

汽轮机二级凝泵出口管道振动分析与治理

周 瑜¹,李敬豪²,张万福³,杨建刚⁴

(1.大唐南京发电厂,江苏南京 210023;2.中国大唐集团科学技术研究总院有限公司华东电力试验研究院,安徽合肥 231299;

3.上海理工大学能源与动力工程学院,上海 200093;4.东南大学能源与环境学院,江苏南京 210096)

摘要:某汽轮机二级凝泵出口管道上升段出现不稳定振动,振动波动幅度达到 0.24 mm,波动周期约为 7 s。二级凝泵附近同时感受到了强烈的周期性变化噪声。测试发现,振动主频率为以叶片通过频率为主的高频分量。进一步分析认为,两台二级凝泵并列运行时,泵内流体脉动引发的叶片通过频率谐波分量导致了高频共振,进而引发了拍振。将二级凝泵叶片数从 6 片改为 7 片,避开了高频共振区,消除了振动波动现象。

关键词:泵;流体脉动;拍振;管道

中图分类号:TM621.3 **文献标识码:**B **DOI:**10.16621/j.cnki.issn1001-0599.2023.05.54

0 引言

某汽轮机二级凝泵基础平台上同时布置了 4 套同型号的设备,设备工作转速为 1490 r/min。泵叶轮叶片数为 6 片。泵出口管道经过 2 m 长水平段后折转 90°弯角垂直向上送水。单台泵运行时,管道振动偏大,但比较稳定。2 台以上泵并列运行时,泵出口管道上升段出现强烈不稳定振动,振动位移幅值达到 0.265 mm(峰峰值),位移波动幅度达到 0.24 mm(峰峰值),振动速度幅值达到 150 mm/s(单峰值),波动幅度达到 110 mm/s(单峰值)。因为振动很大,导致泵出口管道焊缝部位多次破裂。振动发生时,二级凝泵附近同时感受到了强烈的周期性变化的噪声。

1 振动现象

图 1 为该汽轮机二级凝泵出口管道振动波形(时间尺度:25 s),图中显示的是振动速度信号。从图 1a)可以看出管道振动不稳定,波动幅度达到 100 mm/s,波动周期约为 7 s。从图 1b)可以看出振动主频率为高频,对应频率 148.5 Hz,其余频率的谐波分量较小。管道上其余各点振动与此相似。

为了深入分析不稳定振动现象,将测试分析时间尺度从 25 s 提高到 50 s 和 120 s。图 2 和图 3 分别给出了 2 个长时间尺度下振动波形和频谱。时间尺度 50 s 下,图 2b)频谱在 148.5 Hz 附近出现了 2 个相距比较近的峰值频率点。时间尺度 120 s 下,图 3b)频谱在 148.5 Hz 附近出现了 4 个相距比较近的峰值频率点。

比较不同时间尺度下的振动波形发现,时间尺度延长后,振动波形上出现了非常明显的拍振现象,该现象与人耳听到的周期性噪声波动现象吻合。

2 振动原因分析

阀门开度和流量调整试验表明,管道振动与流量和阀门开度之间的关系不大,可以初步排除管道上阀门选型不当、阀门开度偏小、阀门后汽蚀、凝泵汽蚀等因素对振动的影响。单独开 1 台泵时管道振动不大,只有在同时开 2 台以上泵时才会出现振动,可以排除管道自身设计不合理因素影响。

从图 1 可以看出,148.5 Hz 附近出现了比较大的峰值频率点。该二级凝泵工作频率为 24.83 Hz,叶片数为 6 片,叶片通过

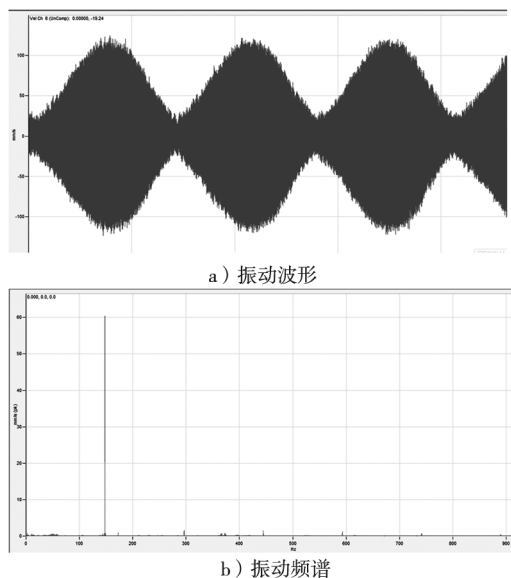


图 1 出口管道振动波形和频谱(时间尺度:25 s)

频率为:24.83 Hz $\times$ 6=148.98 Hz。可以认为管道上出现的 148.5 Hz 频率点就是叶片通过频率,也即凝泵出口管道振动是由于凝泵内流体压力脉动所引起的。对管道施加冲击力时测试得到的振动响应频谱如图 4 所示,管道在 151.5 Hz 附近存在共振频率点。根据上述现象,可以认为二级凝泵内压力脉动频率与管道共振频率点重合导致出口管道大幅振动。

由信号分析理论可知,频谱图上谱线分辨率 Δf 和时间尺度之间的关系为: $\Delta f = \frac{1}{T}$ 。

数据分析时间尺度短时,频谱分辨率不够,多个频率点混在一起显示为 1 个频率点。图 1~图 3 给出了不同分析时间尺度下的频谱图。时间尺度延长到 120 s 后,频谱分辨率达到 0.008 3 Hz,频谱图上出现了 4 个相近的频率点。分析时间尺度延长后,这些差别很小的频率点被区分开来。

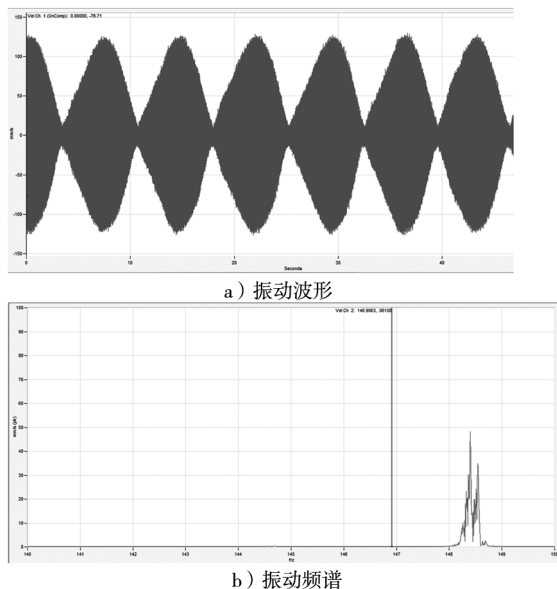


图2 出口管道振动波形和频谱(时间尺度:50 s)

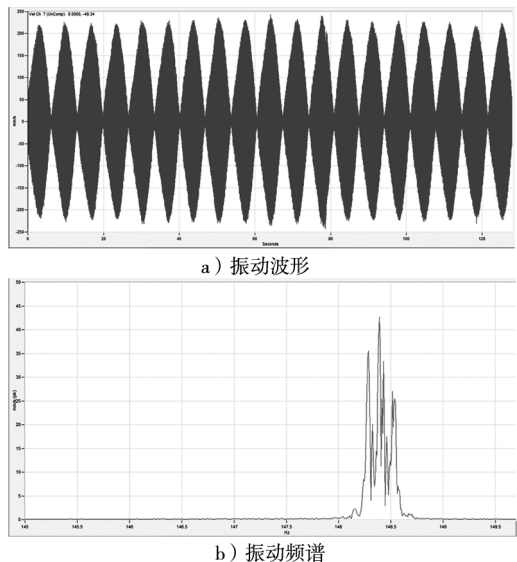


图3 出口管道振动波形和频谱(时间尺度:120 s)

泵基础平台上安装有4台设备,相距较近。运行工况不同,4台设备工作转速有微小差别,导致4台泵叶片通过频率也有微小差别。图4上的4个频率点分别对应着4台泵的叶片通过频率。

如图5所示,两个频率比较接近的简谐振动叠加后会产生拍形波。设两个频率 ω_1 、 ω_2 所对应的振动幅值分别为 A_1 、 A_2 ,合成后拍形波的最大和最小振幅分别为 A_1+A_2 和 $|A_1-A_2|$ 。拍形波中振幅变化的包络线近似于正弦波,拍形波的频率 $\omega=|A_1-A_2|$ 。因为两个频率比较接近,拍形波的频率往往较低,周期较长。出现拍形波后,振动幅值很不稳定,仪表指示振动读数呈现周期性变化,在机组附近可以感觉到比较明显的、周期性变化的振动和噪声。由于频谱分析的分辨率正比于采样长度,为了把拍形波中两个相近的频率区分开来,频谱分析时必须保证有足够的采样时长。

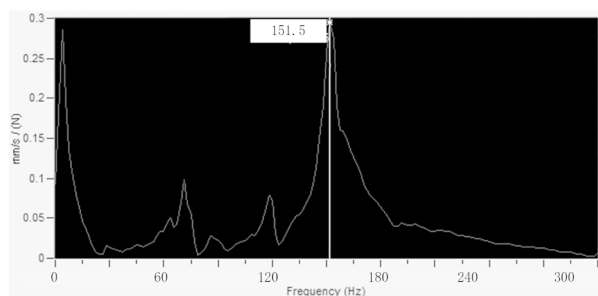


图4 出口管道锤击试验得到的振动响应频谱

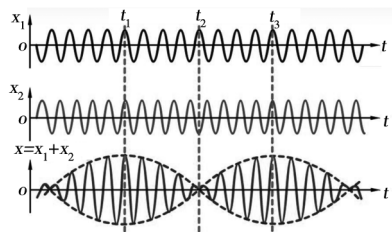


图5 两个频率相近的波形叠加后产生的拍形波现象

3 故障治理措施和实施效果

多台泵并列运行时,泵内流体脉动引发的叶片通过频率谐波分量激发了管道高频共振。多台泵安装在同一个基础平台上,振动相互传递和干扰,引发了管道拍振。

管道上发生的低频振动可以通过增加和调整管道支吊架等方法减小振动,管道上发生的高频振动则难以通过加固的方式来减振。基于上述分析,制定管道振动故障治理措施如下:

(1)将二级凝泵第2级叶轮数由目前的6片调整为7片。叶片数增加后,凝泵内流体脉动频率从148 Hz提高到172.7 Hz,从而避开管道高频共振区。

(2)将管道出口水平段与垂直上升段之间的直角弯头改为带有45°角的扩展弯头,减小出口水流对垂直上升管道的脉冲激励影响。

(3)在出口水平段内或垂直上升管段内增设整流装置,减小管道内压力脉动。

采取上述措施后,4台设备同时运转时,泵出口管道振动降低为4.8 mm/s,取得了非常明显的减振效果。与此同时,设备附近人员感受到的强烈周期性变化噪声也大幅度减小。

4 结语

为了分析不稳定振动原因,当设备出现周期性比较明显的振动特征时,需要将信号分析时长提高,将频率点差值很小的多个谐波分量表现出来,为故障诊断和治理指明方向。

参考文献

- [1] 李晓波,焦晓峰,刘富栋,等.330 MW 汽轮机变频凝结水泵振动处理[J].内蒙古电力技术,2016,34(2):71-74.
- [2] 刘占辉,蔡茂森,刘宗礼,等.超临界供热汽轮机凝结水泵轴承振动故障诊断与处理[J].水泵技术,2019(2):39-42.
- [3] 沈中信,梁超,陆鹏,等.变频运行凝泵振动解耦分析和动平衡实验研究[J].水泵技术,2019(2):47-50.

[编辑 李 波]