

根据空化引起的水轮机振动来预测空蚀破坏

(西班牙) Xavier Escaler 等

[摘要] 通过在水轮机主轴上进行遥控振动测量的方法,对改善水轮机空蚀破坏的预测方法进行了尝试。为此,选择了两台相似的水轮机进行对比试验。其中一台水轮机的所有转轮叶片上都发生了及其严重的空蚀破坏,而另一台则根本没有空化发生。在两台水轮机主轴上都安装了微型遥测装置,以便将便携式加速度传感器的测量信号传送到无线接收装置上。同时,也在诸如导轴承和导叶等水轮机固定部件上进行了测量。首先,对试验结果的分析证明了上述方法的有效性。然后对以主轴的振动情况来预测发生在水轮机转轮叶片上的空蚀破坏是否较在导轴承处测量具有优势进行了讨论。

[关键词] 水轮机; 振动; 预测; 空蚀破坏

引言

本文介绍了根据空化引起的水轮机原型机振动进行空蚀破坏预测的方法。这项研究的目的是探索可用于转轮叶片受到严重空蚀破坏的正在运转的机组上的方法。这种方法必须能够随时测量出空化的发生和发展。对于机组运行人员而言,应尽可能避免机组在会对机组产生危害及可能会产生危害的恶劣工况下长时间运行。这里需要说明的是,到现在为止,还没有非常有效的方法来阻止水轮机空蚀的发生。例如,如果空蚀破坏很严重的话,采用能够抗空化涂料仅仅可以减缓空化对机组的损坏进程,而无法阻止空化现象的发生。所以,采用基于振动测量的适当的机组运行监测系统是目前解决机组空蚀问题的最好解决方案^[1-2]。

到目前为止,在混流式原型机上已成功地采用对高频振动的测量和分析的方法来检测叶片进水边区域空化的存在^[3-5]。就此种技术而言,一般人们都认为导轴承座是最佳测点。然而,这种非接触式测量只能反映空化能量的相对值。所以,需要开发一种新技术以量化机组材料所受到空蚀破坏的强度。常规的方法是基于以试验的方式确定发生空蚀的位置与测点之间的传递函数来实现的^[6-7]。传递函数是用锤击法敲击设备、测量其响应的方法确定的。但是,这种方法的最大缺点是试验中机组必须处于停机状态且将水排空。这就意味着,如果采用传递函数分析法,在机组运行时,利用测量导轴承座振动的方式测量叶片上的力的话,由于未考虑主轴与导轴承间的油膜和水的附加质量的影响,会影响测量精度。此外,由于空化发生在机组的旋转部件中,而测点位于固定部件上,导轴承

处传感器也会受其他扰动源产生的噪声干扰。上述各种因素对测量结果的影响程度还不十分清楚。

试验研究 原型机

FT1、FT2 是分属于两个电厂的立式水轮机,我们选择它们作为试验对象。相关性能参数见表 1。为便于比较,需要寻找两台同类型、相似尺寸、出力相同但空化现象完全不同的水轮机,而选中的两台机组正好满足上述条件,FT1 机组所有叶片都没有发现空化现象,而 FT2 机组的转轮叶片进口发生了相当严重的空蚀现象。

两台机组的不同之处为,FT1 的最大出力为 14 MW,FT2 机组的最大出力仅能达到 10 MW。FT1 机组的转速为 375 r/min,而 FT2 机组的转速为 250 r/min。两台水轮机的相似之处为,都具有相同的叶片数 $Z_b = 15$ 和相同的导叶数 $Z_g = 24$ 。在 Escaler 等人的文章^[8]中介绍了有关 FT2 机组的空蚀破坏情况。此外,经定期检查发现,空蚀现象发生在紧靠进水边的叶片负压侧。事实上,经过几年的运行,由于进水边空蚀的缘故,造成叶片上大量的材料损失。

在两台机组上的测量设备和试验程序都是完全相同的。

表 1 混流式水轮机 1 与 2 的性能参数对比

机组号	是否发生空蚀	N (r/min)	Z_b	Z_g	最大出力 (MW)
FT1	否	375	15	24	14
FT2	是	250	15	24	11

测量设备

采用袖珍型便携式遥测系统测量了水轮机主轴旋转时的振动。该遥测系统的轻小模块安装在靠近导轴承的主轴上。ICP 传感器的信号采集模块具有信号调理功能且加装抗混叠低通滤波器。其分辨率为 12 位, 由编码器控制。该编码器实际上就是一个计数器, 其产生的脉冲编码调制信号被传送到无线发射模块上。电源为一块直流 5 V 电池。接收装置包括接收天线和 1 个 4 通道解码器。模拟信号通过 BNC 接头输出。所有的通道同时进行采样, 若使用两个通道时其截止频率为 6 kHz。除传感器外, 该测试系统总的精度为 $\pm 0.5\%$ 。试验中遥测系统的高频加速度传感器的谐振频率为 52 kHz, 粘接在主轴上。

采用相同的传感器监视机组固定测点的振动。记

录前所有试验数据均已调理且加以放大。该测试系统还有一个非接触式光电转速计以测量主轴转速。测量时, 模拟信号被同步转换为数字信号, 且以 48000 Hz 的频率存储起来。

测点

采用了 4 个振动传感器。主轴上的传感器(图 1 中示出的轴处)粘和在接近水轮机导轴承基座顶部的位置。其余的传感器安装在机组的固定部件上。特别值得注意的是, 两个传感器安装在导轴承上部外壁上互为 90° 的位置。上述两个传感器记为 A13 和 A14, 他们与压力钢管的相对位置也可参见图 1。最后一只传感器安装在活动导叶顶部, FT1 水轮机上的传感器安装在图示 D18 的位置, 而 FT2 水轮机上的传感器安装位置则逆时针旋转了 90° , 在图中的标识为 D13。

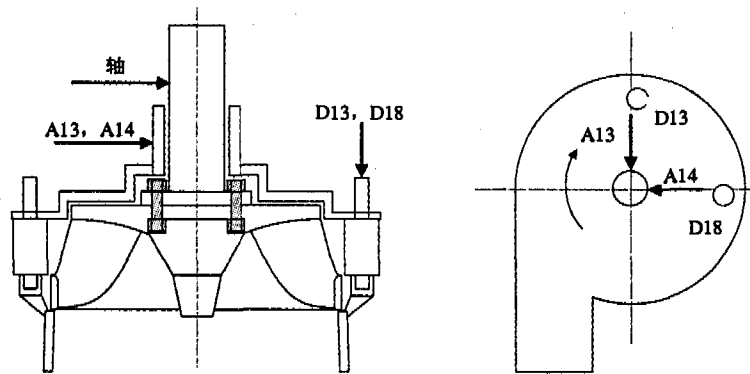


图 1 混流式水轮机振动传感器布置图

运行工况

在试验过程中, 每台机组均已从中等负荷运行到最大负荷的各个工况上都运行了足够长的时间。在 Vizmanos 等人的研究^[9]中已经发现, FT2 机组的空蚀破坏发生在机组最大负荷区附近。鉴于此, 试验时将 FT2 机组的出力确定在 $7\frac{1}{2}$, 8, $8\frac{1}{2}$, 9, $9\frac{1}{2}$ 和 10 MW, 将 FT1 机组的出力确定在 9, 10, 11, 12, 13 和 14 MW。

结果

用同样的信号处理方法对从两台机组测得的信号进行了计算机分析。由于测量系统截止频率的限制, 首先选择了 3 kHz 到 6 kHz 的高频带进行分析。所有的振动信号在这个窄带范围内均进行了均方根计算。对信号进行自功率谱分析, 分析带宽为 20 kHz。最后, 信号经带通滤波器分成 3~6 kHz 和 17~20 kHz 两个频带, 以此判定主要的幅值模态频率。

振动水平

图 2 所示为振动的均方根值与出力的变化曲线。首先可以发现, FT1 机组的振动水平在所有工况下都基本不变。与之成鲜明对比的是, FT2 机组的振动水平随着出力的增加呈现明显上升的趋势。就上述两台机组而言, 其导轴承处的绝对振动程度都比主轴处的绝对振动要大。导叶处的振动值在 FT1 机组各测量值中最大, 而在 FT2 机组中已处于最小值附近。虽然, FT1 机组和 FT2 机组主轴处的振动水平都不大于 0.5 m/s^2 , 但导轴承处振动水平则完全不同, FT1 机组略高于 0.5 m/s^2 , FT2 机组则处于 $1 \sim 2.5 \text{ m/s}^2$ 间。

频率水平

图 3 所示为频率范围 1~6 kHz 的主轴振动自功率谱。FT1 机组的频率幅值在整个频率范围内并未随着出力的变化而发生显著的变化。与之相反, FT2 机组频谱形状虽然相似, 但随着出力的增加, 其频率幅值也随之增加, 至 10 MW 时达到最大值。上述情况在频

率大于 3 kHz 后逐渐明显。如图 4 所示, 在 20 kHz 范围内导轴承处测得的振动频谱值与图 3 所呈现的规律一致。在导轴承处检测到相当宽的频率范围内的振动, 在 5~15 kHz 之间和较高频率处出现最大的频率幅值。导叶处的振动测量结果见图 5, 从图中可以发现, 两台

机组的谱线完全不同。FT1 机组的频率幅值并不随机组出力的变化而变化, FT2 机组的频率幅值仅仅在大于 5 kHz 的频段呈现出随机组出力的增加而增大的趋势, 但其绝对值比导轴承处的要小。

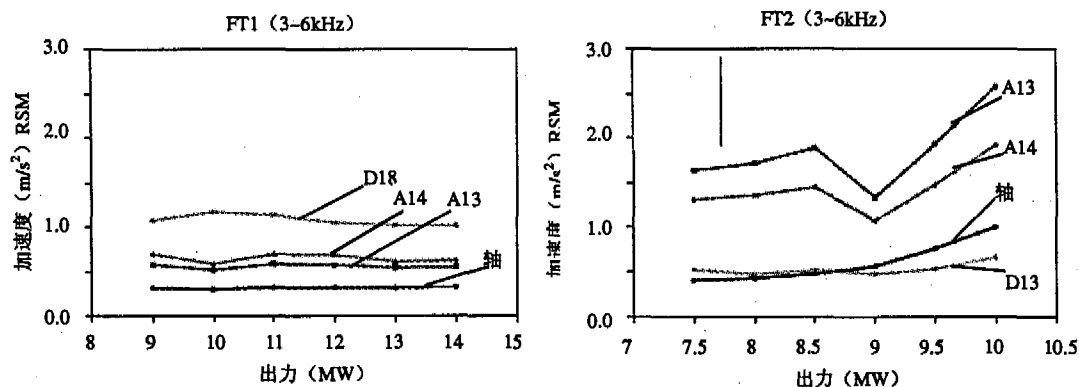


图 2 振动信号 (3~6kHz 带通滤波) 的均方根值随 FT1 机组 (左图) 和 FT2 机组 (右图) 出力的变化曲线

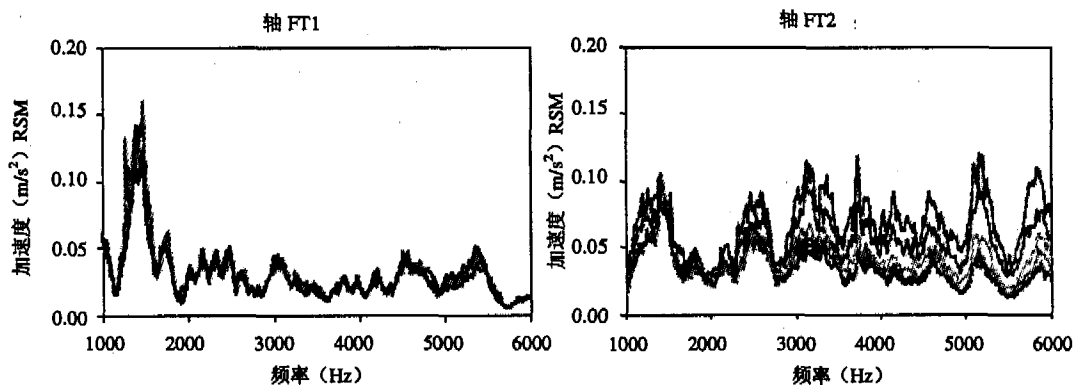


图 3 FT1 机组 (左图) 和 FT2 机组 (右图) 不同出力下的主轴振动自功率谱 (分析频率 1~6kHz)

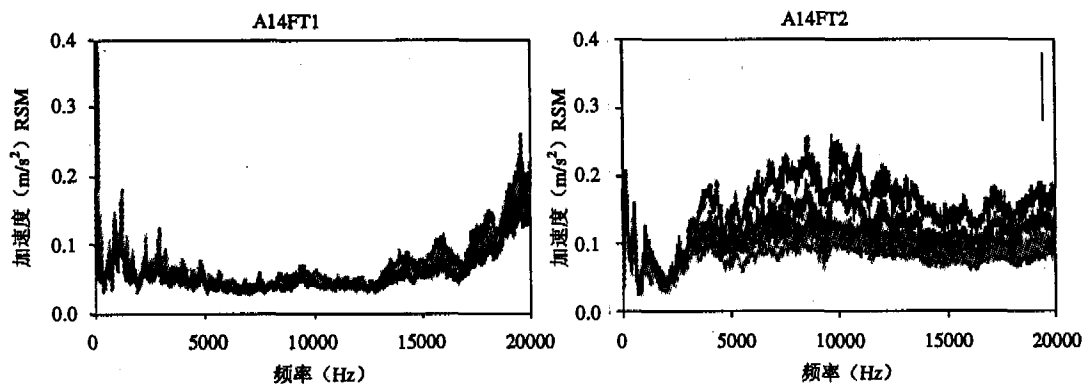


图 4 FT1 (左图) 和 FT2 (右图) 不同出力下的导轴承振动自功率谱 (分析频率 0~20kHz)

特征频率

在特定的频率范围内用 Hilbert 变换对信号进行处理, 以此确定主频。在水力学上, 应对基频 f_f ($N/60$)、叶片过流频率 f_b ($= f_f \times Z_b$), 导叶过流频率 f_v

($f_f \times Z_v$) 及它们的倍频加以关注。3~6 kHz 频带范围内的试验结果如下, 主轴振动的试验结果见图 6。导轴承处的振动试验结果见图 7, 导叶处的振动试验结果见图 8。为便于比较, 上述试验结果中横坐标均为相对

频率 $f^*(f/f_f)$ 。

对于没有发生空蚀破坏的 FT1 机组而言, 在所有测点上均没有发现 f_b 和 f_v 。在所有测点上仅发现了 f_f 以及它的二次和三次谐波。此外, 对比相同运行工况和不同测点的试验结果, 没有发现频率幅值和整个频域范围有任何明显的变化。如上所述, 导轴承处的频率幅值要高于主轴处的值。

与相同工况的 FT1 机组相比, 空蚀严重的 FT2 水轮机的测量结果蕴涵更多的信息。在所有的测点中, 随着出力的增加, 特征频率 f_b 、 f_v 越来越明显。例如,

在最大出力 (10 MW) 下, 主轴与导轴承处测得的结果极为相似。对这两台机组而言, 其主频值为 f_f 、 f_b 、 f_v 之一。对于主轴测点, f_b 、 f_v 比 f_f 的贡献要大。对于导轴承处测点, 极值出现在 f_f 处, 导叶处测点的情况与此类似。如果对 17~20 kHz 的高频段信号加以考查的话, 相应的特征频率 f_f 的频率幅值会降低, 而特征频率 f_b 和 f_v 的频率幅值会占据主导地位。在小负荷工况下, 特征频率趋于减小, 最终消失。与 FT1 机组相同, 导轴承处的频率幅值要高于主轴处的值。

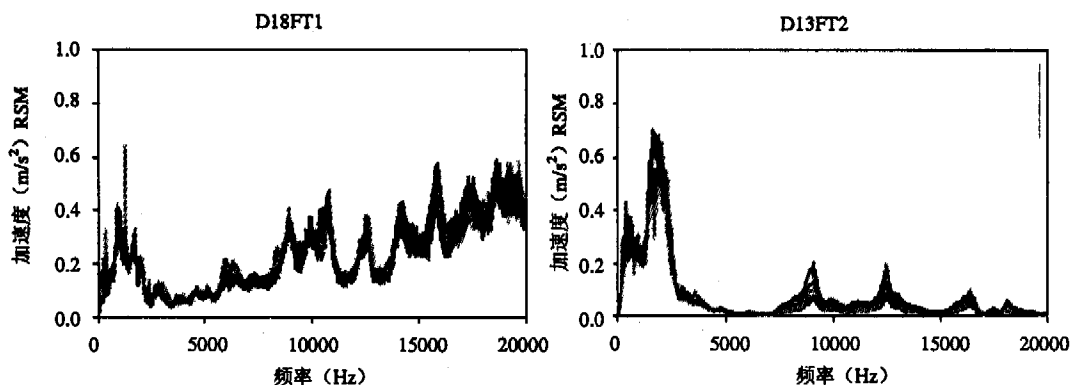


图 5 FT1 (左图) 和 FT2 (右图) 不同出力下导叶振动自功率谱 (分析频率 0~20 kHz)

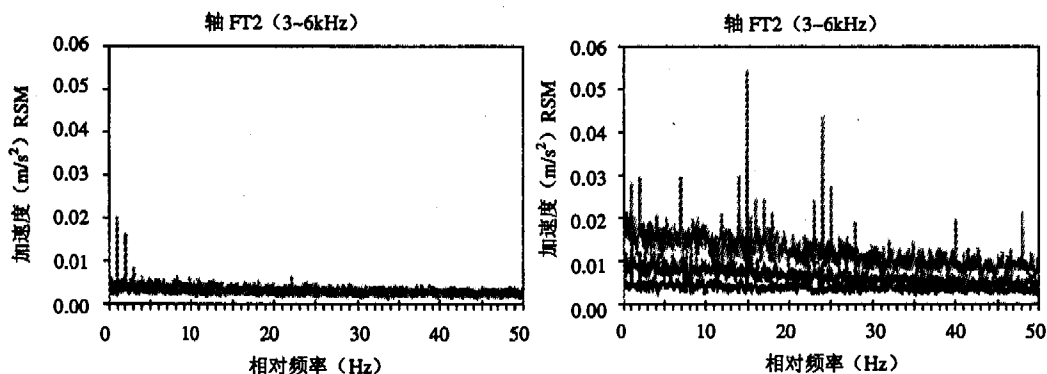


图 6 FT1 (左图) 和 FT2 (右图) 不同出力下主轴振动自功率谱 (分析频率 3~6 kHz)

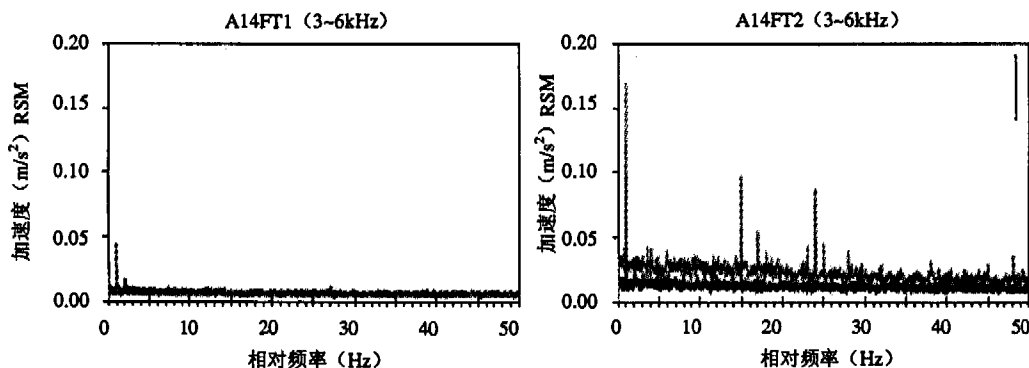


图 7 FT1 (左图) 和 FT2 (右图) 不同出力下导轴承振动自功率谱 (分析频率 3~6 kHz)

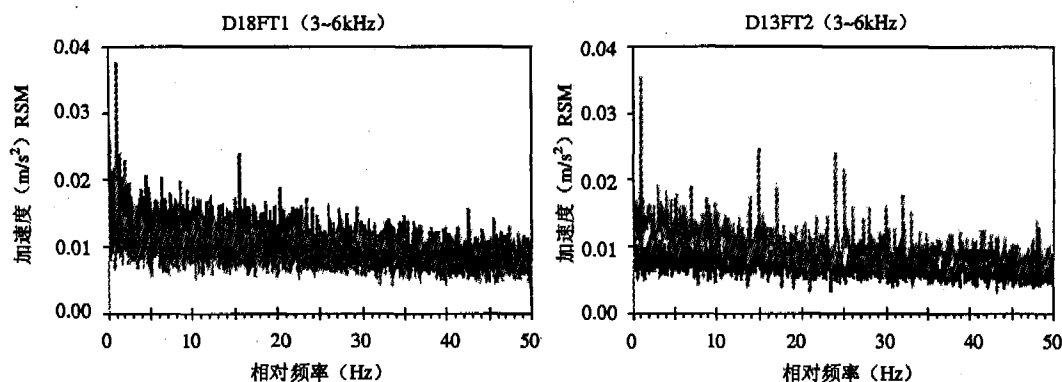


图8 FT1(左图)和FT2(右图)不同出力下导叶振动自功率谱(分析频率3~6kHz)

讨论

在相同的测量设备和相同的信号处理方法下,通过比较两台水轮机的试验结果,检验了采用振动方法判断水轮机空蚀的可能性。通过对高频振动的分析,可以观察到发生在转轮叶片上的空蚀发生和发展的情况,而在无空蚀现象的水轮机上则无法观察到上述现象。此外,由空化引发的振动使特征频率 f_b 和/或 f_v 的贡献率提高。如果没有发生空化,则在频谱中无法发现上述特征频率。最后,试验数据表明,即使在如3~6kHz这样相对比较低的频率范围内,同导轴承上测得的结果一样,安装在水轮机轴上紧靠导轴承座上部的加速度传感器同样可以监测空化。

空蚀监控系统的最终目标是量化空化对叶片表面的破坏程度。基于此目的,有必要建立叶片与测点之间的传递函数。到目前为止,传递函数还只能通过校准试验来确定。研究人员主要是用锤击法来确定导轴承到叶片之间的传递函数,由于若在机组运行时进行此试验技术难度相当大且费用昂贵,故该项试验一般是在机组停机且排空水的状态下进行的。此外,对导轴承油膜对信号传输的影响及机组运行时主轴旋转的影响都没有加以考虑。所以,用传递函数计算出的结果来推断由空化所引起的破坏力还不是非常精确的。而且,在导轴承处测量还可能接收到由多种途径传来的噪声,详述如下。

Escaler 等人在文章^[10]中介绍了有关混流式水轮机在机组停机且排空水的状态下进行的标定试验结果,作用在叶片上的一个冲击激振先向上传递到主轴顶部,然后传到导轴承座,最后到达导叶处。在上述过程中,导轴承上测得的振动信号减弱了,所以与主

轴测得的信号相比,导轴承处测得的信号幅值要低一些,并且有一定的延迟。但是,运行机组的测量结果却与上述分析相矛盾。从上述两台水轮机 FT1 和 FT2 的试验结果中可以发现,在3~6kHz频带内,导轴承处的振动频域幅值都比主轴处的大。上述现象表明,事实上,在导轴承处还存在着并非由叶片表面的空蚀作用所引起的噪声信号。基于此观点,选择在主轴处进行振动测量应比在导轴承处进行测量更合理。另外的优点还在于,主轴与激振源直接以机械方式相联,不受油膜的影响,机组运行不会改变其传递特性,从而避免了在固定部件上测量旋转部件上的振动可能产生的负面影响。

结论

成功地在两台水轮机上完成了转轮叶片空蚀破坏的对比试验。

通过安装在主轴上的带有高频加速度传感器的遥测系统,运用频谱分析技术,成功地检测到了空蚀破坏现象。该项检测技术同目前采用的诸如在导轴承座等固定测点测量技术一样,其理论基础都是高频振动分析及对特征频率 f_b 和/或 f_v 的分析比较。

对于空蚀预测而言,在主轴处测量似乎比在导轴承处测量更合理,它可以更好地避免噪声的干扰,在机组停机时更容易获得转轮的传递函数。诚然,为了证实和丰富这一理论设想,还需要我们做更深一步的研究。

参考文献 10种(略)

赵英男 译自《22th IAHR Symposium, 2004》

赵越 校