

# 汽轮机高压缸蒸汽激励故障分析与诊断

訾艳阳,何正嘉,张周锁

(西安交通大学机械工程学院机自系,西安 710049)

**摘要** :当机组运行工况恶化而产生非平稳、非线性的振动时,综合应用新兴的小波分析和经典的频谱分析等信号处理技术可以获得丰富的诊断信息。针对兰州西固热电厂 5 号汽轮机组高压缸大修后的振动现象,描述了汽轮机蒸汽激励故障征兆及其产生原因,指出了减振措施及故障的排除方法。

**关键词** :汽轮机 ;蒸汽激励 ;小波分析 ;状态监测 ;故障诊断

**分类号** :TP206      **文献标识码** :A

## Diagnosis of Steam Oscillation Fault of the Steam Turbine Generator

ZI Yan-yang, HE Zheng-jia, ZHANG Zhou-suo

(Institute of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an China 710049)

**Abstract** :Combining wavelet analysis with ordinary FFT spectra is an efficient approach to get abundance information for fault diagnosis, when the machinery come into being nonlinear and nonstationary vibration. A successful diagnostic example is introduced aiming at the acute vibration phenomena of the high - pressure cylinder of the steam turbine generator sets. The mechanism of steam oscillation is studied and sign of this fault is presented.

**Key words** : steam turbine generator ; steam oscillation ; wavelet analysis ; condition monitoring ; fault diagnosis

## 0 前 言

机组的装配与维修过程中的不合理因素往往是导致故障发生的重要原因,本文所讨论的汽轮机高压缸蒸汽激励故障正是由于机组大修时对进汽管的处理不当所引发的。在故障分析中,综合应用目前正在兴起的小波分析和经典的频谱分析等信号处理工具,才能获得丰富的诊断信息。

兰州西固热电厂 5 号汽轮发电机组由高压缸、低压缸、发电机和励磁机组成,结构简

图如图 1 所示。

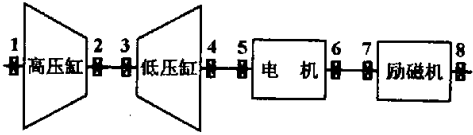


图 1 汽轮机组结构简图

该机组自大修后出现了以下问题:

1. 高压缸的膨胀不足,设计要求膨胀量为 20mm,但实际上只有近 17mm。
2. 高压缸 2 号轴瓦振动严重超标,振动值超过允许值  $50\mu\text{m}$  两倍以上。改变高压缸的抽汽量即改变负载的大小时,振动的变化

比较明显。增加负载 , 振动增大 ; 减小负载 , 振动减小。为了减小振动 , 机组只能在一半的负荷下运行。

1 振动信号测试及故障分析

根据上述异常情况 , 西安交通大学用与兰州西固热电厂联合开发的便携式现场分析诊断仪对 5 号机组进行振动监测。采用加速度传感器分别测量 1 号、2 号、3 号轴瓦垂直方向的振动。为了搞清楚改变高压缸的抽汽量(即改变负载)对机组振动的影响程度及规律 , 分别设计了 3 种工况进行测试 :

- 工况 1 抽汽量 54t/h ;
- 工况 2 增大抽汽量到 63t/h ;
- 工况 3 抽汽量还原至 54t/h。

经过对以上 3 种工况采集到的数据进行仔细的分析 , 发现以下现象。

1.1 2 号轴瓦振动信号特征

图 2 为 2 号轴瓦垂直方向的振动波形 , 由于振动信号为比较典型的非平稳信号 , 首先采用适合于分析瞬变非平稳动态信号的小波分解对上述信号进行处理<sup>[1]</sup> , 如图 3 所示 , 其中  $A$  表示近似信号(低频) ,  $D$  表示细节信号(高频) , 即把原始信号(0 ~ 1 000Hz) 分解为  $A_1$ (0 ~ 500Hz) ,  $D_1$ (500 ~ 1 000Hz) , 再把低频信号  $A_1$  分解为  $A_2$ (0 ~ 250Hz) ,  $D_2$ (250 ~ 500Hz) , 最后把  $A_2$  分解为  $A_3$ (0 ~ 125Hz) ,  $D_3$ (125 ~ 250Hz) 。从图 3 可以观察到原始振动信号主要由一周期为 40ms 的冲击振荡衰减信号  $D_2$  迭加在工频振动(周期为 20ms)  $A_2$  上构成 , 说明轴每转两圈即发生一次明显的冲击。

为了进一步确定 2 号瓦振动信号的故障频率 , 再对该信号进行频谱分析。图 4 为 2 号轴瓦振动频谱 , 从中可以看到除了工频分

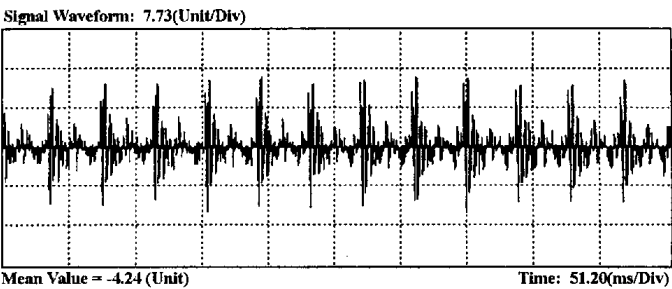


图 2 2 号轴瓦振动波形

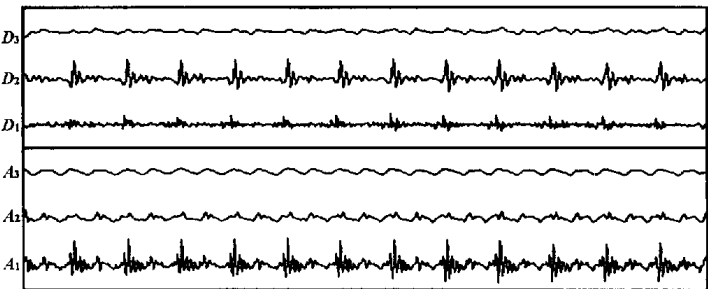


图 3 2 号轴瓦振动信号小波分解

量外 , 还存在着一定量的半频、二倍频及高次谐波分量 , 更为突出的特征是在频谱图中出现了以 300Hz 为中心的边频带 , 而且其中心频率的幅值明显的大于工频及其谐波分量。图 5 是 2 号瓦振动信号的倒频谱 , 图中 40ms 突出的谱峰表明了图 4 频谱中大量的边频带间隔为 25Hz , 精确地说明在 2 号轴瓦中存在 25Hz 的周期干扰激振力<sup>[2]</sup>。另外的一个特

点是 2 号瓦频谱图上的地毯值比较高 , 它表示机组在 2 号轴瓦附近的运行工况比较恶劣 , 应予以重点分析。

1.2 1 号轴瓦和 3 号轴瓦振动信号特征

应用同样的方法分析 , 发现 1 号、3 号轴瓦振动信号也存在频率为 25Hz 的干扰激振力 , 振动的幅值大小关系为 :  $A_3 < A_1 < A_2$  , 说明振动主要集中在高压缸。

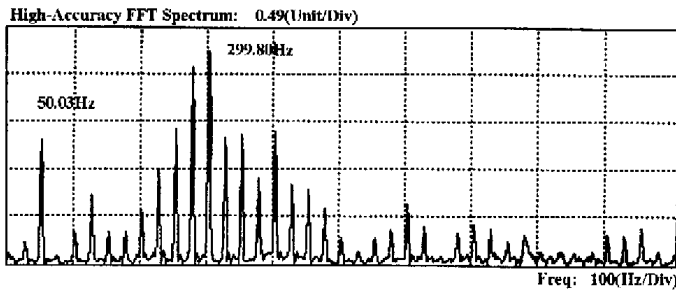


图 4 2 号轴瓦振动频谱

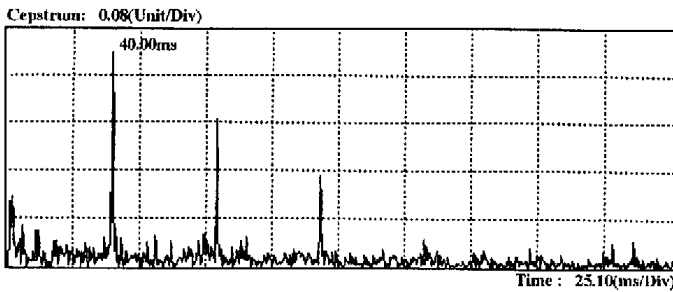


图 5 2 号轴瓦振动倒频谱

1.3 改变运行工况对 2 号轴瓦振动的影响

通过对 2 号轴瓦增大抽汽量后的振动信号进行分析 , 从中可以看出随着抽汽量的增加 2 号轴瓦振动的幅值明显的增加 , 但频率结构变化不大 ; 当抽汽量还原后 2 号轴瓦振动也随之降低 , 但频率结构的变化也不明显。另外 , 不管负载的改变与否 , 1 号、2 号轴瓦中始终存在着 25Hz 的周期干扰激振力 , 可以认为 25Hz 的激振力来源于高压缸。

根据以上 3 个方面的特点 , 可推断 1 号、2 号、3 号轴瓦产生振动原因是高压内存在着

25Hz 的激振力 , 该激振力激励轴承座的振动并被加速度传感器获取 , 若轴承座的固有频率为 300Hz 2 号轴瓦振动频谱图中就会出现以 300Hz 为中心的边频带 , 而且边频带的频率间隔为 25Hz。

1.4 诊断结论

由于激振力频率为  $f = 25\text{Hz}$  , 轴的回转频率为  $f_0 = 50\text{Hz}$  则有  $f = 0.5f_0$  , 根据转轴组件的振动理论 , 可以推断 5 号机组高压缸发生了亚同步振动。那么究竟是哪一种形式的亚同步振动呢 ? 为此 , 我们和机组的操作管

理人员进行了认真的研究讨论,并根据以下几方面的理由说明5号机组高压缸的故障为蒸汽激励:

1. 蒸汽激励的特点是<sup>[3]</sup>:①振动对气流压力、流量非常敏感,当机组达到某一负荷时发生,降低负荷可以降低振幅;②振荡频率等于或略高于转子的一阶临界频率;③一般情况下都发生在高、中压转子上。由于5号机组轴系的一阶临界转速为1470 r/min,约有 $F_c = 24.5\text{Hz}$ ,可见振动频率略大于临界转速,另外,高压缸的振动随负荷的改变发生明显变化,这又与蒸汽激励的特征非常符合。

2. 根据5号机组运行记录中的一条重要的事实,排除了与5号机组运行故障较相似的油膜振荡的可能性。有一次,高压缸的膨胀量偶然达到设计要求(20mm),则1号、2号、3号轴瓦振动明显减弱,由于机组的结构决定高压缸膨胀时推动轴瓦及箱体平移,那么在移动中轴承润滑油的流量、压力、温度及机组负荷等产生油膜振荡的必要因素并未变化,所以,如果说振动是由油膜振荡引起的话,那么油膜振荡就不会因高压缸的膨胀而减小或消失。

## 2 蒸汽激励故障产生原因及问题的解决方案

### 2.1 故障产生原因

那么,现在的问题是要弄清楚在高压缸内是什么样的机理产生了25Hz的激振力。经过分析研究,发现5号汽轮机组在大修时为了保证4根主进汽管的强度,把每一个接缝处截断后重新焊接,这样表面上看起来一样长的进汽管就无法避免内部不相同的残余热应力的存在。安装工艺要求在安装时把四根进汽管在常温冷态下同时预拉伸50mm,使安装后的进汽管内部存在拉应力,以此来消除由于高压缸受热膨胀对进汽管的压应力,这样高压缸就处于一个良好的自由热膨胀状

态。但是由于进汽管内部不同的残余热应力的影响,使高压缸膨胀后与各进汽管之间的作用力并不相同,从而造成高压缸体的扭曲(缸体的扭曲已由高压缸端面各螺栓不相同的紧力证实)。这样,高压缸每一级挡板与叶片之间的距离在一周内是不均匀的,从而产生了大小不相同的气流推动力,如图6所示,设 $F_2$ 为大的推动力, $F_1$ 为小的推动力, $F_1$ 和 $F_2$ 在产生叶片旋转力偶的同时也产生了切向涡动力 $F$ ,因此就发生了蒸汽激励,而且,振动的涡动方向与转子的旋转方向一致,是一种正向振荡,其振动的频率为转子的临界转速,失稳转速高于临界转速。另外,喷嘴的堵塞或损坏,喷嘴间隙不均匀也可能产生不均匀的推动力,从而导致涡动力。

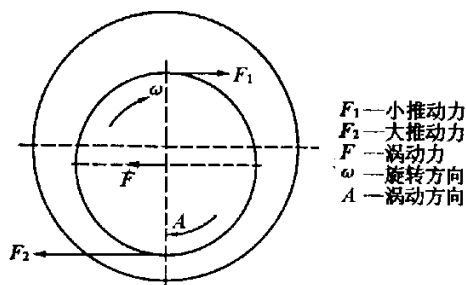


图6 蒸汽激励原理简图

### 2.2 故障排除方案及维修建议

根据上述的分析,建议检查和解决以下几个方面的问题:

1. 重新调整高压缸各主进汽管的初始长度,消除残余应力,避免高压缸体变形。
2. 主进汽管安装时严格做到相同的预拉量,并保证安装精度。
3. 疏通堵塞的喷嘴,检查喷嘴损坏情况及间隙状况。
4. 在未大修时限负荷运行,降低蒸汽压力。
5. 增大汽机高压转子轴承负载,对消除或降低蒸汽振荡有效。
6. 检查高压转子轴的弯曲情况,是否使

(下转第144页)

(上接第 169 页)

叶片径向沿周向产生不均匀。

7. 检查汽封间隙,避免出现过大的密封压差。

### 3 结 论

1. 综合应用现代信号处理技术来分析振动信号,是进行故障诊断的关键。

2. 对于信号处理的结果,必须密切结合现场工程实际,去伪存真,才能获得正确的诊断结论。

3. 机组的装配与维修过程中的不合理因素是导致故障发生的重要原因。

### 参 考 文 献

- 1 Mallat S.G. , A Theory for Multiresolution Signal Decomposition : the Wavelet Representation , IEEE Trans. On Pattern Analysis and Machine Intelligence , Vol. 11 , No. 7 , pp674 - 693 , 1989
- 2 屈梁生,何正嘉. 机械故障诊断学. 上海 :上海科学技术出版社,1986,pp47 ~ 56
- 3 赵纪元. 基于小波理论、神经网络的实用诊断技术研究 [ 博士学位论文 ],西安 :西安交通大学,1997,125 ~ 126