

引用格式:张娅,陈康,王维民,等.考虑气流激振下汽轮机转子系统碰摩动力学特性研究[J].北京化工大学学报(自然科学版),2019,46(1):76-83.

ZHANG Ya, CHEN Kang, WANG WeiMin, et al. The dynamic behavior of the rotor system of a steam turbine subjected to rub-impact and fluid excitation at different locations[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science), 2019,46(1):76-83.

## 考虑气流激振下汽轮机转子系统碰摩 动力学特性研究

张 娅 陈 康 王维民\* 姜兴安

(北京化工大学 机电工程学院,北京 100029)

**摘 要:**减小密封间隙是提高透平机械工作效率的一条重要途径,但同时也会因工作间隙减小而使动静结构件之间发生碰摩故障,为此针对某实际发生碰摩故障的汽轮机转子系统构建了有限元分析模型。在考虑气流激振作用的同时,通过对系统在不同位置发生碰摩时的动力学特性进行数值模拟分析,研究不同碰摩点处发生局部碰摩时轴承处的振动特征。分析结果表明:两支撑轴承处的轴心轨迹、频谱图等特征图呈现出一定的规律,系统主要为同频周期运动,但频谱中会出现高频成分;随着碰摩点靠近轴承或转子系统中心,系统的运动越来越复杂,出现了8字形和椭圆等轨迹,时域波形图中出现了削波现象;不同位置碰摩振动现象不同,可根据轴承处的响应特征图估计出碰摩故障发生的位置。

**关键词:**转子-轴承系统;有限元法;动力学行为;碰摩

**中图分类号:** O322 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2019.01.012

### 引 言

由于转子-静子之间的碰摩对机组有较大的破坏性,且原因众多、振动现象复杂多样而难以准确诊断,因此成为透平机械长周期可靠运行的主要威胁之一,多年来一直被科技和工程技术人员所关注,是工程学术界研究的热点和难点问题。

Muszynska<sup>[1]</sup>对碰摩的机理、现象、分析及诊断方法进行了综述,随后 Ahmad<sup>[2]</sup>对其进行了补充,并概述了刚度、阻尼、库伦摩擦力、转子加速度、支撑结构的对称性、热效应以及盘的柔性等参数对碰摩转子的非线性动力学的影响。由于碰摩本身的复杂性,定量的研究结果不多,尤其是对实际的透平机械碰摩故障机理的研究结果很少。理论模型方面,所建立的模型主要是 Jeffcott 转子系统质点模型<sup>[3]</sup>以

及多盘转子-轴承系统模型<sup>[4-6]</sup>;在建模方法上,主要有集中参数模型<sup>[4]</sup>和有限元分析模型<sup>[5-7]</sup>;在动力学特征描述方面,通常使用时间历程、轴心轨迹、庞加莱截面图、频谱图等特征图。研究结果显示,碰摩振动响应特征较复杂,有同频周期运动、倍周期、拟周期甚至混沌运动。但是以上研究多以理论单盘或双盘转子为主,针对实际透平机械转子的研究较少。

目前基于理论模型的研究与实际透平机组的碰摩响应之间存在较大的差异<sup>[2]</sup>,这种差异主要来自转子模型、碰摩力模型<sup>[8]</sup>以及轴承模型上的差异。除了构成透平机械转子的金属件之间的碰摩现象外,轴承润滑油高温下结焦而导致的转子运行过程中动静间隙逐步缩小,且碰摩程度不断增大也成为威胁汽轮机稳定运行的主要因素<sup>[9]</sup>。

本文以某汽轮机转子系统为研究对象,在考虑转子静子偏心和实际轴承支撑的情况下,对转子系统在不同位置发生碰摩时的动力学行为进行了详细的数值模拟,通过分析比较轴心轨迹和频谱图等响应特征来解释发生多种碰摩现象的原因,并以此来辨别碰摩位置,以期为大型高速旋转机械系统的故

收稿日期:2018-01-04

基金项目:国家自然科学基金(51775030)

第一作者:女,1975年生,博士,讲师

\*通信联系人

E-mail: wwm@mail.buct.edu.cn

障诊断和碰摩故障定位及控制提供理论指导。

## 1 考虑转子-静子偏心的碰摩力模型

转子偏心是诱发碰摩故障的一个重要原因,该现象由润滑油结焦或者缸体变形等引起,在转子稳定运行过程中发生,间隔时间可长可短,严重程度各不相同。现考虑初始静子相对于固定坐标系有微小偏移坐标量  $x_{s0}$  和  $y_{s0}$ ,碰摩力模型如图 1。

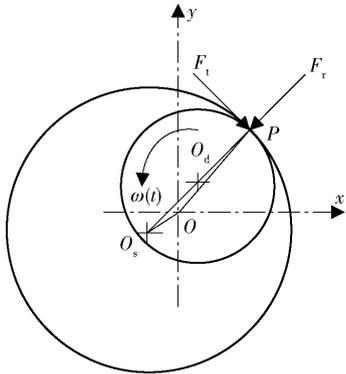


图 1 碰摩力模型

Fig. 1 Mechanical model of rub-impact with stator offset

图中  $O_s$  和  $O_d$  分别为静子和转子的中心,  $O$  为坐标轴原点,  $\omega$  为转动角速度,  $t$  为转动时间。  $O_s O_d$  为轴心和静子中心的距离, 当  $O_s O_d$  大于动静间隙  $\delta$  时,  $P$  点处发生碰摩。忽略摩擦的热效应, 其径向碰摩力  $F_r$  和切向碰摩力  $F_t$  分别为

$$\begin{cases} F_r = k_r(O_s O_d - \delta) \\ F_t = fF_r \end{cases} \quad O_s O_d - \delta > 0 \quad (1)$$

式中,  $k_r$  为静子的径向刚度,  $f$  为动静之间的摩擦系数,  $O_s O_d = \sqrt{(x - x_{s0})^2 + (y - y_{s0})^2}$ ,  $x$  和  $y$  为碰摩点轴心的横向位移。

碰摩力在坐标轴  $x$  和  $y$  方向上的表达式为

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \frac{k_r(O_s O_d - \delta)}{O_s O_d} \begin{bmatrix} 1 & -f \\ f & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x - x_{s0} \\ y - y_{s0} \end{bmatrix} \quad (2)$$

## 2 转子系统有限元动力学模型

图 2 所示为某工业现场运行的汽轮机的结构示意图, 该汽轮机共由 5 级构成。

为研究汽轮机转子瞬态振动的故障机理, 建立了该汽轮机转子-轴承系统的有限元模型, 如图 3 所示。整个系统被离散为 42 个节点, 共 41 个单元。为有效考虑气流激振导致的转子系统阻尼比的降低, 在第 20 节点施加交叉刚度 3000 N/mm。每个节点有 4 个自由度, 分别为沿横向坐标轴的移动分量

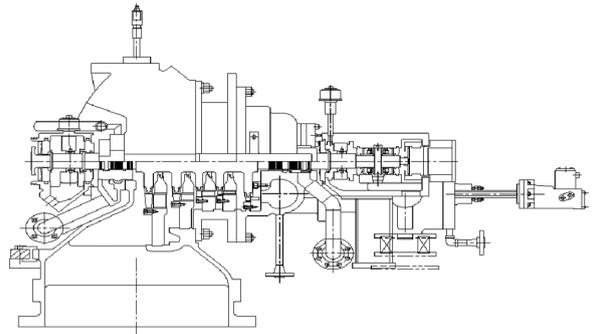


图 2 某汽轮机结构示意图

Fig. 2 Steam turbine structure

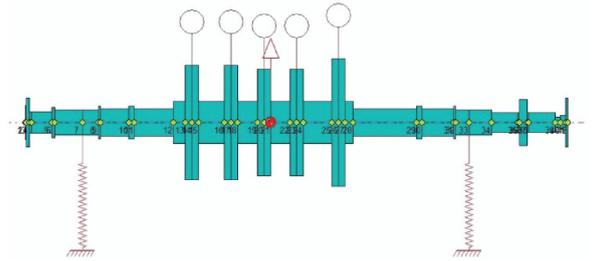


图 3 汽轮机转子-轴承系统有限元示意图

Fig. 3 Finite element model of the rotor system

( $x_i, y_i$ ) 及绕横向坐标轴的转动分量 ( $\theta_{xi}, \theta_{yi}$ ), 即  $a_i = (x_i \ y_i \ \theta_{xi} \ \theta_{yi})^T, i = 1, 2, \dots, 42$ 。系统的振动方程可表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{a}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (3)$$

式中,  $\mathbf{M}$  是结构质量矩阵,  $\mathbf{C}$  为结构阻尼矩阵,  $\mathbf{K}$  为结构刚度矩阵,  $\mathbf{a}$  为结构位移列阵,  $\mathbf{F}$  为结构载荷列阵。其中阻尼矩阵  $\mathbf{C}$  包含轴承阻尼矩阵和陀螺矩阵, 系统运动微分方程采用 Newmark 方法求解, 时间步长设置为  $1.8 \times 10^{-5}$  s。

轴承的动力学性能对整个转子系统的碰摩振动响应具有重要的影响, 其线性化的刚度和阻尼模型如图 4 所示。本文运用商业转子动力学软件 Dyrobes-Bperf, 通过二维的计算流体力学方法, 用小扰动法来求解线性化的刚度系数 ( $K_{xx}, K_{yy}$ ) 和阻尼系数 ( $C_{xx}, C_{yy}$ )。轴承结构参数及左轴承刚度系数如图 5 所示, 对可倾瓦轴承, 其耦合项为零。

图 5 显示, 由于两轴承的载荷不同, 导致刚度系数和阻尼系数略有差别。当转速为 11 100 r/min 时, 左轴承  $x$  和  $y$  方向的主刚度系数  $K_{xx}$  和  $K_{yy}$  分别为 13 850.05 N/mm 和 56 695.35 N/mm, 阻尼系数  $C_{xx}$  和  $C_{yy}$  分别为 64.689 15 N·s/mm 和 88.533 2 N·s/mm; 右轴承  $x$  和  $y$  方向的主刚度系数  $K_{xx}$  和  $K_{yy}$  分别为 13 355.55 N/mm 和 52 012.2 N/mm, 阻尼系数  $C_{xx}$  和

$C_{yy}$  分别为  $64.498 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{mm}$  和  $84.838 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{mm}$ 。

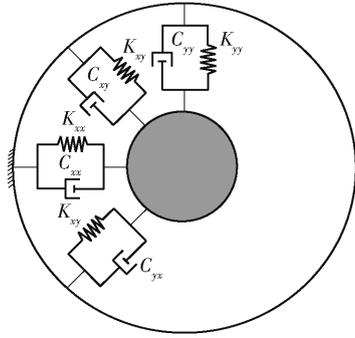


图4 轴承的刚度模型

Fig.4 Stiffness model of the bearing

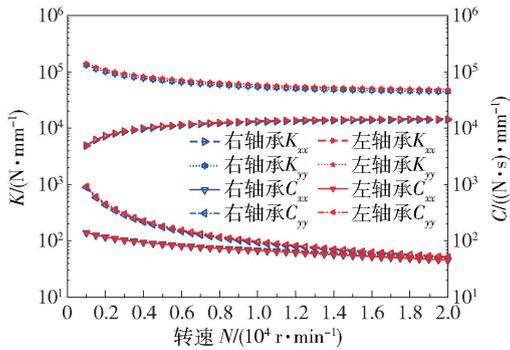


图5 轴承结构参数及刚度阻尼系数

Fig.5 Structure parameters and dynamic coefficient of the bearing

### 3 转子系统动力学特性数值分析

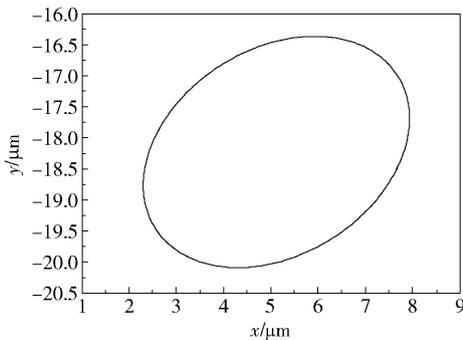
#### 3.1 工况设置

对于图3所示的某汽轮机的转子-轴承系统，转子的重心接近21号节点，在该处给转子施加  $1000 \text{ g}\cdot\text{mm}$  的不平衡量。静子的径向刚度为  $8.5 \times 10^8 \text{ N}/\text{m}$ ，径向间隙  $\delta_r = 0.2 \text{ mm}$ ，静子中心的偏移量设为  $x_{s0} = -0.198 \text{ mm}$  和  $y_{s0} = 0$ 。该系统的一阶临界转速为  $4800 \text{ r}/\text{min}$ ，左、右轴承分别位于节点7和33处。本文研究  $11100 \text{ r}/\text{min}$  工作转速下系统的动力学行为。

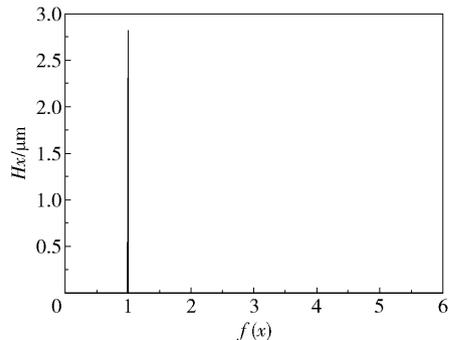
#### 3.2 数值结果分析

图6为系统无碰摩时左右轴承的响应特征图，其中频谱图反映了  $x$  方向的幅频响应 ( $Hx$ ) 随工作频率的倍数 ( $f(x)$ ) 的变化情况。由图可知，当不考虑碰摩且仅有不平衡力和重力作用时，左右轴承的轴心轨迹为椭圆形状，而频谱图表明只有1倍频运动。

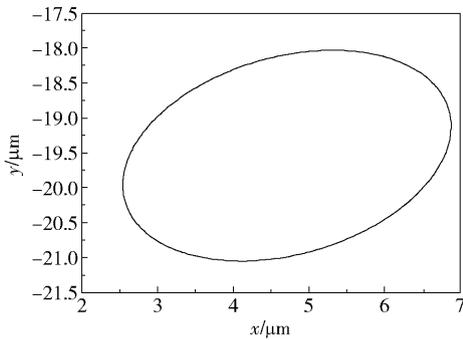
保持系统的其余参数不变，分析在工作转速下不同碰摩位置对系统动力学行为的影响。图7~11分别为在节点6、10、14、20、26、31及36处发生碰摩时，左右轴承和碰摩点的轴心轨迹、频谱图和时域波形等响应特征图。



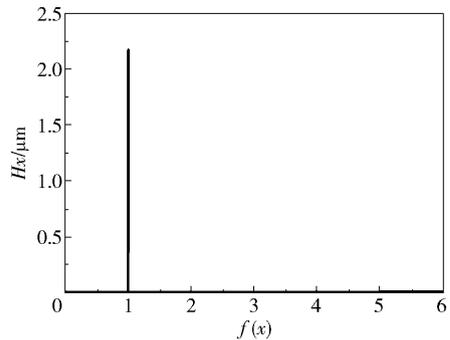
(a) 轴心轨迹,左



(b) 频谱图,左



(c) 轴心轨迹,右



(d) 频谱图,右

图6 系统无碰摩时的响应特征图

Fig.6 Response characteristic plots of the system without rub-impact

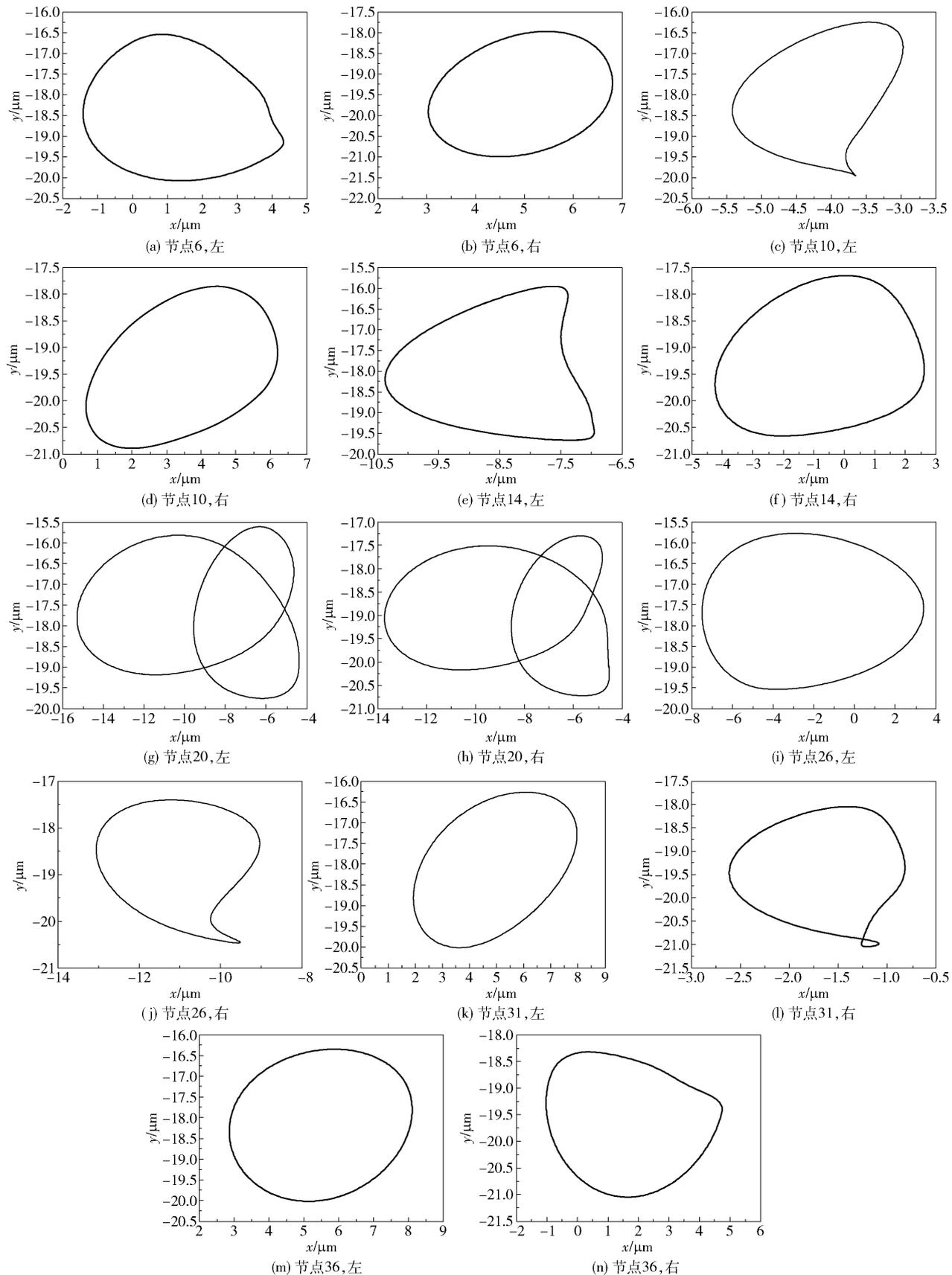


图 7 不同节点发生碰摩时左右轴承处的轴心轨迹图

Fig. 7 Axis orbit of bearings in the case of rub-impact at different nodes

图 7 为不同位置碰摩时左右轴承支撑处的轴心轨迹图的对比。通过分析比较图 7 可知,碰摩位置不同时左右轴承处呈现不同的响应特征:当碰摩位置从左向右变化,在左轴承位置附近和转子的中部发生碰摩时,左轴承位置的轴心轨迹相对复杂,而其余位置发生碰摩时轴心轨迹近似于椭圆或圆;对于右轴承位置,其轨迹逐步由椭圆或圆变复杂,出现 8 字型轨迹图,然后又近似于椭圆或圆。总体而言,当碰摩发生在靠近某轴承和转子中部位置时,该轴承的响应相对复杂,而另外一个轴承处的轨迹图类似于椭圆或圆。

图 8 为 3.1 节所给工况下左右轴承处比较典型的频谱图。结合图 7 可知,当轴心轨迹趋向于椭圆

或圆时,所对应的主要是基频响应,反之则会出现高频成分,且轴心轨迹越复杂,包含的高频率成分越多。可以看出,碰摩发生在节点 20 时,除了高频成分还出现了分频。图 9 为同样工况下左右轴承处比较典型的  $x$  方向时域波形图。碰摩发生在节点 10 和 20 时左轴承处的时域波形出现明显的削波现象,碰摩发生在节点 20 和 31 时右轴承处的时域波形出现明显削波现象,此为碰摩故障的特征。通过分析不同位置发生碰摩的转子-轴承系统的动力学响应可知,对于大部分碰摩点,系统主要为同频周期运动,其庞加莱截面图为一个点(图 10(c)、(d)),但也会出现较复杂的运动模式,如图 10(a)、(b) 所示的周期 2 运动。

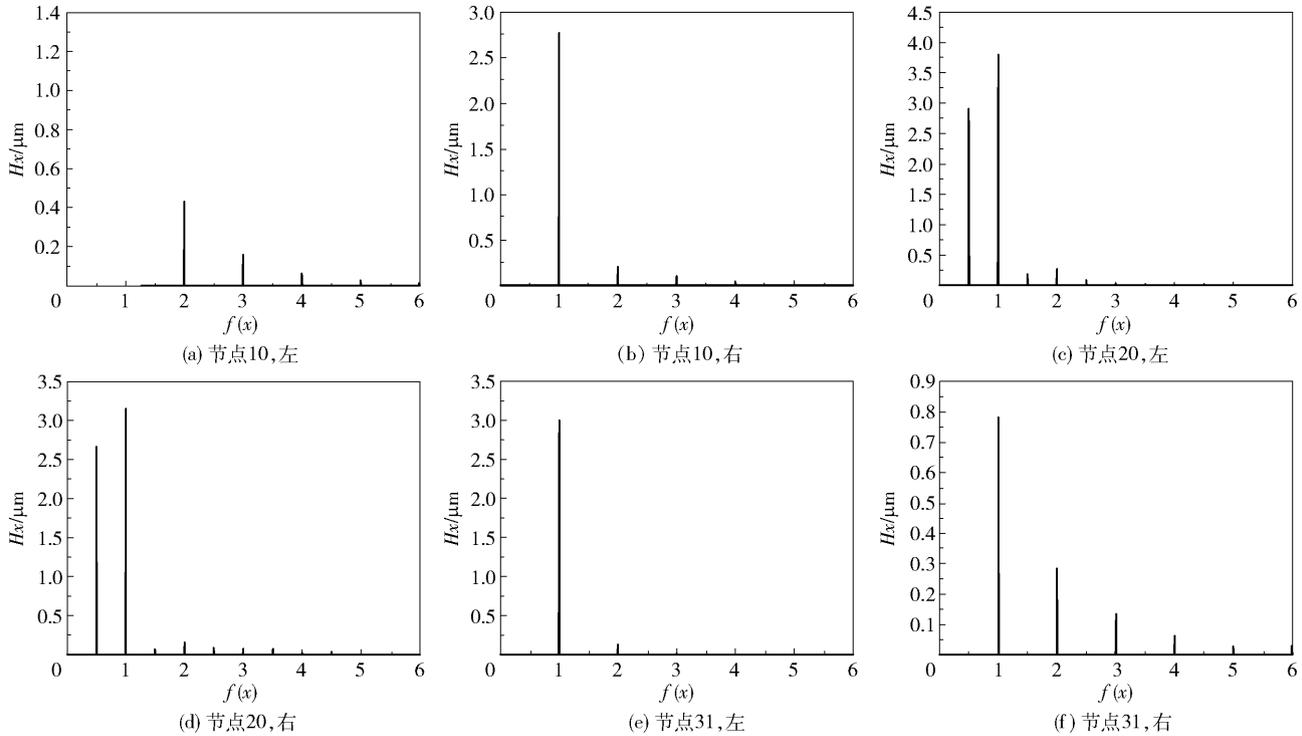


图 8 左右轴承处的频谱图

Fig. 8 Amplitude spectra of bearing positions

图 11 为碰摩点处的响应图,图中实线为碰摩点 10 和 36 处的轴心轨迹,其中碰摩点 36 位于右轴承的右端,其轴心轨迹为明显的 8 字型;虚线表示要发生碰摩的临界线,当点运动到虚线右侧时,表明点的径向位移超过了间隙值,从而引起动静碰摩。图 11 显示了运动过程中的局部碰摩位置。

### 4 结束语

本文着重分析讨论了汽轮机转子系统在工作频

率下碰摩位置对系统动力学特性的影响,并给出了碰摩点轨迹上发生局部碰摩的范围以及反映系统响应特征的轴心轨迹、时域波形和幅值谱图。分析结果表明:对应不同的碰摩位置,系统会呈现丰富的动力学特征,有同频周期运动和倍周期运动,但以同频周期运动为主;频谱分析中有同频、倍频及分频等信号,但仍以同频和倍频为主。在某些碰摩位置,时域波形图会出现削波现象。

利用本文的研究成果,在了解有关碰摩机理的

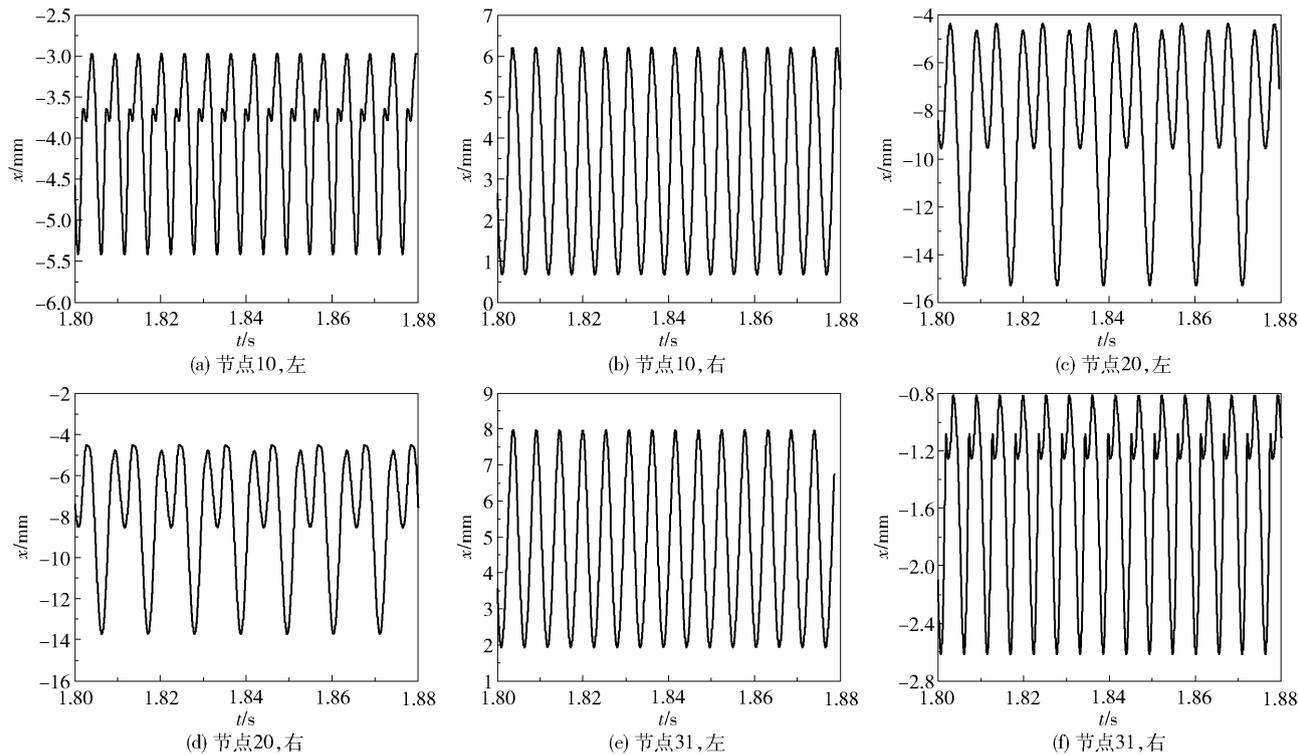


图 9 左右轴承处的时域波形图

Fig. 9 Time wave plots of bearing positions

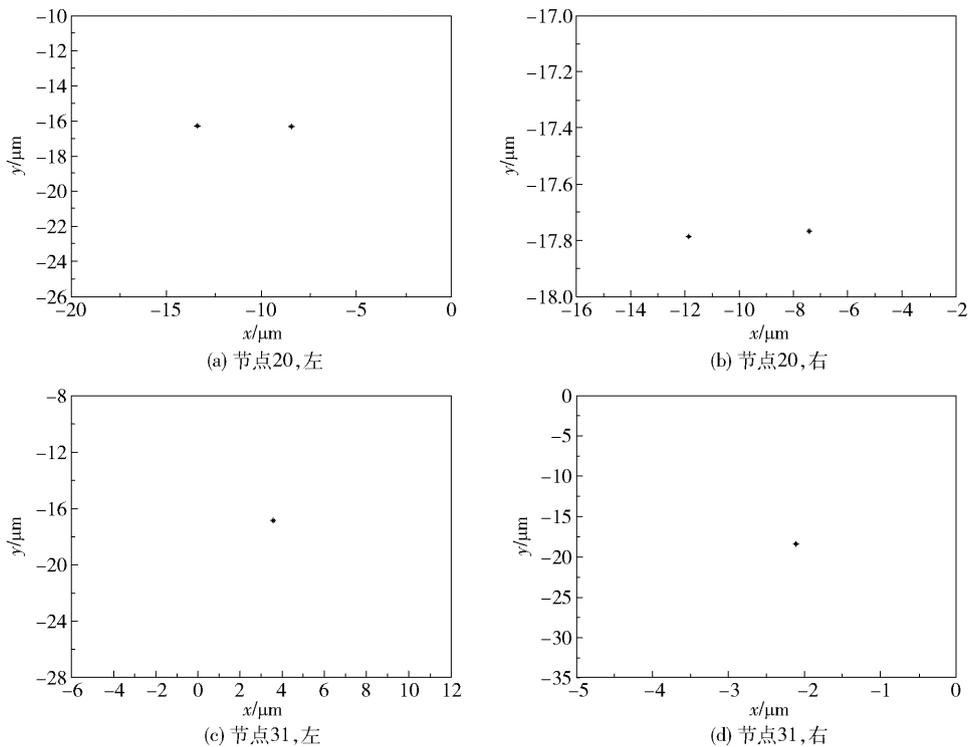


图 10 左右轴承处的庞加莱截面图

Fig. 10 Poincaré section maps of bearing positions

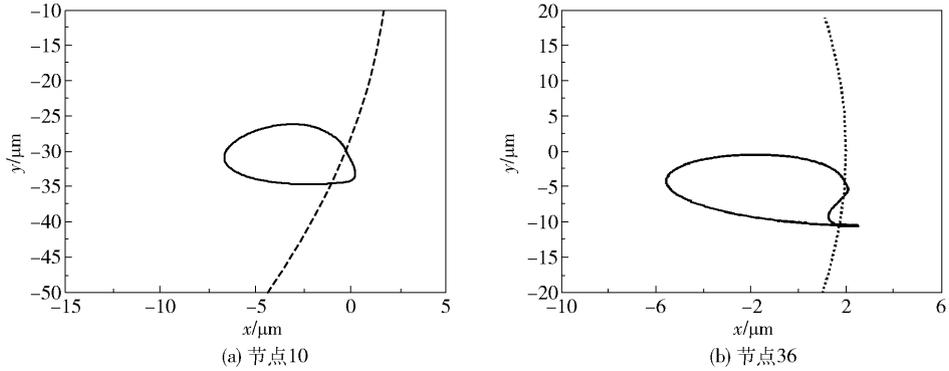


图 11 碰摩点处的响应图

Fig. 11 Response at rub-impact positions

基础上,可以结合轴承处测得的轴心轨迹、时域波形和幅值谱图等响应特征图识别出碰摩故障位置,并给予相应的控制处理措施,为大型高速旋转机械系统动态设计制造和碰摩故障的诊断和控制提供参考。在理论和数值分析基础上,下一步将加强实验研究和测试工作。

### 参考文献:

- [1] MUSZYNSKA A. Rotordynamics[M]. New York: CRC Taylor & Francis Group, 2005.
- [2] AHMAD S. Rotor casing contact phenomenon in rotor dynamics—literature survey [J]. Journal of Vibration & Control, 2010, 16(9): 1369–1377.
- [3] CHU F L, LU W X. Stiffening effect of the rotor during the rotor-to-stator rub in a rotating machine[J]. Journal of Sound & Vibration, 2007, 308(3): 758–766.
- [4] 罗跃纲, 闻邦椿. 双跨转子-轴承系统裂纹-碰摩耦合故障的稳定性[J]. 机械工程学报, 2008, 44(4): 123–127.  
LUO Y G, WEN B C. Stability of the two-span rotor-bearing system periodic with coupling faults of crack and rub-impact[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(4): 123–127. (in Chinese)
- [5] 张娅, 王维民, 杨佳丽, 等. 不同轴承支撑下碰摩转子系统动力学特性研究[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(6): 1115–1119.  
ZHANG Y, WANG W M, YANG J L, et al. Nonlinear dynamic behavior of rub-impact rotor system supported by

different types of bearings [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(6): 1115–1119. (in Chinese)

- [6] 杨洋, 曹登庆, 王德友, 等. 双盘悬臂转子的不平衡-定点碰摩耦合故障研究[J]. 航空动力学报, 2016, 31(2): 307–316.  
YANG Y, CAO D Q, WANG D Y, et al. Study on imbalance-fixed point rubbing coupling faults of dual-disc cantilever rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(2): 307–316. (in Chinese)
- [7] WEAVER B K, ZHANG Y, CLARENS A F, et al. Non-linear analysis of rub impact in a three-disk rotor and correction via bearing and lubricant adjustment[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2014, 137(9): 092504.
- [8] 马辉, 太兴宇, 李焕军, 等. 旋转叶片-机匣碰摩模型及试验研究综述[J]. 航空动力学报, 2013, 28(9): 2055–2069.  
MA H, TAI X Y, LI H J, et al. Literature survey of rub-impact model and experiment of rotating blade and casing [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(9): 2055–2069. (in Chinese)
- [9] 邵士铭, 张锡德, 卢海鹰. 蒸汽轮机轴端结碳对振动的影响及对策[J]. 设备管理与维修, 2011, 11: 49–50.  
SHAO S M, ZHANG X D, LU H Y. The effects of carbon deposit at shaft end on the vibration of steam turbine and solutions [J]. Equipment Management and Maintenance, 2011, 11: 49–50. (in Chinese)

# The dynamic behavior of the rotor system of a steam turbine subjected to rub-impact and fluid excitation at different locations

ZHANG Ya CHEN Kang WANG WeiMin\* JIANG XingAn

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

**Abstract:** Reducing the clearance between stationary and rotating parts is an important way to improve the efficiency of turbomachinery, although this can make the machine prone to rotor-stator rub-impact. This paper sets up a theoretical model which first considers the stator misalignment. Then, combining an industrial steam turbine with annoying rub-impact faults and the finite element method (FEM), the dynamic characteristics of the machine under rub-impact at different locations are investigated. Fluid excitation effects are also considered. The numerical results indicate that the multi-vibration phenomena caused by rub-impact make the main contribution at the different rub-impact locations. The shaft center orbit and fast Fourier transform (FFT) (characteristics at the bearing locations) are subject to definite rules. The major vibration is synchronous, accompanied by some supersynchronous vibration when the rub-impact location is close to one of the bearings. As the rub-impact moves to the center of the rotor, the vibration characteristics at the bearing become more and more complex. The shaft center orbit may be an “8” or lemon shape. In addition, subsynchronous vibrations will emerge. There are some clipped phenomena in the time history wave. This work provides new insights into the variety of vibration phenomena exhibited by rotor-stator rub-impact and can help in diagnosing the location of rub-impact.

**Key words:** rotor-bearing system; finite element method; dynamic behavior; rub-impact

(责任编辑:汪 琴)