

# 透平机械转子系统不对中故障定量诊断监测方法研究

马波<sup>1</sup> 杨灵<sup>1</sup> 沈伟<sup>2\*</sup>

(1. 北京化工大学 机电工程学院 诊断与自愈工程研究中心, 北京 100029;

2. 环境保护部核与辐射安全中心, 北京 100082)

**摘要:** 针对透平机械转子系统不对中故障程度难以定量诊断的问题, 提出一种基于转子的状态监测数据建立转子平行不对中量与节点振动通频幅值的关系曲线来定量诊断转子平行不对中故障的方法。对平行不对中状态下的转子进行受力分析得到转子不对中激励力, 通过建立的转子试验台有限元数值分析模型计算得到不同不对中激励力下的转子节点振动通频幅值, 进而通过分析转子节点振动通频幅值与不对中量的对应关系曲线及转子运行正常数据对关系曲线进行修正; 根据监测得到的转子节点振动通频幅值反推出转子平行不对中量, 达到对平行不对中故障定量诊断的目的。最后试验验证了定量诊断方法的可行性。

**关键词:** 转子平行不对中; 定量诊断; 故障机理; 状态监测

**中图分类号:** TH165+.3 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2017.06.013

## 引言

转子不对中是透平机械的频发故障之一, 尤其是大型多轴系的汽轮发电机组和透平压缩机组, 准确评估不对中故障的严重程度即转子不对中量的大小, 对于制定检维修措施和优化生产计划排程具有重要意义, 其中诊断与定量评估不对中故障的严重程度尤为关键。

对旋转机械进行定量诊断的方法主要有3种。一是基于运行状态的故障诊断, 如姚红良等<sup>[1]</sup>提出了基于谐波分量的转子系统碰摩故障定量诊断方法, 鞠华等<sup>[2]</sup>针对轴承的故障定量诊断使用支持向量回归的方法进行研究, Shi等<sup>[3]</sup>提出了基于电机定子电流信号的小波系数频带分析方法精确诊断电动机转子断条故障。这些方法通过建立振动信号与故障特征的关系进行故障诊断, 但振动分析的信号是针对特定测点在瞬间采集的一段波形, 如果发生故障, 在某一状态下, 故障信息会被淹没在其他信息中, 因此基于某时刻状态波形的方法就不能很好地区分这些故障。二是基于运行状态变化过程的诊断方法, 如陈非等<sup>[4]</sup>提出针对旋转机械振动故障基于

过程的定量诊断方法, 通过采用多通道多转速下的信息熵矩阵来描述振动过程的变化规律以达到定量诊断的目的; 费成巍等<sup>[5]</sup>提出了利用转子振动故障的过程功率谱熵特征进行定量诊断的技术。这些方法通过分析整个振动过程的数据可以弥补状态分析方法不足, 但是难以准确判断故障发生的程度。三是基于模型的诊断方法, 如于涛等<sup>[6]</sup>针对转子碰摩故障提出了基于模态扩展与谐波分解的诊断方法, 采用模态扩展的方法对监测得到的机组测点的振动量进行处理, 得到机组各个部分的振动量; Markert等<sup>[7]</sup>利用模态扩展法得到的旋转机械各部分振动值来推测得到故障力大小, 利用最小二乘法进行计算确定等效力的位置; Zhao等<sup>[8]</sup>提出一种基于模态分解和近似熵值法的滚动轴承剥落故障的定量诊断方法, 实现了滚动轴承剥落故障的定量诊断。这些方法通过计算转子的模态参数, 利用模态扩展的方法估算故障力来确定故障位置, 但通过力进行故障程度判断对大型设备及机组的诊断准确性不高。

综上所述, 目前对旋转机械故障尤其是轴承故障和转子不平衡、不对中、碰摩等故障的定量诊断方法研究已经取得了较大的进展, 但仍存在诊断准确度不高的问题。因此本文提出基于转子动力学模型和透平机械转子状态监测数据的转子平行不对中故障定量诊断方法, 先进行转子故障类型判断, 确定为平行不对中故障后再根据本文方法进行定量诊断,

收稿日期: 2017-03-16

基金项目: 压缩机技术国家重点实验室开放基金(gjzdsys2014)

第一作者: 男, 1977年生, 副研究员

\* 通讯联系人

E-mail: shenweibuct@163.com

最后通过试验对该方法的可行性进行了验证。该方法避免了直接理论推导得到的数据与实际运行数据相差大、难以匹配且诊断结果不准确的问题。

## 1 转子平行不对中动力学模型理论及受力分析

轴承座及联轴器结合处将对转子系统产生激振力,同时考虑不平衡和重力的作用,可以得到转子系统具有不对中故障时的微分方程<sup>[9]</sup>:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{a}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{a}} + \mathbf{K}\mathbf{a} = \mathbf{Q}(t) + \mathbf{F}_r + \mathbf{G} \quad (1)$$

其中, $\mathbf{M}$ 为系统质量矩阵, $\mathbf{C}$ 为系统刚度矩阵, $\mathbf{K}$ 为系统阻尼矩阵, $\mathbf{Q}$ 为不平衡力, $\mathbf{F}_r$ 为广义不对中力, $\mathbf{G}$ 为重力, $\mathbf{a}$ 为位移。简化的动力学模型如图1所示。

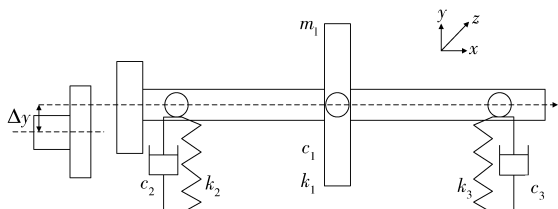


图1 转子平行不对中故障系统动力学模型

Fig.1 Dynamic model of the rotor misalignment model

根据牛顿第二定律,转子的运动方程为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 - k_1(x_1 - x_2) + k_1(x_1 - x_3) + c_1 \dot{x}_1 = F_x + m_1 \omega^2 e \cos \omega t \\ m_1 \ddot{y}_1 - k_1(y_1 - y_2) + k_1(y_1 - y_3) + c_1 \dot{y}_1 = F_y + m_1 \omega^2 e \sin \omega t \\ k_1(x_1 - x_2) = 2k_2 x_3 + 2c_2 \dot{x}_3 \\ k_1(y_1 - y_3) = 2k_2 y_3 + 2c_2 \dot{y}_3 \end{cases} \quad (2)$$

其中, $m_1$ 为转盘的质量, $k_1$ 和 $c_1$ 为转盘的刚度和阻尼; $k_2$ 、 $c_2$ 为右侧轴承的刚度和阻尼; $k_3$ 、 $c_3$ 为左侧轴承的刚度和阻尼;联轴器的激振力在 $x$ 和 $y$ 方向上的分量为 $F_x$ 和 $F_y$ 。

## 2 平行不对中故障诊断方法

### 2.1 诊断步骤

本文提出的平行不对中故障定量诊断方法是基于转子动力学模型分析计算和转子平行不对中试验,得到转子节点振动通频幅值与平行不对中量的对应关系,并结合透平机械转子状态监测数据来进行平行不对中故障定量诊断。转子平行不对中故障定量诊断的主要步骤如下:

(1)对有平行不对中故障的转子进行受力分析得到转子不对中力;

(2)建立转子试验台的有限元数值分析模型,计算模型节点在不对中激励力下的振动响应;

(3)分析建立平行不对中量不同时,转子节点运行的各幅值与平行不对中量的关系曲线;

(4)利用不对中试验数据来修正模拟得到的关系曲线,比较修正后模拟曲线与试验曲线的相关性,找出相关性最好的曲线;

(5)根据得到的曲线及监测得到的转子运行数据反推得到转子的平行不对中量。

### 2.2 转子平行不对中激励力计算

不对中分为联轴器不对中和轴承不对中两种,而联轴器不对中又分为平行位移不对中、角度位移不对中以及混合不对中3种<sup>[10]</sup>。平行不对中理论上包含两种情况:一是安装时法兰中心错开不在同一轴线上,文献[11]中针对这种情况推导出不对中公式模型;二是安装时对中良好,后期由于支承松动导致的不对中使得法兰错开,造成螺旋或轴弯曲。当联轴器的两转子轴线之间发生不对中故障时,两个半联轴器均绕自己的中心转动。

研究表明,出现平行不对中时联轴器外壳的轴心线运动轨迹为一圆柱体<sup>[12]</sup>。进行联轴器受力分析时将连接位置看作刚性,即无任何变形,则在不对中时转子运动过程中发生变形的是联轴器法兰以及转轴。

图2为平行不对中故障模型。图中 $O_1$ 和 $O_2$ 为两个半联轴器的中心,当联轴器平行不对中时,连接螺栓为 $P$ ,从动轴与法兰连接点为 $A$ ,初始状态时 $A$ 与 $O_2$ 重合,不对中量 $e = \Delta y$ 。

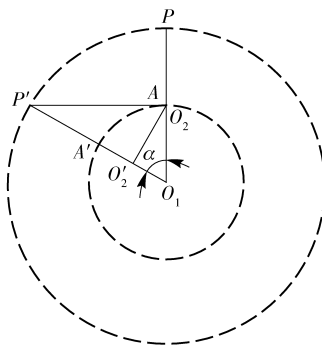


图2 平行不对中故障模型

Fig.2 The parallel misalignment model

旋转角度 $\alpha = \omega t$ 后的偏心量为 $e'$ ,同时 $P$ 旋转到 $P'$ , $A$ 旋转到 $A'$ , $O_2$ 旋转到 $O_2'$ 。由于已假设连接螺栓 $P$ 为刚性,则联轴器的力由从动轴与法兰变形产生,联轴器受力所对应的变形量为 $A$ 与 $O_2$ 之间

的距离在半径方向的投影,即

$$e = PO_1 - PO_2 \tag{3}$$

$$e' = P'O_1 - P'O_2 \tag{4}$$

因为  $P'O'_2 = P'O_2$ , 且  $e$  一般都很小, 故可近似认为  $O_2O'_2$  垂直于  $P'O_1$ , 即

$$\begin{cases} e' = P'O_1 - P'O_2 = P'O_1 - P'O'_2 = O'_2O_1 \\ O'_2O_1 = O_2O_1 \cos \alpha = e \cos \alpha \end{cases} \tag{5}$$

$$O_1O_2 = O_1A' \tag{6}$$

则转动角度  $\alpha$  后偏心距的变化量为

$$\Delta e = e - e' = e - e \cos \alpha \tag{7}$$

将公式(5)、(6)带入公式(7), 得到

$$\Delta e = e - e \cos \alpha = O_1A' - O'_2O_1 = A'O'_2 \tag{8}$$

即变形量为  $A$  与  $O_2$  之间距离在半径方向的投影。

设联轴节和轴的刚度为  $k$ , 则  $F_x$  和  $F_y$  由公式(9)计算:

$$\begin{cases} F = k\Delta e = ke - ke \cos \alpha \\ F_x = F \cos \alpha = ke \cos \alpha - ke \cos^2 \alpha = \\ \quad ke \cos \alpha - \frac{1}{2} ke \cos 2\alpha + \frac{1}{2} ke \\ F_y = F \sin \alpha = ke \sin \alpha - ke \cos \alpha \sin \alpha = \\ \quad ke \sin \alpha - \frac{1}{2} ke \sin 2\alpha \end{cases} \tag{9}$$

式(9)中  $k$  取  $3.6 \times 10^5$  N/m,  $e$  取 0、0.05、0.15、0.20 cm。

在计算动力学响应时, 将联轴器的激振力施加于联轴器所在节点位置来代替不对中故障下的受力<sup>[13]</sup>, 计算得到转子节点在不同  $e$  下的振动响应。

2.3 有限元数值分析模型建立

在单跨转子系统中, 电机是系统的驱动部件, 转轴是被驱动部件, 两者之间通过联轴器相连。对转子试验台建立有限元数值分析的转轴由 beam188 单元代替, 圆盘由 Mass21 单元代替, 轴承由 Com214 单元代替。转轴和轴承的单元参数设置如表 1 所示, 转子模型在网格划分后的有限元数值分析模型如图 3 所示。

表 1 转轴和轴承单元参数  
Table 1 Setting of the rotor parameters

$E/\text{Pa}$	$u$	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	$k_{xx}/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
$2.1 \times 10^{11}$	0.3	7800	$2.3 \times 10^{11}$
$k_{yy}/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	$c_{xx}/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	$c_{yy}/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	
$3.2 \times 10^6$	$3 \times 10^4$	$9 \times 10^3$	

2.4 响应结果及分析

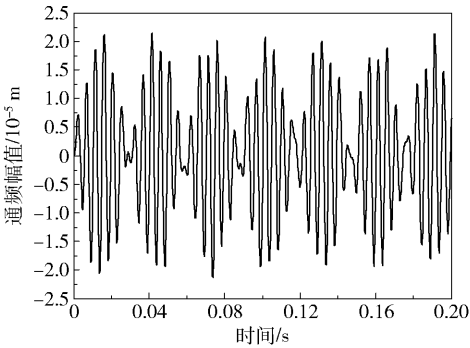
动力学响应分析的计算参数设置为: 转子转速



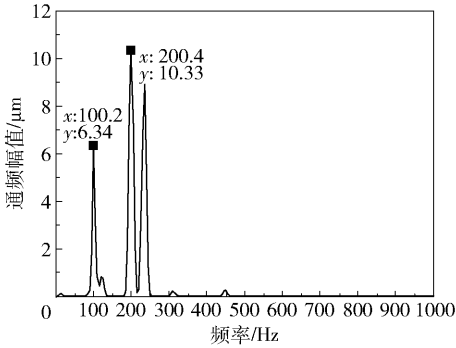
图 3 转轴有限元模型

Fig. 3 Finite element model of the rotating shaft

6000 r/min, 求解时间 0.2 s, 求解步长 1000 步。计算出节点在  $y$  方向位移随时间的变化关系, 选取传感器所在位置节点振动响应的通频幅值分析, 同时对该节点的数据进行傅立叶变换得到节点的频率变化。  $e$  为 0.5 mm 时节点振动值随时间及节点频率变化情况如图 4 所示。可以看出在转子出现平行不对中故障时, 节点振动幅值随着时间的推移呈现周期性变化, 且出现了二倍频幅值较高的情况。



(a) 节点振动示意图



(b) 节点频谱图

图 4  $e = 0.5$  mm 时节点振动示意图和节点频谱图

Fig. 4 The vibrational waveform and the spectrum of the node with a misalignment of 0.5 mm

分别模拟  $e$  为 0.150 mm、0.200 mm、0.250 mm、0.325 mm、0.425 mm 和 0.500 mm 时转轴的节点振动情况, 得到节点在不同  $e$  下的各幅值变化如表 2 所示。可以看出随着  $e$  的增大, 各幅值的大小也相应的增加, 其中通频幅值的增幅最大, 二倍频次之, 一倍最小。出现平行不对中故障后各幅值呈相似变化规律。

由于不对中激励力为周期力, 可以通过多项式对其进行拟合。6 种不对中量下的模拟节点各幅值采用二次多项式拟合得到的公式如表 3 所示, 拟合

曲线如图 5 所示,决定系数  $R^2$  由公式 (10) 计算。由图 5 中点线关系及表 3 中  $R^2$  的大小可以看出,拟合公式准确度很高,拟合效果好。

$$R^2 = \frac{\left(\sum_{i=1}^n (x_i - x'_i)(y_i - y'_i)\right)^2}{\sum_{i=1}^n (x_i - x'_i)^2 \sum_{i=1}^n (y_i - y'_i)^2} \tag{10}$$

表 2 不对中量与各幅值关系(模拟)

Table 2 Corresponding relationship between fault quantity and amplitude value (simulation)

序号	$e/\text{mm}$	通频幅值/	一倍频幅值/	二倍频
		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	幅值/ $\mu\text{m}$
1	0.150	6.42	1.90	3.119
2	0.200	8.56	2.54	4.258
3	0.250	10.70	3.17	5.322
4	0.325	13.90	4.12	6.919
5	0.425	18.20	5.39	8.780
6	0.500	21.40	6.34	10.330

表 3 各关系拟合公式

Table 3 Relationship formulas

幅值类型	拟合公式	$R^2$
通频	$y = 1.19x^2 + 427.33x + 0.074$	1
一倍频	$y = -5.229x^2 + 23.82x - 0.3134$	0.9997
二倍频	$y = -0.0237x^2 + 12.695x - 0.0018$	1

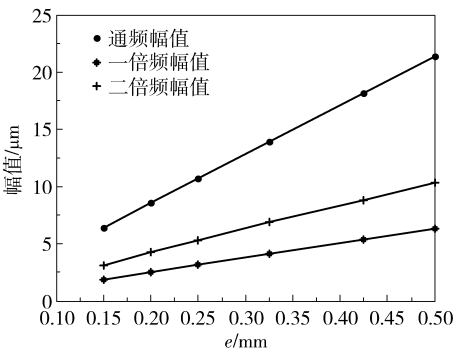


图 5 各幅值与  $e$  的关系曲线(模拟)

Fig. 5 The change of amplitude value with  $e$  (simulation)

3 试验验证

3.1 试验台及相关参数

本文所用转子试验台为电机带动单转子运行,电机与转子由刚性联轴器连接。采用电涡流传感器测量转子的振动位移,传感器灵敏度为 4 V/mm,采样频率 5120 Hz,采样点数 2048,放置在距离轴承支

座 10 mm 的位置,此位置为从该试验台有限元模型中选取的分析节点。

3.2 试验方案

通过调节转盘所在转轴的高度模拟平行不对中故障,在转盘所在轴的 2 个支撑轴承的 4 个底部同时添加相同厚度的垫片,添加垫片的过程中要确保轴承支座仅有上下的偏移而不出现左右偏移,同时通过螺栓连接的联轴器两半也仅出现上下的错位,不出现左右的错位。

共设计 4 组试验,分别是 1 组正常试验和 3 组平行不对中试验,其中  $e$  分别为 0.05 mm、0.15 mm 和 0.20 mm。正常试验中连接转子所在轴和电机所在轴的两片刚性联轴器完全重合,转子转速设置为 3000r/min,与动力学响应分析时的转速一致。不对中试验中由传感器采集到不同  $e$  下转子节点的振动值,通过分析转子节点在不同平行不对中故障下的振动变化情况及其与  $e$  的变化关系,验证定量诊断平行不对中故障方法的可行性和准确性。

3.3 结果与讨论

4 次试验转子上节点的振动通频、一倍频和二倍频的幅值如表 4 所示。随着  $e$  逐渐增大,通频幅值、一倍频幅值和二倍频幅值也随着增大,并且通频幅值变化最大,二倍频次之,一倍频最小,与模拟结果的变化规律基本相同。虽然一倍频幅值出现了先上升后下降的情况,相对于无故障时幅值仍是上升的,原因可能是一倍频在不对中量的一定范围内更加敏感。

表 4 不对中量与各幅值关系(试验)

Table 4 Relationship between fault quantity and amplitude value (experiment)

序号	$e/\text{mm}$	通频幅值/ $\mu\text{m}$	一倍频 幅值/ $\mu\text{m}$	二倍频 幅值/ $\mu\text{m}$
1	0	126.27	91.1	15.0
2	0.05	153.19	117.7	27.9
3	0.15	189.63	163.5	43.2
4	0.20	196.68	139.0	47.5

对试验得到的各幅值也采用二次多项式进行拟合,拟合得到的各幅值与  $e$  的关系曲线如图 6 所示,可以看出拟合度很高。

在模拟计算中,转子在正常情况下没有不对中激励力,故节点无初始振动值;而试验中转子在正常不对中可忽略的情况下,转轴由于转动会出现振动,



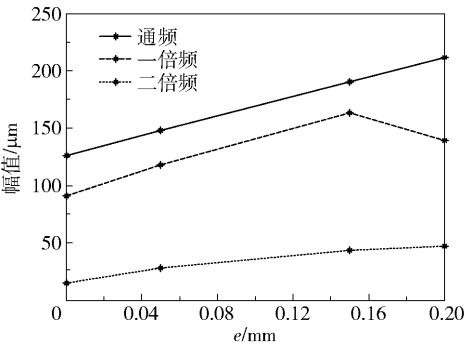


图 6 各幅值与  $e$  的关系曲线(试验)

故在  $e = 0$  时的模拟与试验得到的通频幅值出现偏差,需要进行修正;而一倍频和二倍频的幅值没有出现偏差,无需修正。通过添加试验过程中正常状态下的初始通频幅值得到修正后的通频幅值随  $e$  变化的拟合公式:

$$y = 1.19x^2 + 427.33x + 126.34 \tag{11}$$

将试验中的  $e$  带入模拟拟合得到的公式中进行计算,得到不同  $e$  在模拟时的各幅值,再对模拟数据和试验数据得到的曲线进行比较。将各幅值的试验得到的关系曲线与模拟得到的 3 条关系曲线进行对比可知,通频幅值的模拟曲线与试验曲线相关度最高,其幅值大小相差最小,故利用  $e$  与通频幅值关系曲线进行不对中量定量诊断更为准确。修正后的通频幅值模拟数据和试验数据曲线如图 7 所示。

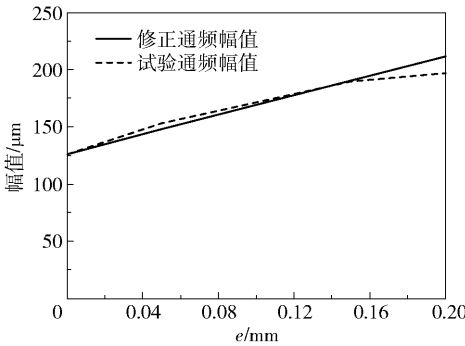


图 7 试验曲线与修正曲线对比图

Fig. 7 Relationship between the fault and the two frequency multiplication

由图 7 看出,建模结果与试验结果的振动值相差小于 10% (表 5),误差在可接受范围内,由此验证了转子平行不对中故障下节点振动通频幅值与不对中量关系曲线的准确性,以及利用关系曲线和节点振动通频幅值进行平行不对中故障定量诊断的可行性。

表 5 不同  $e$  下试验与模拟的通频幅值误差

Table 5 Experimental and simulated vibration values of nodes for different values of  $e$

序号	$e/\text{mm}$	通频幅值/ $\mu\text{m}$		误差/%
		模拟	试验	
1	0	126.34	126.27	0.05
2	0.05	147.64	153.19	3.58
3	0.15	190.47	189.63	0.44
4	0.20	211.87	196.68	8.05

4 结束语

本文提出了一种基于转子动力学模型和旋转机械监测运行状态的转子平行不对中故障的定量诊断方法,并试验验证了该方法的可行性。通过实时监测得到的转子节点振动数据以及由建模分析并修正的节点振动通频幅值随不对中量的关系曲线,本文方法可对转子平行不对中故障程度进行定量诊断,实现在监测转子运行过程中对平行不对中故障的定量监测,同时能提高平行不对中故障定量诊断的准确性。

参考文献:

[1] 姚红良, 韩清凯, 李凌轩, 等. 基于谐波分量的转子系统碰摩故障定量诊断方法[J]. 机械工程学报, 2012, 48(5): 43-48.  
Yao H L, Han Q K, Li L X, et al. Method for detecting rubbing fault in rotor system based on harmonic components[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48 (5): 43-48. (in Chinese)  
[2] 鞠华, 沈长青, 黄伟国, 等. 基于支持向量回归的轴承故障定量诊断应用[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(4): 767-771.  
Ju H, Shen C Q, Huang W G, et al. Application of bearing fault diagnosis based on support vector regression [J]. Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis, 2014, 34(4): 767-771. (in Chinese)  
[3] Shi P, Chen Z, Vagapov Y, et al. A new diagnosis of broken rotor bar fault extent in three phase squirrel cage induction motor[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2014, 42(1): 388-403.  
[4] 陈非, 黄树红, 张燕平, 等. 基于过程的旋转机械振动故障定量诊断方法[J]. 动力工程, 2008, 28(4): 543-547.  
Chen F, Huang S H, Zhang Y P, et al. Aquantitative diagnosis method of vibration faults of rotating machinery based on process [J]. Journal of Power Engineering,

- 2008, 28(4): 543–547. (in Chinese)
- [5] 费成巍, 柏树生, 白广忱, 等. 转子振动故障的过程功率谱熵特征分析与定量诊断[J]. 航空发动机, 2011, 37(1): 48–51.
- Fei C W, Bai S S, Bai G C, et al. Feature analysis and quantitative diagnosis of process power spectrum entropy for rotor vibration failure[J]. Aeroengine, 2011, 37(1): 48–51. (in Chinese)
- [6] 于涛, 韩清凯, 孙伟, 等. 基于模态扩展与谐波分解的转子碰摩故障精确诊断[J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2006, 27(5): 524–527.
- Yu T, Han Q K, Sun W, et al. Rotor rub fault diagnosis based on modal expansion and harmonic decomposition[J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2006, 27(5): 524–527. (in Chinese)
- [7] Bach H, Hiller R, Markert R. Representation of rotor-stator-rub in terms of equivalent forces for model based diagnostics[J]. Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques, 1998, 3: 723–732.
- [8] Zhao S F, Liang L, Xu G H, et al. Quantitative diagnosis of a spall-like fault of a rolling element bearing by empirical mode decomposition and the approximate entropy method[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 40(1): 154–177.
- [9] 韩捷. 齿式联接不对中转子故障物理特性研究[J]. 振动工程学报, 1996, 9(3): 297–301.
- Han J. Study on the physical characteristics of the fault of the rotor with misalignment[J]. Journal of Vibration Engineering, 1996, 9(3): 297–301. (in Chinese)
- [10] 刘占生, 赵广, 龙鑫. 转子系统联轴器不对中研究综述[J]. 汽轮机技术, 2007, 49(5): 321–325.
- Liu Z S, Zhao G, Long X. Survey of the research on coupling with misalignment of rotary machinery[J]. Turbine Technology, 2007, 49(5): 321–325. (in Chinese)
- [11] Mehrjou M R, Mariun N, Marhaban M H, et al. Rotor fault condition monitoring techniques for squirrel-cage induction machine—a review[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(8): 2827–2848.
- [12] 陈果, 李兴阳. 航空发动机整机振动中的不平衡-不对中-碰摩耦合故障研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(10): 125–132.
- Chen G, Li X Y. Study on imbalance-misalignment-rubbing coupling faults in aero engine vibration[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(10): 125–132. (in Chinese)
- [13] 高兴军, 赵恒华. 大型通用有限元分析软件 ANSYS 简介[J]. 辽宁石油化工大学学报, 2004, 24(3): 94–98.
- Gao X J, Zhao H H. Large general finite element analysis software ANSYS[J]. Journal of Liaoning University of Petroleum & Chemical Technology, 2004, 24(3): 94–98. (in Chinese)

## A method for quantitative diagnosis and monitoring of rotor misalignment faults in turbine machinery

MA Bo<sup>1</sup> YANG Ling<sup>1</sup> SHEN Wei<sup>2\*</sup>

(1. Diagnosis and Self-Recovery Engineering Research Center, College of Mechanical and Electrical Engineering,

Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029; 2. Nuclear and Radiation Safety Center, MEP, Beijing 100082, China)

**Abstract:** It is difficult to diagnose quantitatively the degree of misalignment in a turbine rotor system. A quantitative method for diagnosis of parallel misalignment based on monitoring data, utilizing the relationship between the misalignment of the rotor and the vibration amplitude of the node, is proposed in this work. The steps involved in the method are as follows. The rotor misalignment force is obtained by analyzing the state of the parallel misalignment rotor. A rotor model is then established to analyze the variation of rotor node vibration for different misalignments based on dynamics theory. The relationship between the vibration amplitude of the node with the misalignment is then analyzed, and modified according to the data obtained with the normal operation of the rotor. By monitoring the vibration amplitude of the node, the parallel misalignment of the rotor can be derived, and the aim of diagnosing the faults in the parallel misalignment is thus achieved. Using a test rig, the vibration of the rotor with different misalignments was analyzed by experiment. The experimental results show that the proposed method of monitoring and assessment is valid.

**Key words:** rotor parallel misalignment; quantitative diagnosis; fault mechanism; monitoring

(责任编辑: 汪 琴)