

某汽轮机组动静碰摩故障诊断与处理

唐贵基, 谭秀婷

(华北电力大学 机械工程系, 河北 保定 071003)

摘要:大型旋转机械如汽轮发电机组,在新机组启动调试或大修后开机运行时,往往会发生动静碰摩故障。文章针对某电厂1号汽轮机组运行中出现的异常振动进行了数据采集与分析,结合该机组实际运行工况,确定故障原因是机组发生了局部动静碰摩。在采取了优化调节阀开启顺序的措施后消除了异常振动,提高了轴系稳定性。

关键词:汽轮机;振动故障;动静碰摩

中图分类号:TM311 **文献标志码:**A **文章编号:**1672-349X(2017)06-0032-04

DOI:10.16160/j.cnki.tsxyxb.2017.06.008

The Diagnosis and Treatment of Static and Dynamic Rubbing Faults of the Steam Turbine Unit

TANG Gui-ji, TAN Xiu-ting

(Department of Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: Static and dynamic rubbing faults often arise when large rotating machinery, such as a steam turbine generator unit, is installed and tested or repaired. The authors of the paper collected and analyzed the data on the abnormal vibration which occurred when the No. 1 steam turbine of a certain power plant worked, and found that it was caused by the local static and dynamic rubbing. The abnormal vibration was eliminated and the stability of the shafting was improved after the optimization of the opening sequence of the regulating valves.

Key Words: steam turbine; vibration fault; static and dynamic rubbing

0 引言

动静碰摩是指转轴在旋转过程中,转子与静子间的间隙消除从而两者发生接触,在接触点碰撞并产生摩擦的现象^[1]。碰摩故障在汽轮发电机组启动调试或大修后开机运行时常有发生。动静碰摩往往使轴系发生强烈振动,严重时可导致转轴弯曲。据不完全统计,弯轴事故80%以上是由中晚期碰摩导致的^[2]。现代汽轮

机组一直向着大型化方向发展,各性能参数不断提高,动静间隙不断减小,这样动静碰摩故障发生的可能性也就大大增加了^[3],因此,应引起我们对碰摩故障的足够重视。本文针对某电厂1号汽轮机组在运行中出现的异常振动做了详细的分析,结合该机组实际运行工况,确定了故障原因是机组发生了局部动静碰摩。在此基础上讨论了碰摩发生机理和振动特征,采取优化

作者简介:唐贵基(1962—),男,山东黄县人,教授,主要从事结构动特性测试与分析研究。

调节阀开启顺序的措施消除了异常振动。

1 机组概况

某电厂1号汽轮机为N300-16.7/537/537型亚临界、中间再热、双缸双排气、采暖抽汽凝汽式;发电机型号为QFSN-300-2,冷却方式为水氢氢冷;励磁机型号为JL-1434-4。机组轴系由8个轴承支撑,1号到4号轴承为可倾瓦,5号和6号轴承为椭圆瓦,7号和8号轴承为圆筒瓦。各转子间均采用刚性连接。机组轴系由高中压缸转子(HP,IP)、低压缸转子(LP)、发电机转子(G)和励磁机转子(E)组成,其轴系结构如图1所示。

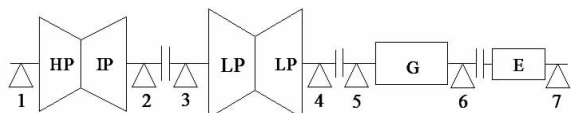


图1 汽轮发电机组轴系结构图

检修人员于2016年8月对该机组进行C级检修,检修后启动正常。11月初该机组正常运行过程中,升降负荷时1号轴承X,Y方向振动出现爬升的情况,11月9日检修人员对该机组进行在线振动测试。本次测试采用美国本特利公司WINDOWS 208DAIU 8通道振动数据采集分析系统来完成。键相信号及振动信号均取自机组配置的TSI系统,该系统采用非接触式电涡流传感器测量轴颈振动,速度传感器测量轴承座振动,轴振测点为1号到6号轴承,且分X方向和Y方向布置,两方向夹角呈90°。从机头向机尾看,转子正上方左侧45°为X方向,转子正上方右侧45°为Y方向。

2 机组异常振动信号分析

由于电网负荷紧张,该机组在后来的运行过程中,一直处于高负荷运行状态,但并未发生异常振动现象。进入11月份以后,电网负荷紧张情况有所改善,夜间负荷能够到达150 MW,当负荷下降到150 MW时机组发生异常振动,连续观察多天,均出现相似情况,因此仅对其中一次进行详述。1号轴承测点振动变化最为明显,其在X方向振动趋势曲线如图2所示,振动频谱如图3所示。

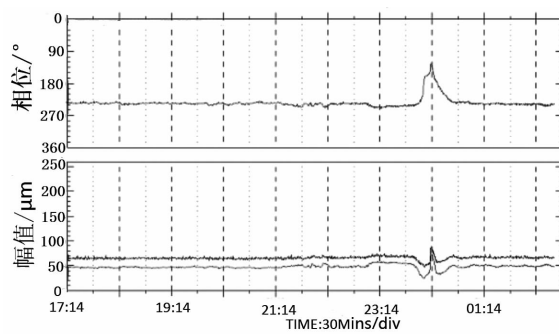


图2 发生故障时的1号轴承X方向振动趋势

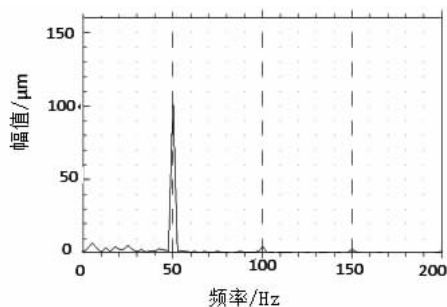


图3 发生故障时的1号轴承X方向振动频谱

2016年11月9日22:30开始降低负荷。23:30负荷降到150 MW,23:50时1号轴承X,Y方向的振动值开始降低,相位也随逆时针变化(相位角减小的方向)。负荷为300 MW和150 MW时各轴承X,Y方向振动通频值如表1所示。其中1号轴承X方向振动值下降到52 μm 后迅速增大到85 μm ,相位也从230°变到126°。由图3可以看出,频率变化主要是工频分量,进一步分析发现还伴有2倍频和3倍频。

表1 负荷300 MW,150 MW时各轴承

负荷/MW	X,Y方向振动通频值 μm							
	1X	1Y	2X	2Y	3X	3Y	4X	5X
300	67	70	36	33	46	48	82	94
150	85	72	48	36	47	55	87	89

由于振动增加过快,出于对机组的保护,立刻升高负荷。当负荷升到200 MW时,振动开始下降,并很快减小到初始值,相位也恢复到初始值。

3 机组振动故障处理

3.1 机组振动原因分析

轴振发生异常变化时,机组处于正常运行

过程中,由图 2 可知,其中 1 号轴承 X 方向的振动值先减小后增大最后恢复到初始值。其他各轴振变化较慢,振动值小幅度增大,随后恢复到初始值。由于 1 号轴承振动值变化最为明显,通过上述对其振动趋势图、频谱图,以及变负荷后振动通频值进行分析,推断 1 号轴承附近可能发生动静碰摩故障并产生弹性热弯曲。图 2 显示,振动值明显增加后又减小,这是因为局部动静碰摩发生初始,转子热弯曲不断加剧以及相位也不断变化,热弯量和不平衡质量的合力大于原有不平衡质量,从而使轴振不断增大;随后轴振减小则是由于刚发生碰摩时,碰摩点与高压转子质量不平衡位置恰好相反,从而抵消一部分不平衡。但随着负荷的增加,动静碰摩部位脱离,轴振值在很短时间内恢复初始值。由于恢复速度很快,推断只是发生了局部轻微碰摩。

本机组在满负荷时(6 个调节阀开度全为 100%)运行正常;当机组负荷在 150 MW 时(1 号和 4 号调节阀开度为 100%,5 号调节阀开度为 50%,其他各阀全关闭),振动发生异常变化;当负荷升到 200 MW 时(1 号、4 号和 5 号调节阀开度为 100%,6 号调节阀开度为 50%,其他各阀全关闭),机组振动恢复初始值。由此可知,碰摩脱开的时间是在负荷从 150 MW 升到 200 MW 的过程中。

通过查找机组的相关资料,了解到机组的进汽方式为喷嘴调节,配有 2 个主汽阀 TV1, TV2 和 6 个调节阀 CV1—CV6,1—6 为调节级喷嘴进汽,如图 4 所示,开启顺序为 1,4→5→6→2→3。阀序和重叠度影响轴瓦温度及轴系的稳定性。

这种配汽方式没有考虑到部分进汽时汽流对机组轴系稳定性的影响。在机组部分进汽时,蒸汽不仅会在调节级叶轮上产生一个力偶,而且还存在一个过转子中心的力。阀门开启顺序的改变可以使部分进汽力方向发生改变,轴系中各轴承载荷重新分配及轴线挠度也会发生变化,从而可能造成机组振动的增大^[5]。此外,由于机组部分进汽时蒸汽在叶顶径向间隙中的

漏气量不尽相同,对转子有切向分力作用^[6],并且径向间隙会使端部轴封产生压力涡动,这样就增大了碰摩的可能性。

该机组在 150 MW 负荷时的配汽方式对轴系右上方向产生作用力,使轴系中心往右上方偏移而产生碰摩;在 200 MW 负荷时的配汽方式轴系受力基本平衡,碰摩部位脱离,振动减小到初始值。

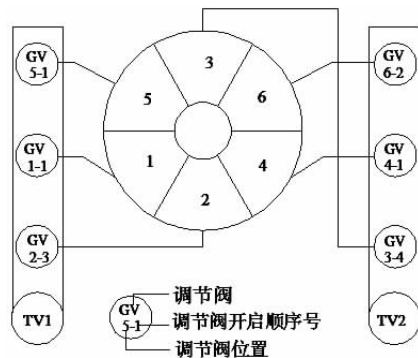


图 4 汽轮机配汽示意图

3.2 动静碰摩机理分析

动静碰摩是指转子在做旋转运动时与固定的汽缸(及附件)间发生的碰撞摩擦。在机组停运时,转子与汽缸之间有一定的间隙;在转子转动过程中,常常由于转子存在质量不平衡等因素使其转轴中心 O' 与静子中心 O 存在偏差^[7]。在转子旋转过程中产生的热量可以使转子和汽缸产生一定的弹性热弯曲。由于制造精度与误差,实际生产的转子和汽缸都不可能绝对地圆,特别是当两者存在偏心距时,转子与汽缸间的最小间隙会减小。当转轴中心与静子中心两者间的距离值与轴承的半径间隙相等时,转子与静子将发生碰撞与摩擦^[7]。碰摩故障发生时动静碰摩机理如图 5 所示。转子上的碰摩点 a 受到径向作用力 n 和逆转向切向摩擦力 f 的作用。

引起动静碰摩的因素复杂多样^[8],常见的有以下几种。①转轴的振动过大。可能由轴系不稳定、转子质量不平衡、转子热弯曲等因素引起。②轴系不对中。特别是机组冷热态启动轴承标高发生改变,从而引起轴系不对中导致碰摩。③动静间隙小。可能因为设计缺陷、安装

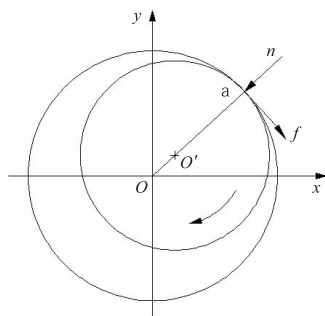


图5 动静碰摩机理图

误差,以及检修时调整的动静间隙没有达到相关标准。④缸体跑偏、弯曲或变形。机组启动过程中,上下缸温差较大,汽缸可能发生弯曲变形,进而引起碰摩。

3.3 动静碰摩振动特征

早期碰摩时轴承振动幅值增加,当机组以一定的转速运行时,振幅和相位会随时间波动,具体表现为振动慢慢爬升^[9](此次故障的振动趋势图与此吻合)。早期碰摩故障的频谱特征是以基频变化为主,且常伴有高阶分量,如2倍频、3倍频等(图3也与此特征相符)。在转子转速不变或升高时,随着工作时间的延长,轴振快速增大,振幅无明显波动但会继续增加,而相位相对稳定,此时碰摩故障已到达中期^[7]。对于这种情况,现场通常是通过拉闸停机来防止故障恶化。晚期碰摩,转速一定时轴振值增长速率比中期时更快,振幅将超过转轴弹性弯曲的界限值,造成转轴的永久弯曲,即使降速振幅仍会继续增大,可能引起弯轴甚至机组破坏事故^[7]。

4 机组振动故障处理措施及结果

上述分析确定了振动故障是由局部动静碰摩引起的,且明确了故障是由调节阀开启顺序的缺陷引发的。为了提高运行过程中轴系的稳定性,特别是在机组降低负荷到150 MW时轴系的抗干扰能力,决定对调节阀的开启顺序重新安排^[10]。

由于负荷在200 MW至300 MW变化的过程中,机组振动没有出现过异常变化,可以确定2,3号调节阀的动作对机组振动情况没有明显影响。另外,3号调节阀可能会使瓦温升高,不利于机组安全运行,因此将2,3号调节阀安

排在最后。在理想条件下,当两阀点呈对角布置时,对转子不会生产轴向推力,此时机组轴系较为稳定^[11]。所以,确定1,6号调节阀同时开或者4,5号调节阀同时开。由于负荷在150 MW时,同时打开的两个调节阀开度均为100%,而再次打开的调节阀(第三阀)大约有50%的开度,这会使轴系中心偏移,但考虑到油膜刚度对轴系稳定性的影响,决定将上方位置的调节阀作为第三阀,即5号或者6号。综上所述,调节的方案有两种:1,6→5→4→2→3和4,5→6→1→2→3。由于减少阀序调整的次数可以保证机组安全运行,则决定在原有阀序1,4→5→6→2→3的基础上把4号和6号阀互换,即调整为1,6→5→4→2→3进行试验。通过两天的试验发现,当阀序调整为1,6→5→4→2→3,机组负荷降低到150 MW后再没有出现异常振动(如图6所示),瓦温也没有明显变化,说明机组故障已消除,提高了机组的稳定性。

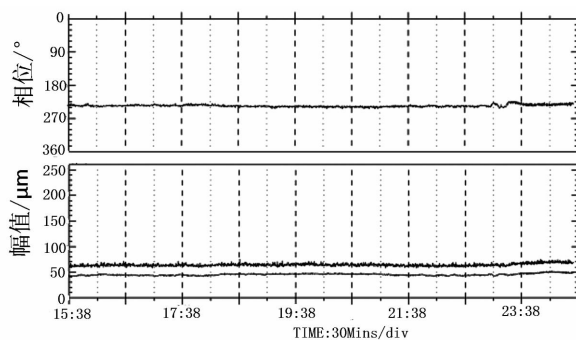


图6 故障处理后1号轴承X方向振动趋势图

5 结论与建议

笔者对某电厂1号汽轮机组大修后运行中出现的异常振动进行了分析,结合该机组实际运行工况,确定了故障原因是机组发生了局部动静碰摩。在此基础上讨论了碰摩发生机理和振动特征,将调节阀开启顺序由原来的1,4→5→6→2→3调整为1,6→5→4→2→3,由此消除了异常振动。

(1)通过对调节阀开启顺序的优化,提高了轴系的稳定性,解决了机组降负荷过程中出现异常振动的情况,保证了机组的(下转第41页)

货箱支撑梁左侧第三根纵梁和中间横梁接头处受到的应力最大,原因可能是由于该处接触面积不大,容易产生应力集中的现象,可以通过增加接触面积、使用阶梯梁等方式改善。而且四种工况下最大应力均分布在一处,容易造成此处的疲劳损伤,产生裂纹,因此可以通过优化车架的结构进行改善,以便使不同工况下的最大应力分布在不同处。

参考文献:

- [1] 冯国胜,贾素梅. 轻型车有限元分析及应用[J],机械强度,1996(6):78-80
- [2] 汪友刚. 基于ANSYS的电动三轮车车架动静态性能分析[D]. 郑州:中原工学院,2013.
- [3] 王晖云. 低速载货汽车车架静动态特性研究[D]. 南京:南京农业大学,2008.
- [4] 王晶. 三轮摩托车车架的有限元分析及轻量化设计研究[D]. 郑州:中原工学院,2011.
- [5] 程思远. 基于有限元分析的越野汽车车架结构优化[D]. 南昌:南昌大学,2011.
- [6] 马二龙,罗正伟,任卉. 基于有限元法对CCD刀具预调测量仪机械结构的分析与优化[J]. 工具技术,2011,45(4):67-70.
- [7] 池小兰. 有限元程序的发展和趋势[J]. 湖南农机,2012,39(9):149-150.
- [8] 袁素粉,袁晓红,陈昌生. 基于ANSYS Workbench的半挂车车轴的强度分析及其优化设计[J]. 北京汽车,2011(4):42-46.

(责任编辑:李秀荣)

(上接第35页)安全运行。

(2)该机组已运行多年,没有发生类似异常振动,此次虽然通过阀序的优化保证了机组稳定运行,但是机组动静间隙可能发生了变化,待下次检修时应对其进行检查,并查看是否存在缸体跑偏或者汽封套脱落的情况。

参考文献:

- [1] 施维新,石静波. 汽轮发电机组振动及事故[M]. 北京:中国电力出版社,1998.
- [2] 李录平,卢绪阳. 汽轮发电机组振动与处理[M]. 北京:中国电力出版社,2007:8.
- [3] 陆颂元. 汽轮发电机组振动[M]. 北京:中国电力出版社,2000.
- [4] 牟法海,卢盛阳,王文营,等. 汽轮机启停过程中动静碰摩故障的诊断与处理[J]. 河北电力技术,2009(4):11-13
- [5] 李勇,单丽清,卢丽坤. 某600 MW汽轮机配汽方式优化方法研究[J]. 汽轮机技术,2013(3):205-207.
- [6] 李勇,聂玉火. 不同配汽方式下汽轮机调节级后转子的热应力分析[J]. 汽轮机技术,2009(4):272-275.
- [7] 戈志华,高金吉,工文永. 旋转机械动静碰摩机理研究[J]. 振动工程学报,2003,16(4):426-429.
- [8] 魏江. 大型汽轮机动静碰摩的诊断与分析[J]. 机械工程师,2015(12):230-232.
- [9] 高海,丁鑫. 汽轮机动静碰摩事故原因分析及处理[J]. 东北电力技术,2004(4):34-36.
- [10] 瓮雷,杨自春,陈国兵,等. 非线性间隙气流激振力作用下汽轮机转子碰摩故障研究[J]. 舰船电子工程,2016(9):89-94.
- [11] 于达仁,刘占生,李强,等. 汽轮机配汽设计的优化[J]. 动力工程,2007(1):1-5.

(责任编辑:夏玉玲)