

# 汽轮机转动部件脱落故障的识别方法\*

童小忠<sup>1</sup>, 应光耀<sup>1</sup>, 吴文健<sup>1</sup>, 刘淑莲<sup>2</sup>

(1. 浙江省电力公司电力科学研究院 杭州, 310014) (2. 浙江科技学院机械与汽车工程学院 杭州, 310023)

**摘要** 为快速精确地计算和诊断转动部件的脱落位置和质量,提出了转动部件脱落故障的识别方法。根据运行中机组的转动部件脱落故障前后的振动监测数据,利用谐分量法以及力平移原理,基于单平面质量脱落定位分析,推导出转动部件脱落故障轴向位置和质量计算公式,并能有效辨识靠背轮失重和移位故障。将此方法用于工程实际中,精确计算和分析出嘉兴3号机组低压转子第3级围带脱落故障,计算和诊断出宁海1号机组靠背轮失重故障。实际工程应用证明该方法对突发振动故障诊断有很好的效果。

**关键词** 汽轮发电机组; 振动; 故障诊断; 叶片脱落; 脱落位置定位分析

**中图分类号** TK268. +1; TK263. 6+1; TK267

## 引言

汽轮发电机组转动部件在运行中承受巨大的离心力,工作环境复杂恶劣,断裂和脱落事故时有发生,对机组的安全运行构成了严重威胁;因此,快速精确计算和诊断汽轮发电机组转动部件断裂轴向位置和质量尤为关键,合理的治理措施可有效提高机组运行的安全性和经济性,能避免机组发生重大事故<sup>[1-5]</sup>。

文献[1]和文献[4]研究了汽轮机叶片脱落故障的振动特征,文献[5-6]进行了汽轮机叶片故障诊断分析,但上述研究都仅限于振动特征的定性分析,没有给出叶片脱落的轴向位置和质量。文献[7]报告了另一种突发振动故障,振动特征与转动部件脱落故障相似。笔者利用谐分量平衡法,提出转动部件脱落故障识别方法,能精确计算出转动部件脱落故障轴向位置和质量,正确诊断突发性振动故障。

## 1 转动部件脱落故障诊断方法

汽轮发电机组轴系易发生断裂的部件主要有转子叶片、围带、平衡块和靠背轮上的挡风板等,可分为转子跨度内和靠背轮两种失重类型来考察。转动部件失重引起轴系振动的变化量是故障诊断的关键,结合谐分量和影响系数动平衡法,能考察失重的不平衡响应特性,推导出失重的位置和质量,进一步

辨识靠背轮错位振动故障。

### 1.1 转子跨度内失重

大型汽轮发电机组都配有振动监测保护系统、汽机振动数据采集和故障诊断系统。在各个轴承附近安装2个涡流传感器监测机组轴振动,基于谐分量法的汽轮机转动部件脱落方法是根据汽轮发电机组现场的配置振动测试信号来分析建模的,建立的单点质量脱落分析模型如图1所示。轴承A侧和轴承B侧处都安装了涡流传感器,谐分量法的现场动平衡平面一般都选在转轴末级叶片加重平面,加重平面位置( $a$ 和 $b$ )的轴向距离为 $L$ 。

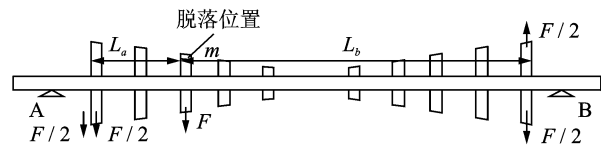


图1 脱落质量轴向定位方法模型示意图

设原始不平衡在轴承A和轴承B引起的振动矢量分别为 $X_{A0}$ 和 $X_{B0}$ ,假设定转速下在半径为 $r$ 处脱落质量为 $m$ 的一块部件,脱落位置与末端加重平面 $a, b$ 的距离分别为 $L_a$ 和 $L_b$ ,使得转子振动发生变化,反映在轴承A和轴承B产生新的合成振动,分别为 $X_{A1}$ 和 $X_{B1}$ 。质量为 $m$ 的部件脱落在轴承A和轴承B上产生的振动变化量分别为 $\Delta Q_A$ 和 $\Delta Q_B$ ,则

\* 国家高技术研究发展计划(“八六三”计划)资助项目(编号:2009AA04Z413)

收稿日期:2010-09-13;修改稿收到日期:2010-12-13

$$\begin{cases} \Delta Q_A = X_{A1} - X_{A0} \\ \Delta Q_B = X_{B1} - X_{B0} \end{cases} \quad (1)$$

振动变化量的同相分量  $A_d$  和反相分量  $A_f$  为

$$\begin{cases} A_d = \frac{1}{2}(\Delta Q_A + \Delta Q_B) = A_d \angle \alpha \\ A_f = \frac{1}{2}(\Delta Q_A - \Delta Q_B) = A_f \angle \beta \end{cases} \quad (2)$$

其中:  $A_d, \alpha$  分别为振动变化量同相分量的幅值和相位;  $A_f, \beta$  分别为振动变化量反相分量的幅值和相位。

如图1所示,质量为  $m$  在与脱落位置相反的方向引起了一个附加离心力  $F$ ,根据力平移原理,力  $F$  等效于加重平面  $a$  处的  $2 \times \frac{1}{2}F$  和力偶  $FL_a$ ,可认为在平面  $b$  处有方向相反、大小相同的力  $\frac{1}{2}F$ ,这样在平面  $a, b$  就形成了同相分量力  $\frac{1}{2}F$  和反相分量的力偶  $\frac{1}{2}F(L-2L_a)$ (力偶  $FL_a$  与  $\frac{1}{2}FL$  方向相反)。

根据谐分量法,工作转速下转子振动分解为同相(对称)分量和反相(反对称)分量振动,同相分量由转子的一阶不平衡引起,振动的反相分量由转子的二阶不平衡(力偶不平衡)引起,且符合正交关系,因此得到同相加重质量和反相加重质量

$$\frac{1}{2}F \propto \frac{1}{2}M_d = \frac{1}{2} \frac{A_d}{K_d}$$

即

$$M_d = \frac{(\Delta Q_A + \Delta Q_B)}{2K_d} \quad (3)$$

$$\frac{1}{2}F(L-2L_a) \propto \frac{1}{2}M_f \frac{L-2L_a}{L} = \frac{1}{2} \frac{A_f}{K_f}$$

即

$$M_f = \left( \frac{\Delta Q_A - \Delta Q_B}{2K_f} \right) \left( \frac{L}{L-2L_a} \right) \quad (4)$$

其中:  $M_d$  和  $M_f$  分别为同相和反相质量;  $K_d$  为加重平面  $a, b$  处的同相分量影响系数;  $K_f$  为加重平面  $a, b$  处的反相分量影响系数,可选用表1中的数据,表1是统计了各类型的600 MW 机组的影响系数的经验总结。

表1 3 000 r/min 工况下 600 MW 机组不同加重型式的不平衡响应值

加重位置	相位关系	响应值/ ( $\mu\text{m} \cdot \text{kg}^{-1}$ )	响应角/ ( $^\circ \cdot \text{kg}^{-1}$ )
低压转子末端	反相	150~200	50~70
低压转子末端	同相	30~40	140~160

根据力的平移和合成,在平面  $b$  处,  $M_d + M_f = 0$ ,代入式(3)和式(4),就可以得出脱落  $m$  的轴向位置

的计算公式为

$$L_a = \frac{1}{2} \left[ 1 - (\pm) \left| \frac{K_d \Delta Q_A - \Delta Q_B}{K_f \Delta Q_A + \Delta Q_B} \right| \right] L \quad (5)$$

脱落质量的计算公式为

$$m = M_d + M_f \quad (6)$$

## 1.2 转子靠背轮失重

靠背轮失重已在图1分析模型的跨度外,同理可进行建模分析,也可以借助式(5)来计算,即把图1中转子跨度两端的轴承换成靠背轮两端轴承计算,这样靠背轮失重就变成是靠背轮两端轴承的中间失重,由式(5)可知

$$\left| \frac{K_d \Delta Q_A - \Delta Q_B}{K_f \Delta Q_A + \Delta Q_B} \right| = 0 \quad (7)$$

## 1.3 转动部件脱落故障方法的工程应用

在实际工程应用中,由于振动测量误差、影响系数分散度不同、数据选取的误差及油膜力非线性等因素影响,式(5)~式(7)还需相应的适用条件进行修改。

应用式(5)时,若  $\alpha$  和  $\beta$  相位并不完全正交,  $\alpha$  和  $\beta$  相位误差范围在  $30^\circ$  内,可以适用。若  $\alpha$  和  $\beta$  与正交关系偏离很大,则可以排除失重的可能性。因此,式(5)的绝对值选取准则如下:当  $60^\circ \leq \alpha - \beta \leq 120^\circ$ ,说明失重在靠 A 端半轴,式(5)中绝对值取+;当  $-120^\circ \leq \alpha - \beta \leq -60^\circ$ ,说明失重在靠 B 端半轴,式(5)中绝对值取-。

式(6)同相分量和反相分量计算出来的质量可能存在偏差,确认脱落质量可选平均值。式(7)是趋近于0,即振动变化量同相分量远大于反相分量,一般同相分量是反相分量的5倍,可以诊断为靠背轮失重,则式(7)改为

$$\left| \frac{K_d \Delta Q_A - \Delta Q_B}{K_f \Delta Q_A + \Delta Q_B} \right| \leq 0.04 \quad (8)$$

即靠背轮失重对靠背轮两端轴承的不平衡响应为同相分量为主,振动变化量的反相分量接近于零;而靠背轮错位故障时,对靠背轮两端轴承振动影响为反相分量<sup>[7]</sup>,振动变化量的同相分量接近于零。此结论可用来辨识靠背轮失重和靠背轮错位故障。

上述分析是基于单点质量脱落模型的计算结果,对于发生多处质量脱落的故障进行诊断计算会存在一定的误差。如果计算出额定转速的振动变化量同相分量较小,计算误差会较大,可以选取过临界转速同相分量作为计算依据。

## 2 转动部件脱落故障计算分析实例

### 2.1 低压转子失重故障诊断

#### 2.1.1 机组概括

嘉兴电厂#3机组选用东电集团生产的N600-16.7/566/566型600 MW亚临界、中间再热式、高中压合缸、三缸四排汽、单轴和凝汽式汽轮机组,机组轴系转子间刚性连接,轴系布置如图2所示。每道轴承座45°,135°方向(即 $x, y$ 方向)各配置一个涡流

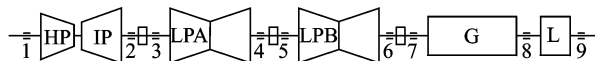


图2 嘉兴#3机轴系结构布置示意图

表2 嘉兴发电厂#3汽轮发电机组振动异常数据表

时间	方向	振动值(通频/1倍频/1倍频相位,对应单位为 $\mu\text{m}/\mu\text{m}/(^{\circ})$ )				负荷或转速
		#4	#5	#6	#7	
跳机前	$x$	26/21/109	36/30/199	35/30/236	67/59/114	300 MW
	$y$	18/14/198	29/21/335	31/23/356	44/31/226	
跳机后	$x$	31/27/173	104/97/150	65/62/214	50/31/70	300 MW
	$y$	32/28/245	76/71/249	70/65/348	30/14/214	
$\Delta Q$	$x$	25.9/220	80.6/134	36/196	42.6/324	上述两次数据倍频的变化量
	$y$	21/274	72/232	42/343.7	17.6/55	
跳机前	$x$	36/31/120	43/35/156	30/27/194	86/70/177	3 000 r/min
	$y$	30/26/204	14/10/241	31/25/290	52/39/281	
跳机后	$x$	23/19/180	95/91/159	71/65/230	70/60/203	3 000 r/min
	$y$	27/22/231	67/62/252	68/62/354	42/34/317	
$\Delta Q$	$x$	21/262	56/160.9	46/250	30.8/298	上述两次数据倍频的变化量
	$y$	11.9/326	52/254	55.8/18	23/41	

2) 以3 000 r/min的振动变化量作为计算依据,振动变化量最大是5号瓦,其次为6号瓦,因此考察低压转子LPB跨度内失重的可能性。

表2列出了各瓦振动变化量 $\Delta Q$ ,由式(2)得出5号和6号振动测点 $x$ 方向

$$A_d = 36.5/200, A_f = 35.5/121$$

5号和6号振动测点 $y$ 方向

$$A_d = 25/320, A_f = 47.5/224$$

$x$ 方向的 $A_d$ 和 $A_f$ 的相位差为 $\alpha - \beta = 79^{\circ}$ , $y$ 方向的 $A_d$ 和 $A_f$ 的相位差为 $\alpha - \beta = 96^{\circ}$ ,可知振动变化量的同相分量和反相分量成正交关系,符合式(5)的判断,低压转子B存在叶片断裂或部件脱落的可能性较大。

3) 根据式(5)得出转动部件可能脱落的位置。

传感器,用于测量转子轴振。

#### 2.1.2 振动故障分析

嘉兴电厂#3机组由于锅炉原因,从358 MW负荷突然跳机,再次启动后机组低压转子B振动明显增大。带负荷后,相同负荷工况,低压转子B振动也明显比跳机前大很多。表2中数据为低压转子A后轴承4号轴承、低压转子B的5,6号轴承及发电机前轴承7号轴承的振动情况,各瓦振动数据为轴振通频值、1倍频幅值和相位。由表2可知:

1) 嘉兴#3机振动以1X倍频为主,振动变化量也以1X倍频为主,因锅炉原因而导致的跳机事故后重新开机,振动并未存在阶跃变化,并且停机过程中5号,6号瓦过临界振动变化并不明显,这给振动故障诊断带来困难。

由 $x$ 向振动变化量计算: $L_a = 0.4L$ ;由 $y$ 向振动变化量计算: $L_a = 0.32L$ 。根据式(6),计算脱落质量 $m = 0.98 \sim 1.3 \text{ kg}$ 。可知,脱落位置在低压转子LPB中部,距离5号瓦加重平面为 $0.32L \sim 0.4L$ ,脱落质量为 $0.98 \sim 1.3 \text{ kg}$ ,一般围带的质量在 $0.3 \text{ kg}$ 左右,可知低压转子LPB中间转子上围带多处脱落的可能性非常大。

4) 根据式(8)诊断是否存在4号,5号瓦之间以及6号,7号瓦之间的靠背轮失重的可能性,计算可知靠背轮两侧轴承振动变化量同相分量和反相分量基本相同,可以排除靠背轮失重和移位的可能性。

嘉兴#3机锅炉跳机后振动增大,经诊断为低压转子B中部围带脱落,它会引起一阶和二阶不平衡增大,那么低压转子过一阶临界振动也应该增大,

但实际上低压转子过一阶临界振动变化不大,则低压转子系统的阻尼增大了,推断为汽机转子抽气口轻微进水,导致系统阻尼的增加,低压第3级叶片就在抽气口附近。

综合上述计算分析,低压转子B第3级叶片围带脱落,其原因为抽气口进水导致的水击事件。经过复算,围带飞脱后,成组叶片变成自由叶片,自由叶片的频率在50 Hz下不会落入共振范围,因此决定先经过动平衡降低振动来保障机组运行。

### 2.1.3 检修结果

机组运行一年后进行检修发现,低压转子围带断裂脱落情况非常严重。其中汽机低压转子A、低压转子B调阀端第3级动叶片围带均有多段发生损坏或脱落。检修结果与故障诊断的结论一致,验证了该方法的正确性。

## 2.2 转子靠背轮失重故障诊断

### 2.2.1 机组概况

宁海#1机组选用上电集团生产的N600-16.7/

538/538型亚临界、一次中间再热、四缸四排汽、单轴、反动、冷凝式汽轮机组。机组轴系转子间刚性连接,轴系布置如图3所示。每道轴承座45°,135°方向(即 $x, y$ 方向)各配置一个涡流传感器,用于测量转子轴振。

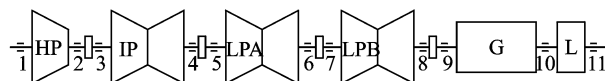


图3 宁海#1机轴系结构布置示意图

### 2.2.2 故障振动分析

宁海#1机在整套启动首次冲转转速至2 987 r/min时,机组4, 5, 6, 7和8号的振动发生突变,机组4, 5号的振动值超出跳机组值(254  $\mu\text{m}$ ),导致机组停运,其振动值见表3。在间隔1 s的时间内发生突发性阶跃振动,振动变化量最为明显的是中压转子-低压转子对轮两侧的4号和5号轴承。突变后的振动仍然以1X倍频为主,相位也存在变化,故障振动的变化量计算见表3。

表3 宁海#1机组振动飞升数据

时间	方向	振动值(通频/1倍频/相位,相应单位为 $\mu\text{m}/\mu\text{m}/^\circ$ )				转速/( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )
		#3	#4	#5	#6	
23:27:06	$x$	48/41/329	69/57/95	15/11/305	22/18/90	2 987
	$y$	60/54/222	81/70/4	18/12/184	25/18/5	
23:27:08	$x$	149/144/61	249/235/202	288/284/221	221/216/73	2 985
	$y$	195/189/279	221/214/89	159/160/107	165/164/328	
$\Delta Q$	$x$	151/76.7	257/214.2	283/218.8	198.9/71.5	上述两次数据 倍频的变化量
	$y$	166/294.8	219.3/107.5	157.7/102.7	150/324	

由表3和故障振动特征计算可知:

1) 不平衡响应最大的是中低对轮的两侧轴承,因此计算中低对轮失重的可能性,表3列出了3,4,5,6号轴承的振动故障变化量。由表3和式(2)得出5号和6号轴承振动测点 $x$ 方向

$$A_d = 270/216.6, A_f = 16.8/76.8$$

5号和6号轴承振动测点 $y$ 方向

$$A_d = 188.4/105.5, A_f = 31.3/119.5$$

由上可知,4号和5号轴承振动变化量同相分量远大于反相分量,特别是 $x$ 方向同相分量是反相分量的16倍,符合式(8)的要求。靠背轮失重的可能性比较大,排除靠背轮移位的可能性。根据式(6),失重的质量 $m = 5.85 \sim 7.8 \text{ kg}$

2) 中压转子的两端轴承为3号、4号轴承,根据

式(2)和式(5),可知振动变化量同相分量和反相分量不成交关系,且中压转子不平衡响应最大在4号轴承侧,而式(5)计算在3号轴承侧,两者之间矛盾,可以排除中压转子失重的可能性。

3) 低压转子A的两端轴承为5号、6号轴承,应用式(5)得出的失重在离6号侧的1/10L处,与低压转子A不平衡响应最大在5号轴承侧矛盾,因此,低压转子A失重的可能性较小。

综上计算和分析,诊断这起突发阶跃振动为中低靠背轮失重,失重的质量约为5.85~7.8 kg。

### 2.2.3 检修结果

停机降速过程中,在4号、5号轴承座处听到异声,打开4号、5号轴承盖,发现中低靠背轮上的一片半圆周挡风板脱落,而此片挡风板质量为8.3 kg(考

考虑质量的分散度和半径因素,相当于集中质量为5.8~7.4 kg)。对低压缸LPA转子、低压缸LPB转子末级叶片进行检查,未发现异常情况。检修结果与诊断分析结果一致。

### 3 结 论

1) 笔者根据运行中的大型汽轮发电机组的振动监测系统 and 数据,针对振动变化前后的振动监测信号,建立了汽轮机脱落质量分析模型,结合故障振动变化量和谐分量影响系数法,给出了机组转动部件脱落故障轴向位置定位和质量计算方法,能够快速准确地辨识和计算不同位置的转动部件脱落、靠背轮移位等突发性振动故障。

2) 应用笔者提出的汽轮机转动部件脱落故障识别方法,正确诊断出嘉兴#3机围带脱落故障和宁海#1机靠背轮挡风板脱落故障,计算出的轴向位置和质量与检修结果一致,在实际工程中得到成功的应用。

#### 参 考 文 献

- [1] 范春生. 300MW 机组低压转子叶片断裂的故障诊断及振动分析[J]. 动力工程学报, 2010, 30(1): 10-15.  
Fan Chunsheng. Fault diagnosis and vibration analysis of the low-pressure rotor blade failure for 300MW units[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2010, 30(1): 10-15. (in Chinese)
- [2] 张学延, 史建良, 李德勇. 国产600MW 汽轮发电机组振动问题分析及治理[J]. 热力发电, 2009, 38(9): 1-4.  
Zhang Xueyan, Shi Jianliang, Li Deyong. Analysis and treatment of vibration for 600MW turbo generator unit made in China[J]. Thermal Power Generation, 2009, 38(9): 1-4. (in Chinese)
- [3] 刘石, 刘兴久, 冯永新, 等. 超临界 600MW 机组检修后振动分析及处理[J]. 振动、测试与诊断, 2009, 29(4): 406-409.

Liu Shi, Liu Xinjiu, Feng Yongxin, et al. Vibration problem study on an overhauled 600 MW supercritical power unit[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(4): 406-409. (in Chinese)

- [4] 李卫军, 童小忠, 吴文健. 600MW 机组 LPII 转子叶片叶冠脱落分析[J]. 汽轮机技术, 2008, 50(6): 462-464.  
Li Weijun, Tong Xiaozhong, Wu Wenjian. The analysis of 600 MW unit LPII rotor blade ring broken[J]. Turbine Technology, 2008, 50(6): 462-464. (in Chinese)
- [5] 晋风华, 李录平, 张建东. 汽轮机叶片脱落故障定位方法的研究[J]. 汽轮机技术, 2006, 48(1): 37-39.  
Jin Fenghua, Li Luping, Zhang Jiandong. Research on the methods of fault orientation of blade shedding of turbo-generator unit[J]. Turbine Technology, 2006, 48(1): 37-39. (in Chinese)
- [6] 王秉仁, 姜小丽, 张蕾. 汽轮机叶片故障分析及诊断方法研究[J]. 煤矿机械, 2005(12): 164-166.  
Wang Bingren, Jiang Xiaoli, Zhang Lei. Integration of the diagnosis methods and the analysis of the faults for the steam turbine blade[J]. Coal Mine Machinery, 2005(12): 164-166. (in Chinese)
- [7] 童小忠. 宁海发电厂 1 号机组异常振动分析诊断与处理[J]. 汽轮机技术, 2008, 50(4): 306-308.  
Tong Xiaozhong. Analysis, diagnosis and troubleshooting for abnormal vibration of No. 1 unit in ninghai power plant[J]. Turbine Technology, 2008, 50(4): 306-308. (in Chinese)



**第一作者简介:**童小忠,男,1964年8月生,高级工程师。主要研究方向为汽轮机技术。曾发表《汽轮机现场动静碰磨故障的振动特性及分析诊断方法》(《动力工程》2002年第22卷第6期)等论文。

E-mail: tongxzh@gmail.com