

燃气轮机转子裂纹故障分析与诊断

赵卫正^{1,2}, 童小忠^{1,2}, 谢尉扬^{1,3}, 张 卫⁴

(1. 浙江省火力发电高效节能与污染物控制技术研究重点实验室, 杭州 311121;

2. 浙江浙能技术研究院有限公司, 杭州 311121;

3. 浙江浙能电力股份有限公司, 杭州 310007;

4. 浙江浙能金华燃机发电有限责任公司, 浙江 金华 321025)

摘 要: 振动监测和诊断是及时诊断旋转机械故障的手段之一, 其中的频谱分析能有效地诊断出转子裂纹。介绍了某燃气轮机转子裂纹的振动现象、处理过程以及故障诊断。转子裂纹的振动有以下特征: 裂纹转子具有刚度不对称的特点, 运行中存在二倍频振动, 在启停机经过转子临界转速一半时存在二倍频共振峰; 随着裂纹的发展, 二倍频共振峰值有增大趋势; 联轴器瓢偏以及低速盘车时转子晃度也会增大。根据转子的振动特征判断该转子存在裂纹且仍在发展, 检查结果验证了故障诊断的正确性, 为转子裂纹的故障分析与诊断提供参考。

关 键 词: 转子; 裂纹; 振动; 二倍频; 故障诊断

中图分类号: TK478

文献标志码: B

文章编号: 1009-2889(2020)01-0054-05

转子裂纹是少见的振动故障原因。一旦转子上出现裂纹, 随着裂纹不断发展, 最终可能导致轴系断裂的灾难性事故。由于裂纹转子具有刚度不对称等特点, 通过对振动特征准确地分析, 能够及时有效地诊断转子裂纹故障。本文介绍了某台燃气轮机转子裂纹的故障实例, 详细总结了实际转子的裂纹振动特征, 为转子裂纹故障诊断提供参考。

1 机组振动概况

1.1 机组简介

某电厂9E燃气轮机为GE公司生产的PG9171E型燃气轮机, 于2005年投产, 2015年进行油改气改造, 截至2018年底运行时长27 187小时, 启动1 250次。机组轴系由燃机转子、接长轴、发电机转子、励磁机转子组成, 各转子之间采用刚性联接。燃机转子由17级的轴流式压气机转子和3级透平转子组成, 由3个轴承支撑。其中1号轴承位于压气机进气侧, 2号轴承位于压气机和透平转子之间, 3号轴承位于透平排气侧。发电机转子由4号和5号

轴承前后支撑, 励磁机转子为悬臂结构, 轴系布置如图1所示。实测发电机转子第一阶临界转速1 450 ~ 1 550 r/min, 燃机转子第一阶临界转速1 950 ~ 2 050 r/min。

1~2号轴承为椭圆瓦, 3~5号轴承为可倾瓦, 其中3号轴承布置在排气缸内, 通过三根支撑杆与缸体相连, 发电机两端4号和5号轴承安装在发电机端盖上。机组瓦振报警值为12.7 mm/s, 跳机值为25.4 mm/s。除2号轴承外, 1~5号轴承在左右45°方向分别装有X、Y涡流探头, 用于测量轴振。

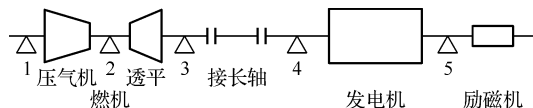


图1 轴系布置示意图

1.2 振动现象

机组在2018年11月13日进行励磁机检修, 更换了旋转二级管和连接铜牌, 以消除异音。2018年11月27日进行了全速空载试验, 机组停机惰走过程中3号轴承瓦振小于10 mm/s。2018年12月22

收稿日期: 2019-07-09 改稿日期: 2019-09-06

作者简介: 赵卫正(1987—), 男, 浙江台州人, 硕士研究生, 主要研究方向为火电机组振动故障诊断, E-mail: wzhhzhao@163.com。

日机组开始以日开夜停方式运行,发现 3 号轴承瓦振在停机惰走时振动逐步增大,至 2019 年 1 月 4 日停机惰走时 3 号轴承瓦振最大达 26 mm/s,机组跳机。随后机组日开夜停连续运行至 2019 年 1 月 10 日调停,2018 年 12 月 23 日开始到 2019 年 1 月 10 日机组停机惰走过程中 3 号轴承瓦振最大值如图 2 所示。

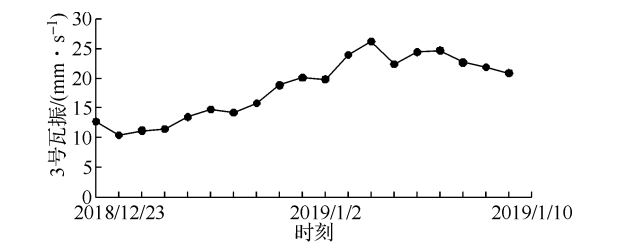


图2 停机惰走过程中 3 号轴承瓦振最大值变化趋势

停机期间对发电机地脚螺栓、3 号轴承支撑、IGV、测振探头等进行检查,未见明显异常。2019 年 1 月 14 日启动机组进行振动数据采集与分析,冲转至 2 445 ~2 640 r/min 时,1 ~3 号轴承瓦振高报警。停机惰走至 2 578 r/min 时,2 号轴承和 3 号轴承瓦振分别为 18.29 mm/s、23.69 mm/s,超过报警值,其余各轴承均在 10 mm/s 以下;4 号轴振 X 和 Y 向分别为 210 μm、240 μm,3 号轴振 X 和 Y 向分别为 62 μm、80 μm。1 ~5 号轴承振动数据如表 1 所示。

表 1 停机惰走至转速 2 578 r/min 时 1 ~5 号振动

振动	轴承编号				
	1	2	3	4	5
轴振 X/μm	50	无测点	62	210	67
轴振 Y/μm	90	无测点	80	240	70
瓦振/(mm·s ⁻¹)	9.11	18.29	23.69	8.64	2.79

惰走过程中 3 号轴承瓦振在转速 2 578 r/min 时频谱图如图 3 所示,其中一倍频分量 2.89 mm/s,二倍频分量 13.7 mm/s,三倍频分量 2.79 mm/s,3 号轴承瓦振以二倍频为主。惰走过程中 3 号轴承瓦振频谱级联图如图 4 所示,3 号轴承瓦振在转速接近 2 578 r/min 时二倍频分量快速增大,远离该转速时二倍频分量快速减小。

惰走过程中 3 号轴承瓦振通频值、一倍频和二倍频振动波特图如图 5 所示。惰走过程中转速 2 578 r/min 时 3 号轴承瓦振一倍频幅值略有减小,而二倍频分量达到共振响应峰值,即接近 2 578 r/min

时 3 号轴承瓦振二倍频分量急剧增加,远离该转速时二倍频分量快速减小。

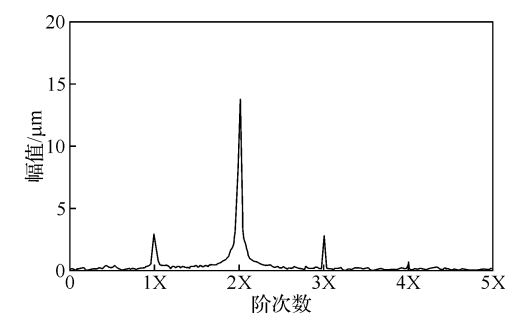


图3 转速在 2 578 r/min 时 3 号轴承瓦振频谱图

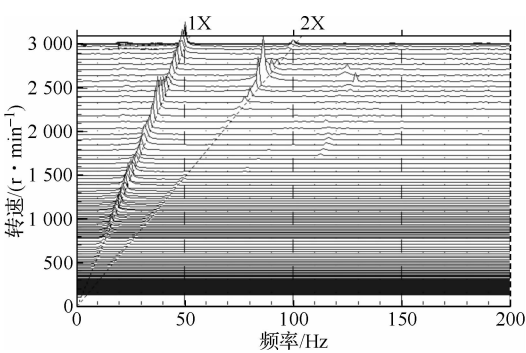


图4 惰走过程中 3 号轴承瓦振的级联图

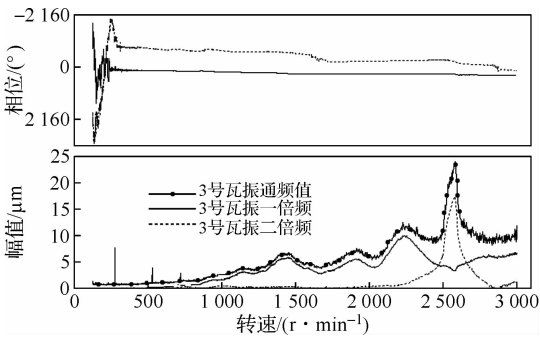


图5 3 号轴承瓦振惰走过程波特图

启停机过程中转速在 2 578 r/min 时,1 ~5 号轴承轴振、瓦振均有二倍频峰值,且重复性很好。3 号轴振惰走过程中波特图如图 6、图 7 所示,转速 2 578 r/min 时 3 号轴振 X 和 Y 向二倍频幅值有峰值,分别为 24 μm 和 42 μm,且二倍频相位增大。

4 号轴振惰走过程中波特图如图 8、图 9 所示。转速 2 578 r/min 时 4 号轴振二倍频分量有峰值,4X 和 4Y 二倍频幅值分别为 96 μm 和 112 μm,且二倍频相位均变化 180°左右,表明 4 号轴振在转速 2 578 r/min 时存在二倍频共振。

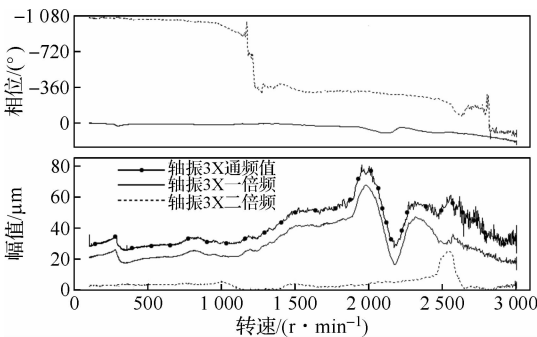


图 6 轴振 3X 惰走过程波特图

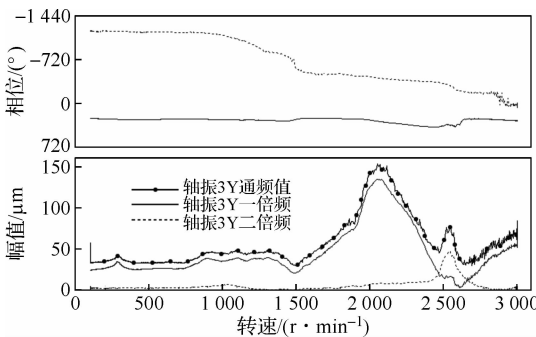


图 7 轴振 3Y 惰走过程波特图

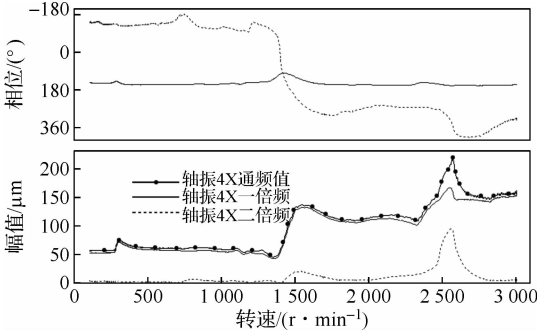


图 8 轴振 4X 惰走过程波特图

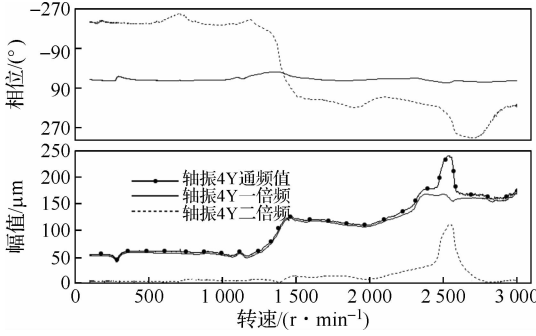


图 9 轴振 4Y 惰走过程波特图

2 处理过程

2.1 动平衡处理

开机和停机过程中转速在 2 578 r/min 时,4 号轴振偏大,其中轴振 4X 通频 192 μm ,一倍频 145 μm ,二倍频 81 μm ,轴振 4Y 通频 214 μm ,一倍频 141 μm ,二倍频 99 μm 。考虑到 4 号轴振一倍频幅值较大,先尝试动平衡处理。

表 2 动平衡前后 2 578 r/min 时轴振 4X、4Y 变化情况

动平衡情况	轴振 4X/ μm			轴振 4Y/ μm		
	通频	一倍频	二倍频	通频	一倍频	二倍频
动平衡前	192	145	81	214	141	99
接长轴加重 600 g,230°	170	106	79	164	108	98
接长轴加重 600 g,160°	177	127	86	191	106	102

2.2 燃机-发电机中心调整

根据惰走过程中转速 2 578 r/min 时轴系存在明显的二倍频共振响应峰值这一特征,分析认为二倍频分量可能与转子不对中、转子径向刚度不对称、发电机磁力不对中、转子裂纹等故障有关。因机组在惰走过程中发电机无电磁力作用,排除发电机磁力不对中;该机组在以前惰走过程中都未测到二倍频分量,排除因结构设计产生的径向刚度不对称。

复查燃机-发电机中心,发现测量数据与标准值偏差较多,其中发电机与接长轴中心水平偏差 0.90 mm,发电机中心偏低约 1 mm,下张口偏小 0.14 mm,左右

2019 年 1 月 16 日在接长轴靠背轮上(靠发电机侧)加重 600 g,230°位置,转速 2 578 r/min 时轴振 4X、4Y 一倍频幅值分别下降到 106 μm 、108 μm ,但二倍频振动维持不变。随后调整接长轴平衡块为 600 g,160°位置,2 578 r/min 时一倍频振动略有变化,二倍频振动基本不变。

综上,认为动平衡处理对 4 号轴振没有多少影响,动平衡前后轴振 4X、4Y 如表 2 所示。

开口偏大 0.05 mm。将发电机和接长轴中心调整至标准范围内后重新开机。冲转过程中转速 2 608 r/min 时,3 号轴承瓦振 18.3 mm/s,惰走过程中转速 3 号轴承瓦振 26.4 mm/s,同时 1~5 号轴振和瓦振在 2 600 r/min 时均存在明显的二倍频分量。此次燃机和发电机中心调整后,并未降低二倍频分量,说明二倍频分量与转子不对中无关。

3 振动特征与故障诊断

3.1 振动特征

(1) 启停过程中转速 2 578 r/min 时,1~5 号轴

振、瓦振均有二倍频分量共振峰值,历次启停机振动重复性良好。

(2) 启停过程中转速 2 578 r/min 时,1~5 号轴振中 4 号轴振二倍频幅值最大,且二倍频相位增大大约 180°。

(3) 启停过程中转速 2 578 r/min 时,1~5 号轴承中 3 号瓦振最大,其二倍频分量也最大,其通频值有时超过跳机值。

(4) 在转速 750 r/min 时,4 号轴振二倍频幅值略有增大,二倍频相位增大约 65°,而发电机第一阶临界转速约 1 500 r/min,刚好在发电机第一阶临界转速的一半。

(5) 从 2019 年 1 月 5 日开始至 2019 年 3 月 18 日机组共启停 18 次,随着开机次数增加,4 号轴振停机惰走通过 2 578 r/min 时二倍频幅值有不断增大的趋势,其中 4X 二倍频幅值从 56 μm 逐渐增大至 111 μm,4Y 二倍频幅值从 65 μm 逐渐增大至 129 μm,4X 和 4Y 二倍频幅值变化趋势如图 10 所示。

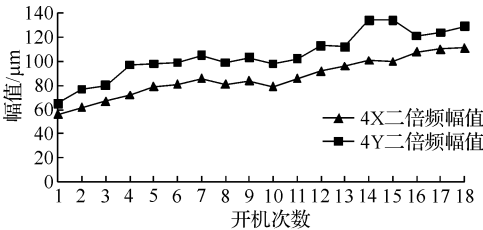


图 10 历次停机惰走 2 578 r/min 时 4X 和 4Y 二倍频幅值变化趋势

(6) 现场检查发现接长轴靠发电机侧靠背轮瓢偏超过 0.2 mm。

(7) 盘车转速下,4 号轴振晃度值达 50 μm,较原始晃度值明显增大。

(8) 动平衡对一倍频振动有影响,但对二倍频分量无影响。

(9) 调整燃机-发电机中心对二倍频振动没有影响。

3.2 故障诊断

根据文献[1-6]记载,转子裂纹特征如下:

(1) 转子裂纹引起转子刚度不对称,引起二倍频振动;

(2) 转子裂纹在升降速过程中通过任一临界转速的一半时,出现二倍频共振峰,两倍频相位发生变化;

(3) 裂纹发展到一定深度后,联轴器瓢偏增大,

低速盘车下晃度增大。

根据振动特征,排除转子不对中、转子结构设计径向刚度不对称、发电机磁力不对中等故障,判断转子存在裂纹且仍在发展。

4 停机检查与处理

对发电机转子和接长轴进行探伤检查,发现接长轴靠发电机侧靠背轮根部存在多条裂纹,其中最上一条裂纹长度约 610 mm(约占圆周长度 40%),深度约 16~20 mm(约占靠背轮厚度的 1/3),裂纹如图 11 所示。裂纹的位置位于靠背轮根部,制造加工中此处没有进行倒角处理,存在应力集中,并且该燃气轮机运行时间已有十余年,启停太频繁,在上述因素长期作用下产生疲劳裂纹。

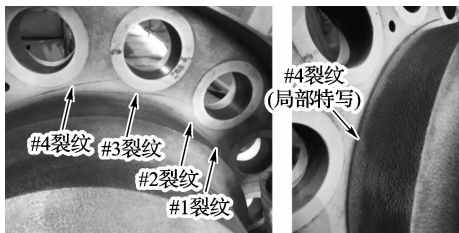


图 11 接长轴靠发电机侧的法兰根部裂纹

由于接长轴裂纹严重而无法修复,决定更换接长轴转子。新转子安装后,盘车转速下 4 号轴振晃度值由之前 50 μm 降低至 10 μm。升降速过程中转速 2 578 r/min 时各个轴承轴振小于 50 μm,瓦振小于 8 mm/s,空载及满负荷时各轴振小于 50 μm,瓦振小于 5 mm/s。

5 结论

(1) 转子裂纹引起的转子刚度不对称,其诱发振动的特点是:升降速过程中出现二倍频振动,特别是通过转子临界转速的一半时,二倍频有共振峰,且二倍频相位变化明显。

(2) 随着转子裂纹的扩展,升降速过程中二倍频共振幅值有增大的趋势。

(3) 转子上的裂纹发展到一定程度后,转子会出现弯曲,低速盘车时转子晃度和联轴器瓢偏增大。

(4) 随着转子上的裂纹扩展,当转子横截面无法承受扭转力矩时,将发生轴系断裂的灾难性事故。如果机组运行中出现转子裂纹的振动特征,应当及时停机对转子进行探伤检查,防止轴系断裂事故发生。

参考文献:

- [1] 寇胜利. 汽轮发电机组的振动及现场平衡[M]. 北京: 中国电力出版社, 2007: 132-133.
- [2] 陆颂元. 汽轮发电机组振动[M]. 北京: 中国电力出版社, 2000: 192-193.
- [3] 宋光雄, 陈松平, 宋君辉, 等. 汽轮发电机组转子裂纹故障研究及分析[J]. 动力工程学报, 2012, 32(04): 289-295, 320.
- [4] 张学延, 丁联合. 汽轮发电机组裂纹转子振动特性及其诊断[J]. 热力发电, 2014, 43(6): 1-6.
- [5] 寇胜利, 聂继升, 王光春. 通过振动监测诊断发电机转子裂纹[J]. 中国电力, 2006(5): 49-52.
- [6] 杨金福, 房德明, 迟威, 等. 国产 600MW 机组带裂纹转子振动过程分析与处理[J]. 发电设备, 2005(6): 395-397, 407.

Analysis and Diagnosis of Rotor Cracks in a Gas Turbine Generator Unit

Zhao Weizheng^{1,2}, Tong Xiaozhong^{1,2}, Xie Weiyang^{1,3}, Zhang Wei⁴

(1. Zhejiang Provincial Key Laboratory of Energy Conservation & Pollutant Control Technology for Thermal Power, Hangzhou 311121, China;

2. Zhejiang Energy Group R&D Co., Ltd., Hangzhou 311121, China;

3. Zhejiang Zheneng Electric Power Co., Ltd., Hangzhou 310007, China;

4. Zhejiang Zheneng Jinhua Gas Turbine Power Generation Co., Ltd., Zhejiang Jinhua 321025, China)

Abstract: Vibration monitoring and diagnosis is one of methods to diagnose the fault of rotating machinery. The spectrum analysis can effectively diagnose the rotor cracks. The vibration phenomena, treatment process and fault diagnosis of a gas turbine rotor cracks are introduced. The vibration characteristics of the cracked rotor are summarized as follows. Firstly the cracked rotor has the characteristics of asymmetric stiffness, which will result in 2X vibration during operation. The resonance peak of 2X vibration appears when passing through half of the critical speed during start-up or shutdown. Secondly with the development of cracks, the resonance peak of 2X vibration tends to increase. Thirdly the rotor flutter and skewness of the coupling end place also increase at low speed. According to the vibration characteristics, the existence and development of rotor cracks were judged. The inspection results verified the correctness of the fault diagnosis, which provides references for analysis and fault diagnosis of rotor cracks.

Key words: rotor; crack; vibration; 2X vibration; fault diagnosis

来稿请注意:

内容正确 文字简洁 图表清晰

E-mail: RQLJ1988@163.com

网址: <http://www.gasturbine-technology.com>