大型汽轮发电机组碰摩振动的运行控制方法。

本书可作为电力、机械、钢铁、化工、船舶等领域从事旋转机械(特别是汽轮发电机组)方面技术工作的工程技术人员的参考书, 也可作为动力机械及工程、机械工程、热能工程等专业研究生和本科生的参考读物。

图书在版编目(CIP)数据

汽轮发电机组碰摩振动的检测、诊断与控制/李录平, 晋风华编著. —北京: 中国电力出版社, 2006
ISBN 7-5083-3701-8

I. 汽… II. ①李… ②晋… III. 汽轮发电机组—
转子—振动理论 IV. ①TM311 ②TH136

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2005) 第 131605 号

中国电力出版社出版、发行

(北京三里河路 6 号 100044 <http://www.cepp.com.cn>)

北京丰源印刷厂印刷

各地新华书店经售

*

2006 年 1 月第一版 2006 年 1 月北京第一次印刷
787 毫米×1092 毫米 16 开本 8.25 印张 180 千字
印数 0001—3000 册 定价 14.00 元

版 权 专 有 翻 印 必 究

(本书如有印装质量问题, 我社发行部负责退换)

前言

大型汽轮发电机组转动部件与静止部件的碰摩是运行中常见的故障。随着大型机组对效率要求的不断提高,动静间隙变小,碰摩故障发生的可能性增加。当前,大型机组的碰摩振动故障的发生率仅次于质量不平衡故障的发生率,成为大机组的第二大类振动故障。碰摩使转子产生非常复杂的运动,轻者使机组出现强烈振动,严重的可造成转轴永久性弯曲,甚至整个轴系毁坏。因此,碰摩振动故障机理的准确分析诊断对确保机组的安全稳定运行,防止重大事故发生具有重要意义。

随着汽轮发电机组向高参数、大容量方向发展,汽轮机动静间隙越来越小,轴封、油挡、隔板汽封发生动静碰摩的机会越来越多,氢冷发电机的密封瓦也会经常发生动静碰摩现象。机组发生碰摩时,振动会出现明显变化,升降速过程振动快速增加,工作转速下振幅波动,影响机组的安全稳定运行。所以,包括汽轮发电机组在内的大型旋转机械的碰摩振动问题的研究已经受到了有关高等院校、研究机构、企业和管理部门的高度重视。

本书讨论包括汽轮发电机组在内的大型旋转机械的碰摩故障问题。主要包括:单圆盘转子碰摩振动的数学描述及其特性分析、旋转机械碰摩故障的信号及其检测方法、大型汽轮发电机组动静碰摩振动机理、旋转机械碰摩振动的基本诊断方法、旋转机械碰摩故障的定位方法、大型汽轮发电机组碰摩振动状态的监测与评价、大型汽轮发电机组碰摩振动的运行控制方法。书中的有关理论和方法不但可以用于汽轮发电机组碰摩故障的检测、诊断与控制,在其他类型旋转机械的碰摩故障检测、诊断与控制方面也有借鉴作用。

本书的作者长期从事旋转机械(特别是汽轮发电机组)故障诊断的理论和技术研究,以及这方面的教学工作。最近几年,作者结合工程实际,对大型旋转机械的碰摩振动问题进行了细致的理论和试验研究。在同行专家研究的基础上,作者将近几年关于旋转机械碰摩振动方面的研究成果整理成书,奉献给读者,希望能起到抛砖引玉的作用。

本书共七章。第一章介绍转子碰摩振动的数学描述方法及其运动特性。第二章、第三章分别叙述了旋转机械碰摩故障所产生的信号及其检测方法、大型汽轮发电机组动静碰摩故障的机理。第四章、第五章分别介绍了旋转机械碰摩振动的诊断方法和碰摩故障的定位方法。第六章叙述了大型汽轮发电机组碰摩振动状态的监测与评价方法。第七章介绍了大型汽轮发电机组碰摩振动的运行控制方法。

本书第一、三、四、六、七章由李录平执笔,第二、五章由晋风华执笔,全书由李录平统稿。

限于作者的学识水平和工程实际经验，书中难免出现疏漏及某些论述不当之处，敬请读者批评指正。

编著者

2005 年 9 月

目 录

前言

第一章 单圆盘转子碰摩振动的数学描述及其特性分析	1
第一节 单圆盘转子的运动描述	1
第二节 刚性支承转子系统碰摩振动的特性	4
第三节 考虑油膜力的转子碰摩振动的运动描述	7
第四节 碰摩引起的弯扭耦合振动的运动描述	9
第二章 旋转机械碰摩故障的信号及其检测方法	17
第一节 旋转机械动静碰摩过程的物理现象分析	17
第二节 旋转机械碰摩故障信号	20
第三节 旋转机械碰摩故障的振动信号检测	23
第四节 旋转机械碰摩故障的声发射信号检测	31
第五节 旋转机械碰摩故障的噪声信号检测	40
第三章 大型汽轮发电机组动静碰摩振动机理	45
第一节 概述	45
第二节 启动升速过程中的碰摩振动机理	46
第三节 工作转速下的碰摩振动机理	51
第四节 发电机密封瓦引起的碰摩振动机理	55
第四章 旋转机械碰摩振动的基本诊断方法	59
第一节 概述	59
第二节 基于振动信号的碰摩振动诊断	61
第三节 基于声发射信号的碰摩振动诊断	68
第四节 基于噪声信号的碰摩振动诊断	73

第五章 旋转机械碰摩故障的定位方法 77

- 第一节 基于多传感器信息融合的碰摩振动故障定位基本原理 77
- 第二节 基于相关分析的碰摩故障定位方法 80
- 第三节 基于振动矢量分析的碰摩振动定位方法 83

第六章 大型汽轮发电机组碰摩振动状态的监测与评价 91

- 第一节 汽轮机组的碰摩振动状态监测 91
- 第二节 基于时域信号的转子运行状态评价 93
- 第三节 基于频域信号的转子运行状态评价 96
- 第四节 基于多传感器信息融合的转子振动状态评价 99

第七章 大型汽轮发电机组碰摩振动的运行控制方法 102

- 第一节 概述 102
- 第二节 引起汽轮发电机组碰摩振动的运行因素分析 103
- 第三节 汽轮机组轴封碰摩振动的运行控制策略 104
- 第四节 汽缸偏移引起的碰摩振动运行控制策略 105
- 第五节 轴承标高动态变化引起的碰摩振动运行控制策略 113
- 第六节 发电机密封瓦引起的碰摩振动运行控制策略 118

参考文献 123

第一章

单圆盘转子碰摩振动的数学描述及其特性分析

图 1-1 单圆盘转子碰摩振动的数学描述及其特性分析

在旋转机械中，特别是大型动力机械（如汽轮机、燃气轮机）中，为了满足高转速、高效率的需求，转子与定子之间的间隙越来越小，这导致了转子与定子的碰摩故障不断地发生，不断地碰摩导致巨大的转动能量向弹性变形积聚，最后可能引起转子的突然断裂，从而引发灾难性的事故。一般来说，可能发生两种类型的碰摩：一种是部分碰摩，即转子在一个转动周期内和定子接触一次、两次或多次，或每两、三个周期内接触一次或两次。发生碰摩时，相当于转子增加了一个支承点，系统刚度提高，一旦脱离接触，系统刚度就恢复到碰摩前的水平，刚度的这种时变特性将引起转子的参数激振。另一种是全周碰摩，即一旦碰摩发生，转子和定子始终保持接触，产生所谓的“干摩擦”现象，从而引起自激振动，使转子涡动失稳。从 20 世纪初 H. H. Jeffcott 以单圆盘挠性转子为模型对转子系统的动力学行为研究以来，转子系统的碰摩行为一直是人们最关注的问题之一。对转子碰摩的深入研究成果，不但能够给故障诊断提供依据，而且能够用于转子系统的寿命估计，从而可以尽量避免或减少事故的发生。本章以单圆盘转子为物理模型，建立单圆盘转子的碰摩运动方程，讨论支承刚性对碰摩转子运动特性的影响，分析碰摩转子弯扭耦合运动的特性。

第一节 单圆盘转子的运动描述

一个弯曲弹性转子的最简单模型由一个有质量的圆盘和一根无质量的弹性轴组成，这种单圆盘转子系统称为 Jeffcott 转子。假若该转子由两个刚性轴承支承，则称为刚性支承上的 Jeffcott 转子，见图 1-1。

设圆盘的半径为 R ，转子旋转的角速度为 ω ，圆盘的质量为 m ，轴的弯曲刚度为 k ，转子旋转时的内外阻尼系数为 c ，圆盘的偏心距为 e 。

转子系统的参数及其描述运动形态的坐标系见

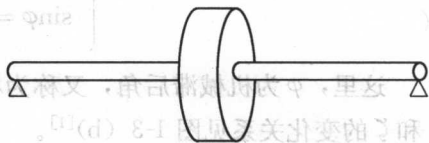


图 1-1 刚性支承上的 Jeffcott 转子

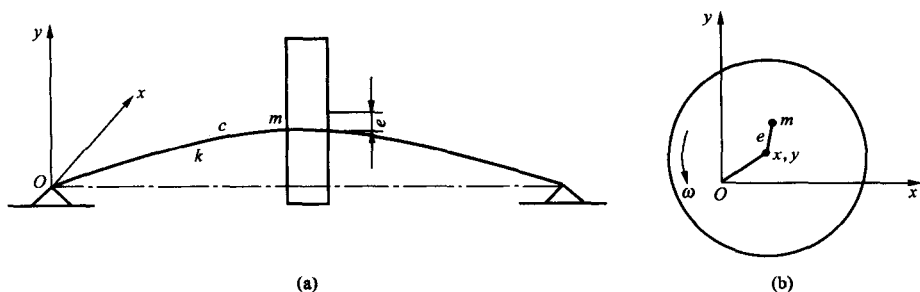


图 1-2 单圆盘转子系统及其坐标系

(a) 柔性单圆盘转子; (b) 描述转子运动的坐标系

图 1-2。描述转子运动规律的坐标系的原点在转子左端的轴承中心（也是轴颈中心）， $x-O-y$ 坐标平面垂直于两轴承中心的连线。

根据达朗伯原理，得到转子由不平衡引起的转子轴心运动方程为^[1~5]

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m\omega^2 \cos\omega t \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = m\omega^2 \sin\omega t \end{cases} \quad (1-1)$$

令 $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$, $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$, $z = x + iy$, 则运动方程可写成如下的复数形式

$$\ddot{z} + 2\zeta\omega_n \dot{z} + \omega_n^2 z = \omega^2 e^{i\omega t} \quad (1-2)$$

令

$$z = z_0 e^{i(\omega t - \varphi)} \quad (1-3)$$

将式 (1-3) 代入式 (1-2)，得

$$\frac{z_0}{e} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right] + i2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)} e^{i\varphi} \quad (1-4)$$

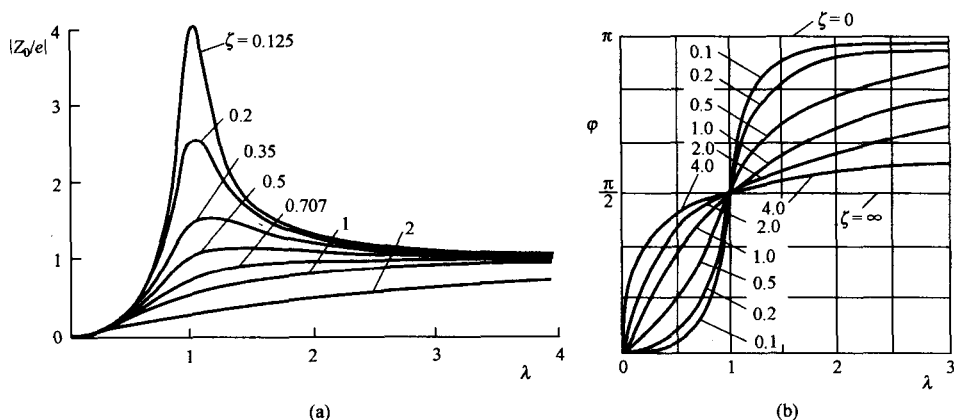
令 $\lambda = \frac{\omega}{\omega_n}$ 。这里， λ 称为频率比。有

$$\left| \frac{z_0}{e} \right| = \frac{\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (1-5)$$

$$\begin{cases} \cos\varphi = \frac{1-\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \\ \sin\varphi = \frac{2\zeta\lambda}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \end{cases} \quad (1-6)$$

这里， φ 为机械滞后角，又称为相位角。 z_0/e 随 λ 和 ζ 的变化关系见图 1-3 (a)， φ 随 λ 和 ζ 的变化关系见图 1-3 (b)^[1]。

对式 (1-5) 两边求导，得


 图 1-3 z_0/e 随 λ 和 ζ 的变化关系曲线

 (a) z_0/e 随 λ 和 ζ 的变化关系; (b) φ 随 λ 和 ζ 的变化关系

$$\frac{d(|z_0/e|)}{d\lambda} = \frac{2\lambda[1 - (1 - 2\zeta^2)\lambda^2]}{[(1 - \lambda^2)^2 + 4\zeta^2\lambda^2]^{\frac{3}{2}}} \quad (1-7)$$

由式 (1-5)、式 (1-7) 和图 1-3 可知:

(1) 当 $\zeta > 0.707$ 时, 对任何 λ , $\frac{d(|z_0/e|)}{d\lambda}$ 恒大于零, $|z_0/e|$ 单调上升趋于 1, 即 $\lim_{\lambda \rightarrow \infty} (|z_0/e|) = 1$, $|z_0/e|$ 不再有极值。这种情况下, 转子的振动不会很大, 其振幅值不会超过偏心距的大小。但是, 工程中一般 ζ 值都很小, 一般不会出现 $\zeta > 0.707$ 的情况。

(2) 当 $\zeta < 0.707$ 时, 在 $\lambda = 1/\sqrt{1-2\zeta^2}$ 处, $\frac{d(|z_0/e|)}{d\lambda} = 0$, 曲线在该处达到极大值。该极大值为

$$\frac{z_{0\max}}{e} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (1-8)$$

在 $z_{0\max}/e$ 处的转速称为共振转速。共振转速的值为 $\omega_0 = \frac{\omega_n}{\sqrt{1-2\zeta^2}} > \omega_n$ 。这里, ω_n 为转子的固有频率。当 ζ 很小时, $\omega_0 \approx \omega_n$ 。

(3) 当 $\zeta = 0$ 时, $\omega_0 = \omega_n$, $\frac{z_{0\max}}{e} \rightarrow \infty$ 。也就是说, 当转子系统的阻尼很小时, 在共振状态下, 转子的挠曲变形量很大, 其理论值趋于无穷大。事实上, 转子的挠曲变形不可能达到无穷大, 其挠曲值超过一定值后, 转子就断裂了。

(4) 转子的转速从零开始升速, 相位角逐步增加。当阻尼很小时, 相位角在临界转速前后发生很大的变化, 变化值接近 180° 。当转速趋近无穷大时 (或 $\lambda \gg 1$ 时), 相位角接近 180° , 而此时 $|z_0/e|$ 趋于 1。这说明转子的质心与转轴的旋转中心重合, 转子的振动很小。这就是转子的自对中心现象。



第二节 刚性支承转子系统碰摩振动的特性

一、碰摩转子的运动方程

单圆盘碰摩转子的力学模型见图 1-4。

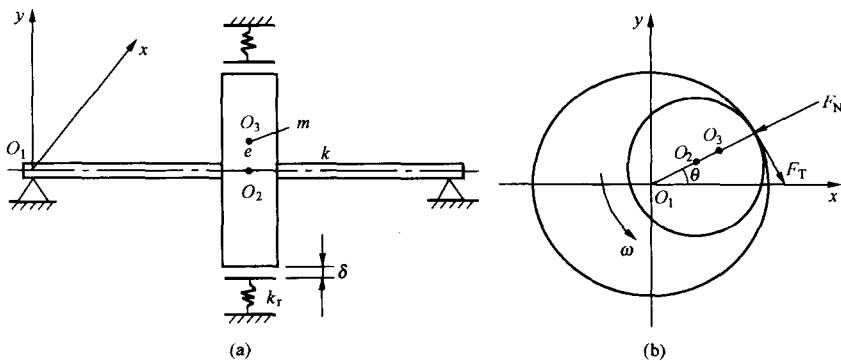


图 1-4 碰摩转子的力学模型

(a) 碰摩转子; (b) 碰摩力示意图

设定子的碰摩刚度为 k_r , 转子与定子之间的径向间隙为 δ 。转子与定子之间的碰摩力包括法向力 F_N 和切向力 F_T 。法向力 F_N 和切向力 F_T 可用下式表示^[4~5]

$$F_N = \begin{cases} 0 & e_d < \delta \\ k_r(e_d - \delta)^{q/r} & e_d \geq \delta \end{cases} \quad (1-9)$$

$$F_T = f F_N \quad (1-10)$$

式 (1-9) 中, $e_d = \sqrt{x^2 + y^2}$ 为转子中心的径向位移。 q, r 为表征碰摩力非线性程度的参数。当 $q/r = 1$ 时表示在 $e_d \geq \delta$ 区段的碰摩力为线性力。在 x 坐标和 y 坐标上, 碰摩力可表示为

$$F_x(x, y) = -F_N \cos \theta + F_T \sin \theta \quad (1-11)$$

$$F_y(x, y) = -F_N \sin \theta - F_T \cos \theta \quad (1-12)$$

或表示为

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = -\frac{(e_d - \delta)^{q/r} k_r}{e_d} \begin{bmatrix} 1 & -f \\ f & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (e_d \geq \delta) \quad (1-13)$$

式 (1-11) 和式 (1-12) 中, θ 为碰摩点的向径与 x 坐标的夹角。描述碰摩转子运动的微分方程为

$$\begin{vmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} c & 0 \\ 0 & c \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{vmatrix} \begin{vmatrix} x \\ y \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} F_x \\ F_y \end{vmatrix} + m\omega^2 \begin{vmatrix} \cos\omega t \\ \sin\omega t \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 0 \\ -mg \end{vmatrix} \quad (1-14)$$

令 $\omega_n t = \tau$, $\omega_n^2 = k/m$, $\lambda = \omega/\omega_n$, $2\zeta\omega_n = c/m$, $\beta = k_r/k$, $G = g/\omega_n^2$ 。式(1-14)化为一阶方程为

$$\begin{cases} x'_1 = x_3 \\ x'_2 = x_4 \\ x'_3 = -2\zeta x_3 - x_1 - \beta \frac{(e_d - \delta)^{q/r}}{e_d} (x_1 - f x_2) + e \lambda^2 \cos \lambda \tau \\ x'_4 = -2\zeta x_4 - x_2 - \beta \frac{(e_d - \delta)^{q/r}}{e_d} (f x_1 + x_2) + e \lambda^2 \sin \lambda \tau - G \end{cases} \quad (1-15)$$

式中, $x'_i = dx_i/d\tau$ ($i = 1, 2, 3, 4$)。这是具有分段非线性交叉刚度的非线性振动系统。

二、影响转子碰摩振动特性的因素

影响刚性支承转子碰摩振动特性的因素主要有: 转子的转速(或频率比), 定子与转子之间的刚度比, 转子的偏心量(或不平衡量大小), 阻尼系数, 碰摩时的摩擦系数大小。

本节利用单圆盘转子非线性碰摩振动微分方程式(1-15)来分析上述各因素对转子碰摩振动特性的影响。这里, 主要分析转速(频率比)、偏心量、阻尼系数和刚度比对转子碰摩振动特性的影响^[6]。

1. 转子的转速(频率比)对碰摩振动特性的影响

转子的转动频率与其横向振动固有频率之比称为频率比。频率比对转子碰摩时的分叉与混沌运动有决定性的影响。在转子的固有频率、转子与定子刚度比、转子系统阻尼比、摩擦系数、转子定子间隙、转子偏心量等参数一定的情况下, 若考虑非线性碰撞力, 转子响应随着频率比的变化经历了从周期运动到混沌运动的演变过程。

根据仿真研究结果, 在不同的频率比区间, 转子碰摩振动响应特性是不相同的。在低转速区, 转子是单周期的稳定振动, 轴心运动轨迹近似椭圆形。随着频率比增加, 在一个较小的频率比范围内, 转子振动演变为2周期运动, 振动信号的时域波形发生了明显的变化, 出现了分频信号; 轴心轨迹出现了“花瓣”。随后, 在一定的转速范围内转子系统又恢复了稳定的周期运动。紧接着, 在一定的转速范围内系统出现拟周期运动, 时域波形上可以看出明显的“拍振”现象, 振动频谱中出现了明显的倍频成分, 轴心运动轨迹呈一个“8”字形的带状结构。随着频率比继续增加, 转子运动出现多周期运动、拟周期运动, 最后, 系统进入到周期运动、混沌运动的交替变化过程。

由上述分析可知, 发生碰摩的转子只有在低转速区和某些少数转速区, 运动才是稳定的。而在高转速区, 绝大部分区域是不稳定的。



2. 转子偏心量（不平衡量）大小对碰摩振动特性的影响

转子偏心量（或不平衡量）大小是直接影响转子系统稳定运行的一个重要因素。在偏心量很小时，碰摩振动是稳态周期振动。随着偏心量的增加，系统响应呈现周期运动、拟周期运动、分频运动和混沌运动交替变化的复杂运动形态。随着偏心量的变化，转子每旋转一周的碰摩次数与碰摩的位置都发生了变化。

随着偏心量的增加，最大碰摩力呈增大趋势。

根据仿真结果，在其他参数一定的情况下，转子只有在偏心量（不平衡量）很小的区间其运动才可能确保是稳定的。在大偏心量区域，转子运动是不稳定的；在混沌运动区，转子运动可能是发散的。

3. 阻尼系数对碰摩振动特性的影响

在转速及其他运行参数不变的情况下，转子振动响应随阻尼系数的增加经历了混沌运动和周期运动的交替变化过程。在阻尼很小时，响应以混沌运动为主；然后，在某一个阻尼值附近振动响应由混沌运动经阵发性分叉进入分频运动，随后进入比较大范围的混沌运动；随着阻尼系数的增加，当阻尼增加到某一值时，转子的响应进入周期运动区。

在其他参数一定的情况下，转子碰摩运动在高阻尼区的稳定性要高于低阻尼区的稳定性。

4. 刚度比对碰摩振动特性的影响

刚度比 $\beta = k_r/k$ ，它表示定子与转子的刚度比。 β 的取值范围为 $0 \sim \infty$ 。对于实际的旋转机械而言， β 为有限值。 β 小于 1 时，说明定子比转子“软”； β 大于 1 时，说明定子比转子“硬”。 β 越大，说明定子越“硬”； β 越小，说明定子越“软”。

刚度比 β 的值对转子的碰摩振动特性有很大的影响。图 1-5 为某一刚性支承的仿真转子碰摩振动随刚度比变化的分叉图。从图 1-5 可知，对于刚性支承的转子系统，在低刚度比区域，转子的运动为多周期（4 周期）运动；当刚度比接近 5 或超过 5 时，转子运动出现分叉，并且随着刚度比的继续增加，分叉继续进行。很显然，对于刚性支承的转子系统而言，定子与转子的刚度比越大，碰摩振动的稳定性越差。

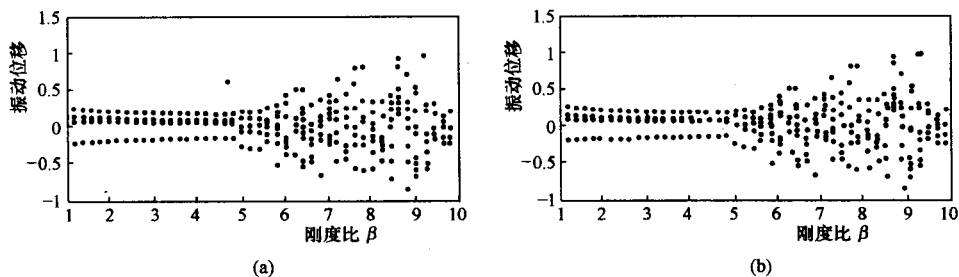


图 1-5 转子振动响应随刚度比变化的分叉图

(a) 转速比 $\lambda=0.6$ ；(b) 转速比 $\lambda=1.6$

第三节 考虑油膜力的转子碰摩振动的运动描述

一、考虑油膜力的碰摩转子的运动方程

考虑了轴承油膜力的碰摩转子模型见图 1-6。设轮盘处有集中质量 m_d ，两端处各有集中质量 m_b 。假设转轴两端支承在两个相同滑动轴承上，轮盘位于转轴中间。设 (x_d, y_d) 和 (x_b, y_b) 分别是轮盘和轴颈中心坐标。对于符合短轴承模型假设的油膜轴承，油膜压力 p 所满足的雷诺方程为^[7~8]

$$\frac{\partial}{\partial z} \left| \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right| = 6\omega \frac{\partial h}{\partial \gamma} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1-16)$$

$$h = c_1 - x_d \cos \gamma - y_d \sin \gamma$$

式中 h ——油膜厚度 (见图 1-7);

z ——轴向位置坐标;

μ ——润滑油黏度;

ω ——转轴的转速;

c_1 ——轴承径向间隙;

γ ——任意径向方向与轴颈位移方向的夹角。

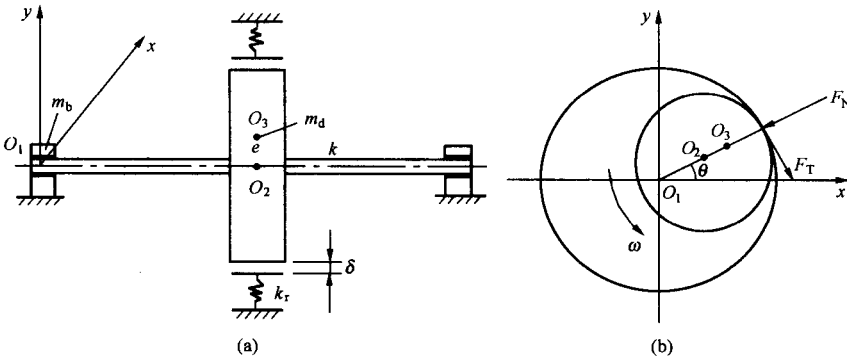


图 1-6 考虑了油膜力作用的碰摩转子模型

将油膜压力 p 沿整个轴承表面积分，并应用 Sommerfeld 边界条件，可以得到油膜力沿 x 和 y 两个方向的分量为^[7~8]

$$\begin{cases} p_x(x_b, y_b) = -\mu\pi RL^3 \left| \frac{\omega y_b + 2 \dot{x}_b}{2(c_1^2 - x_b^2 - y_b^2)^{3/2}} + \frac{3x_b(x_b \dot{x}_b + y_b \dot{y}_b)}{(c_1^2 - x_b^2 - y_b^2)^{5/2}} \right| \\ p_y(x_b, y_b) = -\mu\pi RL^3 \left| \frac{2 \dot{y}_b - \omega x_b}{2(c_1^2 - x_b^2 - y_b^2)^{3/2}} + \frac{3y_b(x_b \dot{x}_b + y_b \dot{y}_b)}{(c_1^2 - x_b^2 - y_b^2)^{5/2}} \right| \end{cases} \quad (1-17)$$



在碰摩作用下轮盘的运动方程为^[7~8]

$$m_d \begin{vmatrix} \ddot{x}_d \\ \ddot{y}_d \end{vmatrix} + c \begin{vmatrix} \dot{x}_d - \dot{x}_b \\ \dot{y}_d - \dot{y}_b \end{vmatrix} + k \begin{vmatrix} x_d - x_b \\ y_d - y_b \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} F_x \\ F_y \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} m_d \omega^2 \cos \alpha t \\ -m_d g + m_d \omega^2 \sin \alpha t \end{vmatrix} \quad (1-18)$$

轴颈的运动方程为

$$m_b \begin{vmatrix} \ddot{x}_b \\ \ddot{y}_b \end{vmatrix} + \frac{c}{2} \begin{vmatrix} \dot{x}_b - \dot{x}_d \\ \dot{y}_b - \dot{y}_d \end{vmatrix} + \frac{k}{2} \begin{vmatrix} x_b - x_d \\ y_b - y_d \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ -m_b g \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} p_x(x_b, y_b) \\ p_y(x_b, y_b) \end{vmatrix} \quad (1-19)$$

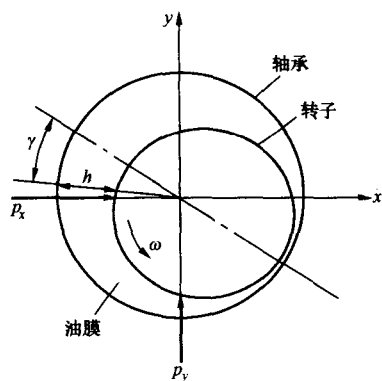


图 1-7 油膜轴承简图

二、考虑了油膜力的碰摩转子的振动特性

根据式 (1-18) 和式 (1-19)，对考虑了油膜力的碰摩转子的动态特性进行仿真研究，发现有下列几个方面的规律^[7~8]。

1. 在油膜力的作用下，转子碰摩振动时的分叉特性更加复杂

以转速比 λ 为参数，考察刚性支承的转子系统与油膜轴承支承的转子系统在发生碰摩故障时的分叉特性。图 1-8 为某仿真转子系统在转子与定子的刚度比一定的情况下，刚性支承和油膜轴承支承情况下的分叉特性。由图 1-8 可知，油膜支承的转子的第一个振动峰值比刚性支承的转子的第一个峰值来得早，且前者比后者大。后面的峰值也相应地来得早一些，峰值也大一些。

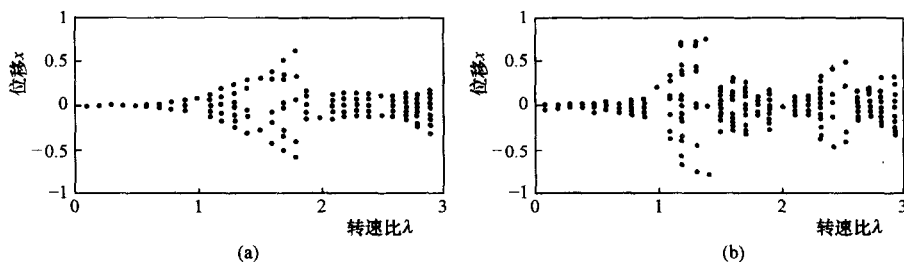


图 1-8 某仿真转子系统在刚性支承和油膜支承情况下的分叉特性比较

(a) 刚性支承；(b) 油膜支承

在转速比一定的情况下，刚性支承转子与油膜支承转子碰摩时的轴心轨迹和频谱图完全不同。油膜支承转子的频谱变得更加复杂，其低频成分更加丰富，见图 1-9。

2. 刚度比 β 对转子系统碰摩故障的影响

转子系统发生碰摩故障时，刚度比 β 对碰摩振动特性影响很大。图 1-10 所示为刚性支承和油膜支承的转子碰摩振动响应随刚度比变化的分叉图。对于油膜支承的转子系统，

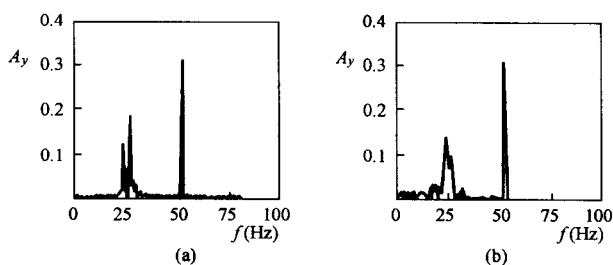


图 1-9 某仿真转子系统在刚性支承和油膜支承情况下的碰摩频谱
(a) 刚支转子的 y 向频谱; (b) 油膜支承转子的 y 向频谱

刚度比增加, 系统响应呈现混沌运动、拟周期运动、分频运动交替变化的复杂运动形态, 最后进入分频运动。比较图 1-10 (a) 和 (b) 可以发现, 刚性支承的转子系统的运动变化规律与油膜支承的转子系统的运动变化规律恰恰相反。

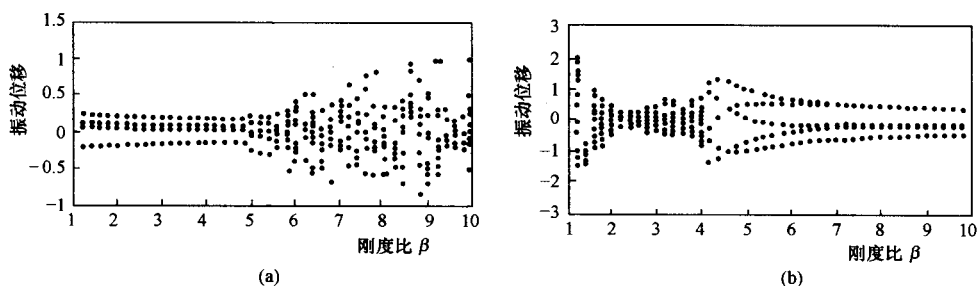


图 1-10 刚性支承和油膜支承转子的碰摩振动响应随刚度比变化的分叉图
(a) 转速比 $\lambda = 1.6$, 刚性支承; (b) 转速比 $\lambda = 1.6$, 油膜支承

3. 轴承参数对转子响应的影响

仿真研究表明, 转子系统碰摩时, 油膜响应对轴承参数的反应不是很敏感, 这对诊断和控制转子的碰摩振动故障是有利的。

第四节 碰摩引起的弯扭耦合振动的运动描述

在转子发生动静碰摩时, 由于同时受到切向力和径向力的作用, 因此, 转子会同时存在着弯曲振动和扭转振动。这种耦合振动与系统的参数、状态 (质量偏心、旋转速度) 有关。因此, 在进行转子动静碰摩分析时, 仅考虑到弯曲振动响应而忽略扭转振动响应, 多少都会与实际系统产生一定的偏差。本节主要论述转子、定子碰摩时的弯曲、扭转耦合振动数学模型, 研究存在碰摩时轴系弯曲与扭转耦合的振动特性, 以及扭转对碰摩振动的影响。



一、碰摩引起的弯扭耦合振动数学模型

1. 坐标系的建立^[4,9~14]

现研究图 1-11 所示的单圆盘转子系统。该转子系统由一根无质量的转轴，一个集中质量为 m_1 的偏心圆盘，一个具有弹性、质量为 m_2 的定子组成，转轴刚性安装在两个轴承上。 x 、 y 方向分别表示水平方向和垂直方向， z 为轴向方向，原点 O 为转盘静止时的形心位置， $x-O-y$ 为固定坐标系。转子初始质量偏心距为 e ，初相位为 α （即与 y 方向的夹角），且定子、转子所有组成部件均各向同性。用动坐标 x_1 、 y_1 分别表示转盘（原点为其形心 O_1 ）在水平、垂直方向的振动量，盘的扭转振动量用 $\varphi(t)$ 来表示；定子形心 $O_2(x_2, y_2)$ ，碰摩时定子沿径向局部变形，假设定子形心不变。系统静止时，转子、定子形心存在一定的不对中量（对应图中的 OO_2 ），其值为 δ_0 。转轴的弯曲和扭转的耦合振动，其物理模型及坐标见图 1-11。

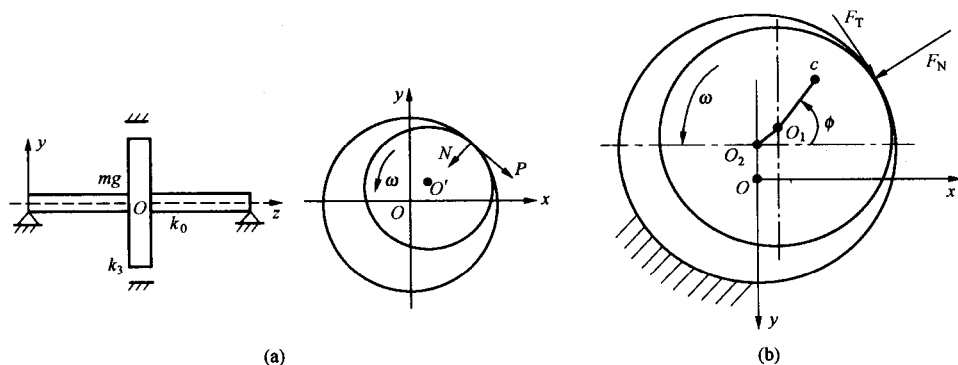


图 1-11 Jeffcott 转子碰摩模型

(a) 转子模型及坐标系；(b) 碰摩模型

当转子相对振动超过转子与定子之间的径向最小间隙时，转子、定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定子上，碰摩时转子与定子在碰摩点的受力见图 1-12。

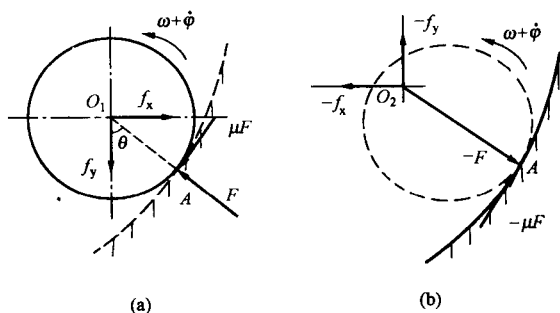


图 1-12 碰摩力分析

(a) 转子；(b) 定子

2. 转子弯扭耦合振动数学模型

转子的受力情况可根据定子和转子是否碰撞分为两个阶段：碰撞前，由于转盘质量偏心引起转轴弯曲，从而对转子产生弹性恢复力作用和偏心惯性力；碰撞时，系统除在碰撞面的法向受到转轴的弹性恢复力和碰撞时定子变形所产生的弹性恢复力作用外，转子还受到一切向摩擦力作用。