

汽轮发电机组几种振动的频域识别*

THE FREQUENCY DOMAIN DISCRIMINATIONS OF SEVERAL VIBRATIONS ON THE TURBOGENERATOR

凌 建

Ling Jian

(热力工程系)

摘 要 对某发电厂#4机组的几种振动进行了频谱分析,为今后汽轮发电机组振动的故障诊断积累了经验。

关键词 振动; 频谱分析; 汽轮发电机

中图法分类号 TK288

ABSTRACT The frequency spectrum analyses of several vibration on No. 4 Unit in a power plant are made and the experience of the future failure diagnosis on turbogenerator is collected in this paper.

KEY WORDS vibration; frequency spectrum analysis; steam turbine generators

0 前 言

机组振动是运行中常见的故障。在运行中准确地找出引起设备振动的原因,并在停机及时给予消除,这是现场工程技术人员迫切要求解决的问题。

众所周知,振动波形的分析主要分两种:一种是将设备的振动信号作为时间 t 的函数 $x(t)$ 来考虑,这种方法称为时域分析法,通常可借助于示波器和录波器来进行。另一种称为频域分析法(又称频谱分析技术)。即把时域函数 $x(t)$ 进行富立叶变换,转换成频域函数。即

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt$$

或

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi f t} dt$$

这样,就可以把时域中非常复杂,难以判断的振动波形转换到频域的角度来进行分析。

1 轴不对中引起的振动

引起振动故障的原因可分为两类:即两轴中心线的平行不对中和角度不对中。

* 收文日期 1990-05-10

1.1 轴系平行不对中引起的振动

对于刚性联轴节而言,当汽轮机和发电机轴存在平行不对中时,如图1(a)所示。由于联轴节螺栓的作用,汽轮机轴与发电机轴不能相对转动。因此,整个轴系除了以自身的旋转角速度 ω 旋转外,还以两轴中心线的偏差 e 为直径,绕某一中心点 o 以相同的角速度 ω 作附加的圆周运动。

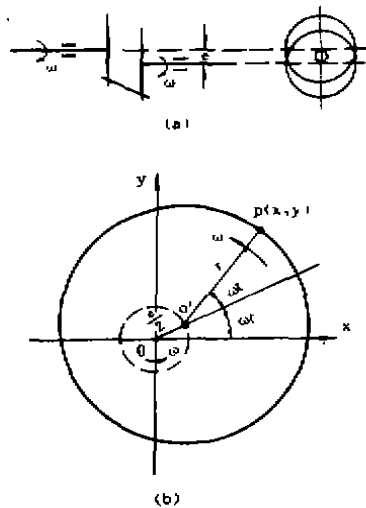


图1 两轴平行而不对中的轴系振动

假设轴系的挠度可以忽略,并且认为轴是沿轴向分布的集中质量。设 p 为轴系在轴向上的任一质点, p 点的自转中心为 o' 点,质点距中心 o' 的半径为 r , p 点作附加圆周运动的直径为 e ,中心为 o 。在任意时刻 t ,设 p 点的坐标为 $p(x, y)$,轴系作附加圆周运动所转过的角度为 ωt , p 点自转的角度也为 ωt 。其轴向投影如图1(b)所示。

此时, p 点在 x 和 y 方向的位移分别为:

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{1}{2}e\cos\omega t + r\cos 2\omega t \\ y &= \frac{1}{2}e\sin\omega t + r\sin 2\omega t \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

由式(1)可知,当转子存在平行不对中时,轴系上任一质点 p 的运动,不仅是 ω 的函数,而且还是 2ω 的函数。因此,当轴旋转一周时,在频谱上必然呈现工频和2倍频的谐波分量。

在一般情况下, $e \ll r$,则 p 点的运动主要是 2ω 的函数。在频谱上,主要以2倍频谐波分量为

主。如果轴系挠度不能忽略,则上述现象仅发生在联轴节及其附近轴段,而在两轴的端点(即轴系的两端)仍然绕自己的轴中心转动,在频谱上呈现工频谐波分量。

1.2 轴系角度不对中引起的振动

当两轴存在着角度不对中时,如图2所示。在螺栓拉力的作用下,联轴节上存在一个弯矩。轴旋转时,弯矩的作用是力图减小两轴中心线的交角。从联轴节的某一旋转纵断面上看,轴旋转一周,弯矩作用方向交变一次,弯矩加给轴的弯曲变形也交变一次。因此,角度不对中在频谱中将呈现工频谐波分量。



图2 角度不对中时两轴的连接

1.3 轴系振动实例

江油发电厂#4汽轮发电机组由东德生产制造的。汽轮机型号为k116—50/20,发电机型号为FG500/185AK。汽轮机和发电机采用刚性联接。工作转速为3000rpm。

停机前,实测#4机组#2、#3轴承垂直和水平方向的频谱均以2倍频为主。由前面的分析可知,该机存在着轴的平行不对中故障。

停机后,经检查发现,#4汽轮机与发电机轴的中心线偏差0.212mm,而联轴节的上、下张口完全正常。所以,该机轴的平行不对中故障得以证实。

2 主油泵出口高压油冲击引起的振动

主油泵一般与汽轮机的主轴直接相连,并安装在前轴承箱内。而前轴承箱均为薄壳结构,因此,抗振能力较差。

如果,主油泵出口高压油不能平滑地进入导向叶栅或泵壳,则必然会对其产生周期性的冲击而引起振动。因泵壳固定在前轴承箱内,所以,这个振动将直接传递给前轴承箱。

如果在前轴承箱某方向上测其振动,当叶轮旋转一周时,主油泵每个叶轮流道流出的高压油将冲击测点方向一次。因此,该测点的振动频率必然为叶轮的旋转频率乘上叶轮的流道数。

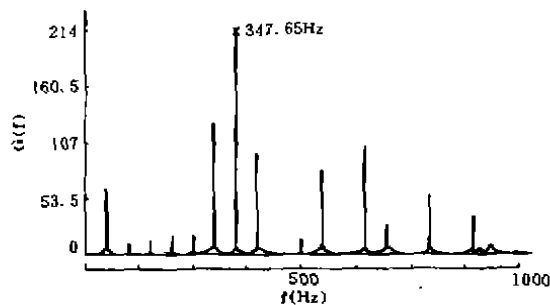


图3 前轴承箱垂向自谱

江油发电厂#4机组的前轴承箱安装于汽轮机进汽端。运行中发现振动较大,约 $40\mu\text{m}$,实测频谱如图3所示。由于#4机主油泵为刚性联接,所以,其转速仍为汽轮机的工作转速。该主油泵叶轮有7个流道,图3中7倍频处的最大谐波分量必然是由主油泵出口高压油冲击所产生的振动所致。7倍频两侧(6,8倍频)的谐波分量是由工频分量的调制作用而产生的边频。所以,前轴承箱的振动主要以主油泵出口高压油冲击振动为主。

停机检查发现,主油泵高压端与低压端泵壳轴承不同心,主油泵轴在低压端有轻微磨损痕迹。因而,使得主油泵出口高压油不能按原来设计的方向平滑地进入导向叶栅。

检修时,更换了主油泵轴,重新调整了高、低压端泵壳轴承的同心度。正常运行时,重新测试前轴承箱的频谱(测点同前)。此时,前轴承箱的高次谐波分量已完全消失。实测振幅也由原来的约 $40\mu\text{m}$ 下降到 $9\mu\text{m}$ 。从而证实了停机前故障诊断的正确性。

3 轴承高倍频振动

汽轮发电机组轴承的振动是运行中需要经常监视的重要参数。轴承振动值的大小是衡量汽轮发电机组能否安全运行的一个重要标志。

在轴承的频谱中经常出现工频和倍频的谐波分量。目前,产生这些现象的机理已大部分为人们熟悉或掌握。而轴承上出现高倍频共振的情况在实际中却很难见到,并难于被人们所正确认识。

通常,汽轮发电机组在长期运行后,必然会导致轴承在某方向上动刚度削弱,或轴承座与基础的结合面的严密度降低,地脚螺丝松动以及轴瓦紧力变化等原因,使轴承的阻尼发生变化,造成轴承在某方向的固有振动频率靠近汽轮发电机转动频率的整数倍,从而激起轴承的

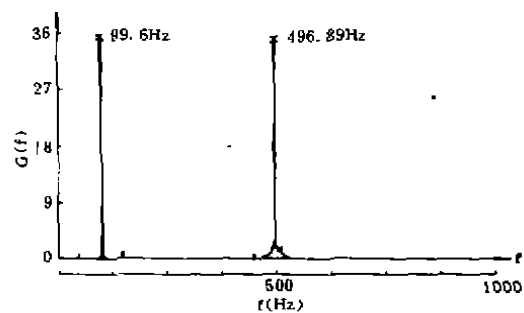


图4 #4轴承垂向自谱

高倍频振动。

图4给出了江油发电厂#4机组#4轴承垂直方向的振动频谱。

由图4可知, #4轴承垂直方向除了倍频(由轴不对中引起)的谐波分量以外, 在10倍频处还存在一个很大的谐波分量。也就是说, #4轴承垂直方向除了轴不对中引起的振动外, 还存在10倍频振动。而在其它轴承上均未出现10倍频的高频振动。因此, 可以排除汽轮机和发电机转子上存在10倍频激振力的可能性。另外, 从该振动所处的频率位置来看(正好为工频的整数倍)和频谱形状来分析, 它很可能是靠近#4轴承垂直方向的某阶固有频率。因此, 当转子以工频旋转时, 就激起了轴承垂直方向的高倍频共振。

停机检修时发现, #4轴承座底部垫片数多达6张(设备规定不超过3张)。因此, 由于过多的轴承座垫片, 就造成了#4轴承座与基础台板之间接触严密性较差的后果。

检修时, 重新调整了轴承座垫片厚度, 并减少到3张, #4轴承的振动恢复正常。10倍频的高频分量基本消失。

图5是停机前#4机#1轴承垂直方向的振动频谱。由此可知, #1轴承存在着16倍频的最大谐波分量。即, #1轴承的振动主要以16倍频的振动分量为主。

由于#1轴承位于汽轮机的进汽侧, 所以, 它承受的温度比其它轴承要高, 轴瓦紧力的变化也比其它轴承大。检修时, 重新增大了#1轴承轴瓦的紧力(由86年的0.0325mm增大到0.045mm, 江电检修标准范围是0.02~0.05mm)。

轴瓦紧力增大后, 再次测试#1轴承垂直方向的振动频谱。此时, 随着轴瓦紧力的增大, #1轴承的高频谱波分量得到了有效的抑制。从而使#1轴承的振动也降到了优良范围。

从以上两次消除轴承高倍频振动的实际过程可知, 增加轴承座与基础台板之间的严密性, 适当增大轴瓦紧力是消除或抑制轴承高倍频振动的一种有效手段。

4 结 束 语

频谱分析技术是一种比较成熟和可靠的方法。但人们对汽轮发电机组各种振动机理的认识还应该进一步提高。当然, 这是一个逐步探索和积累的过程。我们相信, 随着频谱分析技术的进一步应用普及, 这种新的故障诊断方法将会得到进一步充实和完善, 它在电力工业中的作用也将愈来愈大。

参 考 文 献

- 1 丰田利夫著, 高克勤等译. 设备现场诊断的开展方法. 北京: 机械工业出版社, 1985
- 2 张瑞林, 透平压缩机组转子不对中的振动频谱机理和识别. 化工机械, 1985, (5)

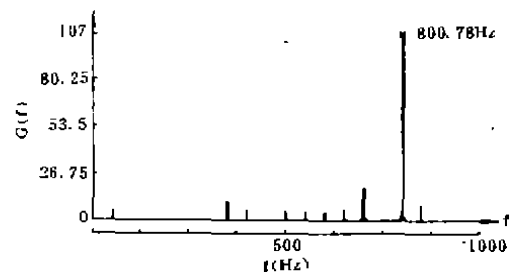


图5 #1轴承垂向自谱