

超临界 660 MW 汽轮机 汽流激振的故障分析及处理

顾 剑

(贵州金元茶园发电有限责任公司, 贵州 金沙 551800)

摘 要:某超临界 660 MW 汽轮机的高中压转子频繁发生振动跳变故障, 频谱分析表明振动跳变主要表现为半频成分, 且振动跳变与机组负荷关联密切, 据此诊断故障原因为汽流激振。现场跟踪监测了不同负荷对应的轴承振动变化, 对调门开度, 主蒸汽参数进行各种优化调整, 并对润滑油系统包括各道轴承的油膜压力、轴封汽系统、开展了细致的排查。通过对振动的特征及机理的进一步分析, 指出汽流激振力主要来源于密封激振力和叶顶间隙激振力。随后对高压调阀全行程特性进行测试, 研究了每一个调阀在全行程内的振动趋势, 并依据试验结果对高压调阀的开启顺序进行调整, 从几种阀序的实际试验情况中, 找到最佳的高压调门开启顺序, 成功消除了该振动故障, 为类似振动故障的处理提供参考。

关键词:汽轮发电机组; 高中压转子; 汽流激振; 振动

文章编号:2096-4633(2018)01-0014-04 **中图分类号:**TK26 **文献标志码:**B

随着汽轮发电机组向着高参数、大容量方向发展, 自激振动所引发的转子失稳问题也日益突出。自激振动一旦激发, 机组振动可能表现为持续的大幅波动, 也可能是突发性、瞬间的振动激增, 这些都会使轴系承受着剧烈的交变应力, 如果处理不及时, 极有可能出现对轮松动、碾瓦、甚至断轴事故^[1-5]。本文结合某 660 MW 汽轮机的汽流激振问题, 详细介绍了故障诊断及处理的过程。

1 机组及故障特征

某机组的汽轮机为 CLN660-24.2/566/566 型、超临界、单轴、一次中间再热、三缸四排汽、凝汽式汽轮机, 配以 QFSN-660-2 型、水氢氢冷却方式的发电机。该机组轴系由高中压转子、低压 1 转子、低压 2 转子、发电机转子及励磁小轴组成, 各转子之间均采用刚性联轴器连接, 轴系如图 1 所示。

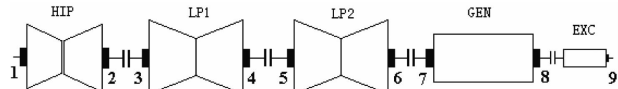


图 1 机组轴系简图

Fig. 1 Schematic diagram of unit shaft system

该机组新机带负荷试运时, 就发现其高中压转子在大负荷 (>400 MW) 工况下存在大幅的振动波动(图 2), 主要特征如下。

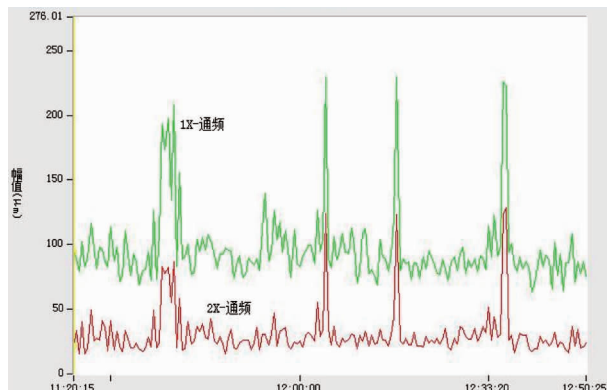


图 2 高中压转子 X 轴向轴振趋势图

Fig. 2 Trend graph of X-axis vibration of the HP-IP rotor

(1) 振动故障发生后, 高中压转子振动会在短时间内出现快速攀升, 同时故障一旦消失, 振动恢复也十分迅速;

(2) 无论是单阀工况, 还是按照制造厂设计的顺序阀运行, 高中压转子均会出现振动的大幅波动;

(3) 振动波动主要以半频振动为主(图 3);

(4) 振动波动的剧烈程度与负荷关系最为密切;

(5) 在正常运行中, 高中压转子始终存在 $10 \mu\text{m}$ 左右的跳跃性波动;

(6) 当振动剧烈波动时, 1 号、2 号轴承的瓦温也有明显的变化。

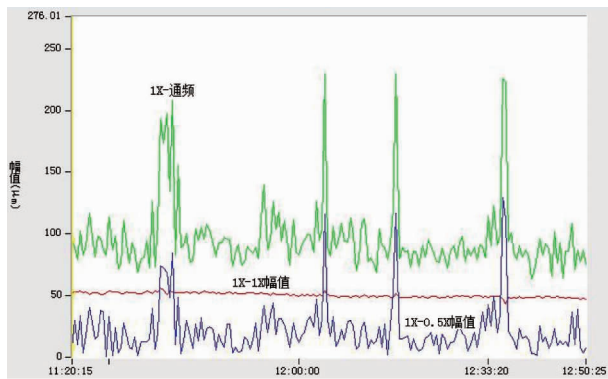


图 3 1 号轴承 X 向轴振各频率成分趋势图

Fig. 3 Trend graph of each frequency component of X-axis vibration for No. 1 bearing

2 汽流激振的溯源分析及处理

2.1 汽流激振力分析

基于以上振动特征,分析该机组高中压转子发生了汽流激振,具体的汽流激振力主要包括^[6-15]:

(1)密封激振力:由于转子在汽缸中存在偏心,使得汽封腔室中的蒸汽由于周向流动而产生不同的周向压力分布(即在圆周方向上,蒸汽在汽封间隙小处压力大、在汽封间隙大处压力小),进而合成了密封激振力,促使转子产生自激振动。

(2)叶顶间隙激振力:当转子处在汽缸的偏心位置时,其圆周方向的叶顶间隙不同,使得工质在不同位置处的间隙泄漏量也不同,即:在圆周方向上,蒸汽在叶顶间隙大处,泄漏大,对该处叶轮的圆周切向推力小,做功也小;反之,蒸汽在叶顶间隙小处,泄漏小,对该处叶轮的圆周切向推力大,做功也大。这就引发了转子叶轮所承受的圆周切向力不对称,形成了一个作用于叶轮中心的横向合力,促使转子产生自激振动。

(3)不平衡汽流流:高、中压缸非均匀进汽时,使得高、中压转子承受着较大的不平衡汽流流,这一方面其可影响轴颈在轴承中的位置,改变了支承轴承的载荷,使轴承的动力学特性发生了变化而引发的振动失稳;另一方面使转子在汽缸中的径向位置发生变化,引起通流部分间隙的变化,进而影响密封激振力和叶顶间隙激振力。

考虑到该机组在单阀运行状态下就出现振动波动,因此该高中压转子的汽流激振力主要是密封激振力和叶顶间隙激振力。

为此,要消除或减缓汽流激振力,现场可行且工

作量可控的措施就是通过对高压调阀开启顺序的调整,利用不平衡汽流流来改变高中压转子在汽缸中的位置,达到优化通流间隙的目的,以最大限度地减小密封激振力和叶顶间隙激振力。

2.2 高压调阀的行程试验

该汽轮机配有 4 个高压调阀,布置及开启顺序如图 4 所示。为了得到 1 至 4 号调阀开度与汽流激振力的关联特征,现场决定对高压调阀进行全行程试验。

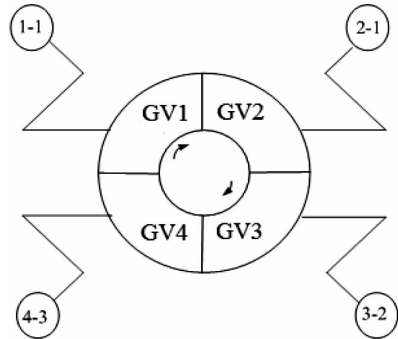


图 4 阀门配置和原开启顺序(从调速器端向发电机方向看)

Fig. 4 Valve configuration and original opening sequence (from the governor end to the generator direction)

考虑到大负荷工况下,高中压转子所承受的汽流激振力更为剧烈,因此,为了得到高压调阀在全行程中更为准确的振动特征,就需要在尽量高的负荷工况下进行试验;但同时汽流激振故障具有突发性,且一旦激发振动会瞬间激增,这又需要降低负荷来保证试验的顺利完成。为了平衡这个矛盾问题,在高压调阀的全行程试验中,采取了如下措施和步骤进行试验。

(1)试验准备工作:热工人员对振动跳机保护设置了 3 s 的时间延迟,这一方面确保设备的安全运行,另一方面也有利于试验的顺利进行;同时考虑到调阀行程试验可能会对轴承的金属温度产生较为明显的影响,现场试验人员在监测振动的同时,也加强了瓦温波动的监测。

(2)最优试验工况:采用单阀运行方式,且主汽参数按照正常运行要求进行操作和控制,同时在轴系振动不超过 $180 \mu\text{m}$ 、瓦温不超过 $95 \text{ }^\circ\text{C}$ 的前提下,寻找到机组可带的最大负荷工况,并把此工况作为试验负荷工况。

(3)把机组稳定在试验负荷工况下、单阀运行,并保持主汽温度及压力、润滑油进油温度、低压缸真空、轴封供汽压力及温度等主要运行参数的相对稳

定,然后对 1~4 号调阀分别进行全行程试验,具体步骤包括:按照调阀开度分 5 步关闭某一调阀,比如调阀开度为 30%,则按照 24%、18%、12%、6%、0 逐步关闭该调阀,每个工况观察 15 分钟左右,如果振动波动剧烈则时间略短些;待某一调阀行程试验结束后,再把调阀强制解除、恢复单阀运行,并稳定 15 分钟后继续进行下一个调阀的行程试验,直至全部四个调阀试验结束。

图 5 给出了该机组各调阀全行程试验中,高中压转子振动变化的趋势图,可以看出:关闭 2 号调阀,会引发剧烈的汽流激振,其次是 4 号和 1 号调阀,而关闭 3 号调阀对汽流激振力影响不明显。

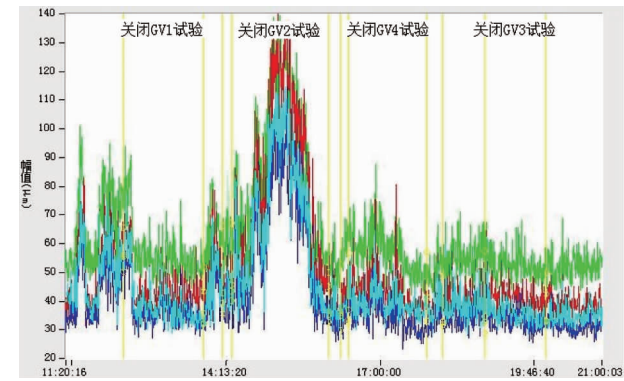


图 5 在高调阀的全行程试验中,高中压转子各轴振测点的趋势图

Fig. 5 Trend graph of each shaft vibration measurement point of the HP-IP rotor in the full stroke test of high pressure regulating valve

2.3 汽流激振处理效果

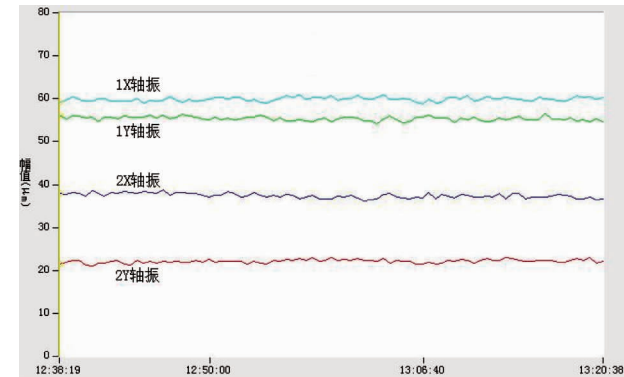


图 6 调整高调阀开启顺序后,高中压转子各轴振测点的趋势图

Fig. 6 Trend graph of each shaft vibration measurement point of the HP-IP rotor after adjusting the opening sequence of high pressure regulating valve

依据高压调阀的全行程试验结果,并本着对振

动越敏感的调阀首先开启的原则,决定把该机组的顺序阀开启顺序修改为 2 号和 4 号调阀先开,然后开启 1 号调阀,最后再开 3 号调阀,即:GV2、GV4、GV1、GV3,以尽量减小高中压转子所承受的汽流激振力。待机组采用新阀序、带负荷后,后发现高中压转子的振动故障得到显著改善(图 6),并顺利投入商业运营。

3 结语

高参数、大容量汽轮机存在一个共性问题就是高中压转子的汽流激振,具体包括密封激振力、叶顶间隙激振力和不平衡汽流。现场通常采用调整高压调阀的开启顺序,通过不平衡汽流,来改变高、中压转子在汽缸中的位置,使得运行工况下的通流间隙更为均匀,以尽量减小汽流激振力,最终达到消除或减缓汽流激振的目的。

参考文献:

- [1] VANCE J M. Machinery vibration and rotor dynamics [M]. New York, USA: John Wiley & Sons, 2010: 271 - 278.
- [2] 何国安,张学延,张卫军. 汽轮发电机组轴系振动研究进展及趋势[J]. 热力发电, 2016, 45(11): 1 - 4.
HE Guoan, ZHANG Xueyan, ZHANG Weijun. Research status and development trends of turbo-generator shaft system vibration [J]. Thermal Power Generation, 2016, 45(11): 1 - 4.
- [3] VANCE J M. Machinery vibration and rotor dynamics [M]. New York, USA: John Wiley & Sons, 2010: 271 - 278.
- [4] Zhang L Y, He L A Numerical Investigation of Rotating Instability in Steam Turbine Last Stage [J], ASME Journal of Turbo machinery, 2013, 135(1): 011009.
- [5] 何国安,张卫军,王延博,等. 轴承运行环境对其性能的影响[J]. 动力工程学报, 2010, 30(3): 170 - 174.
HE Guoan, ZHANG Weijun, WANG Yanbo, et al. Effect of journal bearing's running conditions on its properties [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2010, 30(3): 170 - 174.
- [6] MOORE J J. Rotor dynamic force prediction of whirling centrifugal impeller shroud passages using computation fluid dynamic techniques [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123: 910 - 918.
- [7] TIWARI R, MANIKANDAN S, DUIVEDY S K. A review of the experimental estimation of the rotor dynamics parameters of seals [J]. The Shock and Vibration Digest, 2005, 37(4): 261 - 284.
- [8] YELMA SACHIN S, MILLER BRAD A. Clearance regulation of mechanical gas face seals: part ii-analysis and control [J]. Tribology Transactions, 2006, 49(3): 361 - 386.
- [9] OSAKI NOBUHIRO. Steam turbine new sealing and clearance-

- controlling technologies [J] . Kami Pagikyoshii/Japan Tappi Journal, 2007, 61(5) : 36120 - 27.
- [10] 李志刚, 李军, 丰镇平. 进口防旋板对孔型密封非定常汽流激振特性的影响[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(1) : 16 - 21.
- LI Zhigang, LI Jun, FEND Zhenping. Effect of swirl brakes on unsteady flow excitation characteristics of hole-pattern seal [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(1) : 16 - 21.
- [11] 钟明磊, 李雪松, 张俊杰, 等. 高低式迷宫密封转子动特性的数值模拟及优化[J]. 工程热物理学报, 2015(7) : 1447 - 1450.
- ZHONG Minglei, LI Xuesong, ZHANG Junjie, et al. Numerical investigation and optimization for the rotor-dynamic characteristics of a staggered labyrinth seal[J]. Journal of Engineering Thermo physics, 2015(7) : 1447 - 1450.
- [12] PICARDO A, CHILDS D W. Rotor dynamic coefficients for a tooth-on-stator labyrinth seal at 70 bar supply pressures; measurements versus theory and comparisons to a hole-pattern stator seal[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2004, 127(4) : 843 - 855.
- [13] VANNINI U, CIONCOLINI S, DEL VESCOVO G, et al. Labyrinth seal and pocket damper seal high pressure rotor dynamic test data [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136: 19 - 22.
- [14] MEHTA N J, CHILDS D W. Measured comparison of leakage and rotor dynamic characteristics for a slanted-tooth and a straight-tooth labyrinth seal [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136: 19 - 22.
- [15] 何国安, 刘坤, 王卫民. 汽轮发电机组自激振动的激振源分析[J]. 热能动力工程, 2014, 29(4) : 449 ~ 454.
- HE Guoan, LIU Kun, WANG Weimin. Analysis of self-excited vibration sources for turbo-generator units [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2014, 29(4) : 449 - 454.
- [16] 魏益昌, 张世海, 曾维, 虞育杰, 郭秀林. 600 MW 超临界机组功率振荡分析[J]. 贵州电力技术, 2015, 18(04) : 19 - 22.
- WEI Yichang, ZHANG Shihai, ZENG Wei, et al. Analysis on the power oscillation of a supercritical pressure 600 MW generating unit[J]. Guizhou Electric Power Technology 2015, 18(04) : 19 - 22.
- [17] 严惟震, 柏毅辉, 兰中秋. 某 600 MW 超临界机组有功振荡原因分析及处理. 贵州电力技术, 2015, 18(04) : 23 - 27.
- YAN Weizhen, BAI Yihui, LAN zhongqiu et al. Analysis and approaches on the power oscillation of a 600 MW supercritical unit[J]. Guizhou Electric Power Technology 2015, 18(04) : 23 - 27.

收稿日期: 2017 - 11 - 29

作者简介:



顾 剑(1972), 本科, 工程师, 从事电厂生产管理工作。

(本文责任编辑: 范 斌)

Fault analysis and treatment of steam-flow exciting vibration in supercritical 660 MW steam turbine units

GU Jian

(Guizhou Jinyuan Chayuan Power Generation Co., Ltd., Jinsha 551800 Guizhou, China)

Abstract: The vibration frequent mutation of high and medium pressure rotors of a certain supercritical 660 MW steam turbine occurred. The frequency spectrum analysis shows that the vibration mutation is mainly represented by the semi-frequency components, and the vibration mutation is closely related to the load of the unit. According to the vibration in different load, optimize the valve opening and the main stream parameters, examine the bearing oil film pressure and gland steam system, the cause of fault diagnosis is steam-flow exciting vibration. Through the further analysis of the characteristics and mechanism of the vibration, it is pointed out that the excitation force of the steam flow mainly comes from the exciting force of the seal and the gap between the top of the blade. Then, the full stroke characteristic of the high-pressure governing valve is tested, the vibration trend of every valve is studied in the whole trip, and the opening sequence of the high-pressure governing valve is adjusted according to the test results, from the actual situation of several test valve sequence, the optimal opening sequence of high pressure governing valve is found, and successfully eliminates the vibration fault, and provides reference for similar vibration failure processing.

Key words: turbo-generator units; high and medium pressure rotor; steam-flow exciting vibration; vibration