

针对 300MW 机组检修后 1 号轴振突变的原因分析与处理

范煜晟, 余 海, 张智光, 商思伟

(太仓港协鑫发电有限公司, 江苏 太仓 215433)

摘 要: 文章针对某公司 300MW 机组汽轮机通流改造后整体启动后, 在机组顺序阀状态运行时随着阀门开度变化出现 1 号轴承振动突升的现象, 最大值已经超过 127 μ m 报警值, 严重影响了机组安全运行, 遂对机组大修后引起 1 号轴承振动突升的因素进行深入分析, 并利用振动监测波特图, 判断引起轴振突变的主要原因, 确定了转子加装平衡块, 调整轴瓦的顶隙、载荷的解决方案, 使问题得到了彻底解决。

关键词: 轴承; 平衡块; 轴振; 波特图

1 相关设备概况

某公司 3 号机是上海汽轮机厂生产, 亚临界、中间再热、高中压和缸、单轴、双缸双排汽、抽汽供热式。型号是 C330-16.67/0.981/538/538, 产品编号是 A155, 于 2011 年 12 月完成通流部分汽封及喷嘴改造。减小调节级喷嘴组通流面积 (原上汽图号: H156.04.01-1, 改前 33.09cm²×6, 改后上 29cm²×3+下 32.67cm²×3)。喷嘴布置见图 1。

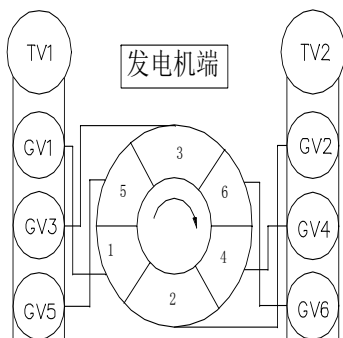


图 1 喷嘴布置

2 事件经过

改造后 3 号机组在启动转速升速到 1600r/min 时, #1 瓦振动值最高达到 330 μ m, 无法通过临界转速, 依据电科院现场测振监测, 确定为高中压转子存在一阶质量不平衡, 遂进行了动平衡处理, 在高中压转子两端同向分别加重 560g, 角度为 55°, 处理后#1 瓦过临界振动值为 238、209 μ m, 通过临界转速。正常运行后, 机组切为顺序阀运行阀序为:

3+6---5---4---2---1; 3 号机#1 振动维持在 120~130 μ m 左右, 在 270MW 负荷#2 高调门开度 20%时, 振动蹿升至 160~170 μ m; 影响了机组安全运行, 本文对此问题的原因进行深入了分析, 并提出处理方法。

3 原因分析

3.1 转子质量不平衡的影响

2011 年机组改造检修对转子进行了喷丸 (玻璃珠) 除垢处理, 喷丸除垢的方式既可以除去转子通流部分的沉积物, 又可以很好的释放转子叶片的热应力, 转子因应力的释放会出现转动特性发生变化, 引起轴振超标, 反应为一定的质量不平衡。

3 号机组启动时请江苏方天公司进行测振监视, 实测机组高中压转子临界转速区域为 1620~1800r/min, 见图 2、3 测振图。

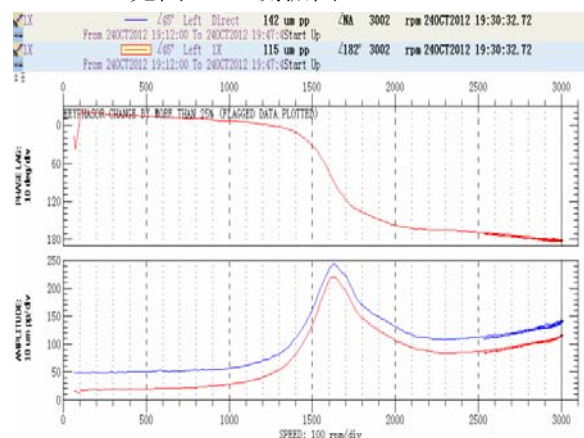


图2 3号机1X相对轴振升降速波特图

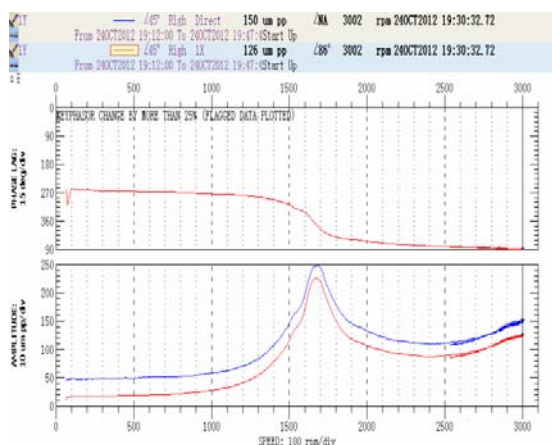


图3 3号机1Y相对轴振降速波特图

根据以上 4 幅波特图可以判断 3 号机转子一阶转速工频振动值接近动作 $254\mu\text{m}$ ，二阶转速工频振动值达到了 $120\mu\text{m}$ ，存在一定质量不平衡分量。

3.2 进汽不均导致的静态汽流力的影响

由于汽轮机会经常变负荷，而决定汽机负荷最主要因素就是进蒸汽流量。喷嘴配汽是目前汽机应用最常见的配汽方式。应用该种喷嘴配汽时，把第一级喷嘴分成几组，连接对应的调节阀，调节阀之后空间互相分开。喷嘴调节模式工作时先开启控制上半 180° 范围内的喷嘴的调节汽阀，使上缸先进蒸汽。当负荷变动时，调节阀可以先后按顺序开启。采用一级静叶控制的汽机，当负荷和流量在不同情况下调节阀的打开程度和喷嘴个数都有所不同。由于调节级喷嘴进汽不对称，可能会引起非对称的力作用在汽轮机转轴上。

当满圆周进汽时，对称角度的一对喷嘴组所产生的作用力方向相反，假如喷嘴组的截面积相等，则汽流的作用力大小必然相等，当二力合成之后产生扭矩，推动轴旋转做功，而没有切向力。当部分进汽，或喷嘴的截面不等，导致总的汽流不能抵消，调节级产生剩余的蒸汽力。在某种运行条件下，该力会抬起转子，导致轴承所承受的力变小，汽机轴承的比压变小，降低了轴瓦稳定性。若此时汽缸几何中心偏移、轴的径向偏移等导致蒸汽在转子上力矩径向分布不对称，也会导致气流涡动。

2011 年改造中将调节喷嘴通流面积由原来的 198.54 cm^2 改为 185.01 cm^2 ，为了满足上缸先进汽原则，两台机组阀序调为 3+6---5---4---2---1，在机组 270MW 左右的工况点时出现#1 轴瓦振动骤升，同时对应的瓦温下降的情况。（见图 4）

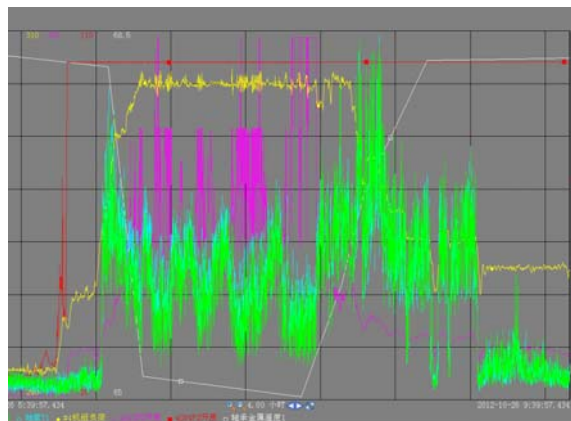


图4 轴振与瓦温曲线

轴承原理可知，轴承设计中，表征轴承特性的因子一般有：承载能力系数，轴承功耗，润滑油温升。其中，润滑油温升与轴承温升，与轴承载荷、摩擦系数等因素有关，表达公式如下：

$$\Delta T = \frac{Wfu}{C_p \rho Q} \quad (1)$$

式中：W-轴承载荷；f-摩擦系数；u-轴径圆周速度； C_p -润滑油的比热； ρ -润滑油的密度；Q-润滑油量。

从公式 1 在其它参数不变的情况下，润滑油温升 ΔT 与转子的载荷相关成正比。从图 4 可以看出随着 2 号调门的开启（对应负荷 270mw），1 号轴瓦振动明显快速上升，而瓦温快速下降，说明 1 号轴承载荷发生变化，存在明显的因进汽不均产生汽流导致轴承失稳的现象。

3.3 汽封间隙激振力的影响

汽轮机的轴端、静叶、动叶都存在不同的汽封形式。以下几种因素的耦合都可能会引起汽封间隙激振。

(1) 汽轮机转子几何中心有偏移，间隙汽流在不同尺寸间隙压力不同，转子四周蒸汽静压力发生波动。

(2) 汽轮机汽封的进、出汽边齿间隙形状不同。由于转子的进动，边齿间隙有所不同，导致进、出导致进、出该两齿间腔室的漏汽量不同。所以二齿之间腔室的压力发生变化。

(3) 根据叶片速度三角形，进入汽封间隙的流体的方向不定，可能存在预旋。当转子旋转时，摩擦力使实际气流在间隙内的流动轨迹呈螺旋形，使

圆周方向不对称力的合力与转子的进动相位差一个位角，形成一个横向力产生了轴激振。

2011 年机组检修中对 3 号机组的高、中压页顶和隔板、平衡活塞等部位汽封进行了改进和间隙调整，在机组启动过程振动监测时也发现了一些因摩擦引起的低频振动，但，经过机组一年多运行时间，振动检测低频振动基本消失，机组启、停多次均未发现低频振动，因此，可以排除汽封的影响

3.4 综合分析

通过对以上几个影响因素的综合分析，3 号机组存在因进去汽不均导致的轴承失稳，1 号轴承轴振超突升的现象，而 3 号机组高中压转子存在较大的一阶和二阶不平衡量。

4 解决措施

(1) 3 号机组高中压转子进行动平衡处理，依据机组几次启、停时#1、#2 瓦振动幅值和相位角，加重同时考虑了一阶和二阶运行情况，一阶需对称加重 500g，二阶需反对称加重 250g，综合合成计算#1 瓦侧需加重 442 克/122°；#2 瓦侧加重 656 克/72°。加载方向：以高中压转子径向槽为“0”点，逆转向。

(2) 在机组检修的机会对 3 号机组#1 轴承的顶隙、标高进行调整，在满足#1 轴承运行温度条件，尽快增大轴承载荷，增加轴承的稳定性，从而缓解汽流激振力影响。

5 处理结果

2013 年利用机组检修对 3 号机组 1 号轴瓦进行翻瓦检修，测量#1 轴瓦顶部间隙 0.67mm(标准 0.57-0.65mm)超标，调整至下限 0.57mm；并将#1 轴承标高提高 0.05mm，略微增大#1 轴瓦载荷。

同时，进行动平衡处理，加载方向：以高中压转子径向槽为“0”点，逆转向。加载重量：#1 轴瓦侧为两块 221g，#2 侧为两块 328g。加载位置：#1

轴瓦侧 118.5°（10 孔），129.75°（11 孔），#2 轴瓦侧 73.5°（6 孔），84.75°（7 孔）。

机组启动后，#1 轴瓦过临界转速最大轴振为 142μm，见图 5。

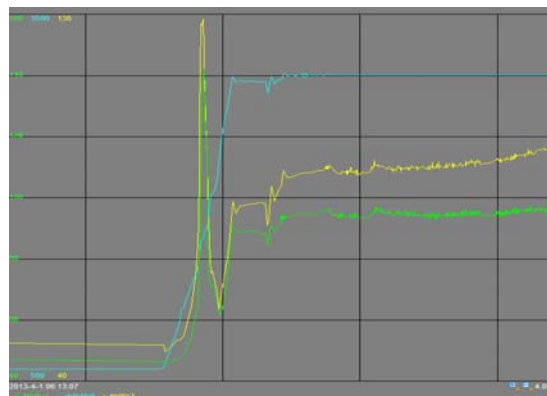


图 5 3 号机启动#1 轴振曲线

顺序阀运行状态 1 号轴承轴振都下降到 80μm 以下，在机组负荷变化，最大振动值也未超过 90μm，问题得到了彻底解决。

参考文献：

- [1] 杨国安. 转子动平衡实用技术[M].北京:中国石化出版社,2012.
- [2] 太仓港协鑫发电有限公司.300MW 机组汽机检修工艺规程[Z].太仓:太仓港协鑫发电有限公司,2010.

作者简介：

范煜晟（1980-），男，黑龙江人，工程师，从事火力发电厂汽轮机技术管理工作；

余海（1979-），男，甘肃人，工程师，从事火力发电厂汽轮机技术管理工作；

张智光（1974-），男，湖南人，工程师，从事火力发电厂汽轮机技术管理工作；

商思伟（1977-），男，黑龙江人，工程师，从事火力发电厂运行管理工作。