

水轮机压力脉动测试的分析与探讨

田锋社

(陕西工业职业技术学院, 陕西 咸阳 712000)

摘要 介绍了水轮机压力脉动试验中测量位置、测点数量、信号采样频率及采样时间、空化系数等因素对压力脉动试验结果的影响,并提出在进行压力脉动试验时,应增加测点,延长采样时间,提高采样频率,以避免信号遗漏和信号混叠等现象的发生。建议对水轮机的重要运行工况,应增加不同空化系数下的压力脉动试验,以避免在真机运行时可能产生‘空化自激’现象,确保原型机组的安全运行。

关键词 水轮机 压力脉动 空化系数 空化自激

中图分类号 :TV734.1

文献标识码 :A

文章编号 :1006-7647(2006)02-0037-03

Study on pressure fluctuation test of water turbine//TIAN Feng-she(Shaanxi Polytechnic Institute, Xianyang 712000, China)

Abstract : An introduction was given to the influences of some factors on test results about pressure fluctuation performances in pressure fluctuation test of water turbines, the factors including the locations and number of measurement points, sampling frequencies and time, and cavitation factors. It is pointed out that increasing the number of the measurement points, prolonging the sampling time, and raising the sampling frequency can effectively reduce signal losses and avoid signal overlapping in pressure fluctuation test. It is suggested that pressure fluctuation test under different cavitation factors should be performed for several important operation states of water turbines to avoid cavitation stimulus and ensure safety in prototype operation.

Key words : water turbine ; pressure fluctuation ; cavitation factor ; cavitation stimulus

近年来,随着水轮机单机容量及转轮直径的不断增大,水轮机的稳定性显得越来越重要,稳定性指标同能量指标、空化指标一起成为水轮机的三大考核指标。而水轮机压力脉动是影响机组稳定性的主要因素之一,压力脉动不仅会引起机组的振动、出力摆动、叶片裂纹和尾水管壁撕裂等,当压力脉动剧烈时甚至会引起厂房或相邻建筑物的共振,直接威胁到整个电站的安全运行。因此,在水轮机的模型试验过程中,应准确测量压力脉动的特性,它直接关系到电站的安全运行。多年的试验经验表明,要准确地测量水轮机的压力脉动特性必须满足两个基本条件,其一就是要有客观可行的质量标准,即要有不同水头段水轮机压力脉动的允许值标准;其二就是要有科学、准确的质量检测方法,即统一的压力脉动测量方法和测试规程。本文主要针对第二个问题进行分析和探讨。

1 压力脉动测量位置的选择

水轮机压力脉动的测量位置直接关系到所测得压力脉动的幅值和频率的准确性,具体地说,就是所

选测点是否能反映该工况压力脉动的最大值及脉动特性的全貌。对于某一台水轮机而言,最大压力脉动出现的位置可能随转轮运行工况的不同而不同;而对于不同的水轮机,最大压力脉动出现的位置随着转轮比转速的不同而改变。另外,最大压力脉动出现的位置也随着尾水管的型式、相对高度、锥管的扩散角、尾水管支墩的位置等的不同而变化。不仅如此,压力脉动还与蜗壳中固定导叶及活动导叶的个数、形状、转轮叶片数等有关。因此,压力脉动测量位置的选取应遵循从该处测得的压力脉动幅值比其他位置测得的大的原则,同时还应考虑到不同振动源引起的不同类型的压力脉动。

1.1 测试现状分析

目前在水轮机的常规压力脉动试验及验收试验中,一般仅在尾水管的锥管段布置 1 个测点(少数情况下布置 2 个对称测点),以此点所测得的压力脉动幅值和脉动频率作为该转轮压力脉动性能验收及评判的依据。这种测量方法已经沿用了很多年,也为国家标准所允许,但在这种位置测量水轮机的压力脉动存在很多弊病:

a. 在模型水轮机与原型水轮机压力脉动幅值的换算时,只考虑几何相似的水轮机在相似的运行工况这种情况。换算公式为 $\frac{\Delta H_m}{H_m} = \frac{\Delta H_p}{H_p}$,这种换算只适用于尾水管中涡带引起的压力脉动,不适用于所有脉动的叠加,也不适用于人为向尾水管补气的情况和汽水分离的情况(即电站的空化系数接近或小于临界空化系数)^[1]。而实际存在的水轮机压力脉动却是由多种压力脉动的叠加而成,近年来在许多大中型电站发现的一些振幅较大的振动都与尾水管涡带引起的压力脉动关系不大或没有直接联系。这些工况存在的压力脉动多是由于转轮与导叶、活动导叶与固定导叶之间的动静干扰引起的,仅在尾水管锥管段布置测点根本无法测定这些脉动特性。

b. 当空化系数较小时,由于涡带空腔内的压力接近零,压力脉动波形会出现削波现象,此时很难确定尾水管压力脉动的实际幅值和频率。

c. 尾水管压力脉动具有动态特征,是很不稳定的,即使在同一工况下在不同位置测得的压力脉动的幅值和频率也不相同,而在不同工况下,压力脉动的峰值出现的位置各不相同。

d. 水轮机压力脉动与空化系数密不可分,不同空化系数时压力脉动的幅值和频率不同,压力脉动最大值出现的位置也不相同。

1.2 测量位置的选取

水轮机的压力脉动不仅包含尾水管中涡带所引起的低频脉动,而且包含转轮与导叶动静干扰引起的压力脉动,还包含叶道涡、卡门涡及叶片脱流形成的脉动,以及蜗壳鼻端绕流和压力钢管中脱流、旋涡形成的压力脉动。随着大型及巨型机组的出现,机组尺寸急剧增大,导叶出水边的厚度明显增大(虽与模型机组几何相似),因此产生卡门涡的概率和卡门涡的强度剧增。另外,由于机组尺寸的增大,使导叶出水边与转轮进水边之间的距离增大,转轮与导叶的动静干扰加剧,加之转轮直径增大后叶片间的距离增大(叶片数与模型相同),水流旋转不足,叶片背面的脱流及叶道涡加剧。这些原因都可能引起较大的压力脉动,这也许就是近年来大中型机组稳定性较差的主要原因。因此在进行转轮压力脉动的测量与分析时,决不能忽视这些压力脉动,对大型机组尤其如此。

要准确地测量水轮机的压力脉动特性,就必须合理、准确地布置测点,不仅应考虑根据不同的振动源选取不同的测量位置,而且应尽可能使所选位置能测量到压力脉动的最大值。国外对压力脉动测量位置的选取十分注意,例如日立公司在 20 世纪 90

年代初为前南斯拉夫维斯格拉特电站转轮进行压力脉动实验时,就在蜗壳进口处、导叶与转轮进口之间都布置了测点,同时还沿着尾水管水流流动方向在锥管—肘管—扩散管上布置了许多测点,对该转轮的压力脉动特性进行了全面的测量。近年来,国内一些厂家及研究单位也对压力脉动测量位置进行了研究,取得了许多研究成果。实验经验表明,尾水管涡带引起的最大压力脉动一般出现在距离尾水管进口的 $(0.3 \sim 1.0) D_2$ 处(D_2 为尾水管进口的直径),所以应在此范围内的上、下游各布置 1 个测点,如果条件允许可在肘管的内、外弯管处及扩散管上再布置一些测点。通过这些测点不仅可以全面了解尾水管压力脉动的全貌,而且为分析涡带沿尾水管传递时的衰减过程及肘管对涡带的反射与干扰提供依据。对于导叶出口的卡门涡和导叶与转轮动静干扰引起的压力脉动的测量,则应将测点布置在导叶与转轮间的无叶区,最好是对称布置或成 90° 布置 2 个测点。为了对压力钢管中压力脉动进行测量,应在蜗壳进口处布置测点。

总之,要确定一个水轮机转轮的压力脉动性能,特别是对机组稳定性的影响,在进行压力脉动试验时,除选择一些必要的测点作为考核点外,还应根据实际需要和真机可能运行的工况,有的放矢地增加一些测量位置,为全面了解转轮的脉动性能和对真机稳定性的影响提供可靠的试验资料。

2 压力脉动试验采样时间和采样频率的选取

目前,水轮机压力脉动试验几乎都是采用计算机自动数据采集处理系统,试验时首先得到脉动的时域波形图,然后用快速傅立叶分析的办法得到压力脉动的频域波形图。所以,采样时间和采样频率就直接影响到压力脉动测量结果的准确性。

2.1 压力脉动试验采样时间的确定

水轮机压力脉动的成因及影响因素众多,具有很大的随机性,而且压力脉动是由许多不同形式的脉动叠加而成,波长从几秒到十几秒都有。在进行压力脉动试验时,采样时间将直接影响到压力脉动试验的准确性。如果采样时间较短,可能没有采集到全部波形,波形记录不全,即出现所谓的信号遗漏现象。结果在进行 FFT 分析时,不仅主频突显不出来且脉动的幅值降低,不能真实反映脉动的组成。另外,在水轮机中存在着许多不同的脉动源,在对采样得到的时域波形进行频域分析时,其主峰往往不是一个单独的周期信号,而是一簇,但分析时不可能做到频率分辨率(采样时间的倒数)正好是信号频率的整数倍,结果造成了 FFT 分析的频率、幅值和相位

的误差。

图 1 是采集时间分别为 1 s 和 20 s 时某水轮机同一工况、同一测点测得的压力脉动的频谱分析图。由图 1 可见,采样时间为 1 s 时,频率分辨率是 1,分析得到的压力脉动分频相对幅值分别是 3%, 2%, 0.5%, 所对应频率分别是 5 Hz, 20 Hz, 45 Hz, 波形近似度较大。而当采样时间提高到 20 s 时,主频频率为 4.55 Hz,对应的最大相对幅值是 4%,其余两个频率分别是 20 Hz, 45 Hz, 对应的最大相对幅值分别是 2% 和 0.86%, 而无关频率已降到了 1/100000 以下。所以增加采集时间,提高频率分辨率,就可以提高 FFT 分析时的精度,准确地分析出组成压力脉动波形的各分频的幅值、频率和相位。因此建议压力脉动中的采样时间应大于 10 s,即频率分辨率精确到小数后一位。

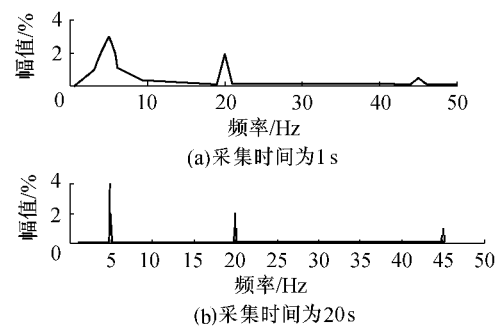


图 1 频谱分析图

2.2 压力脉动试验采样频率的确定

上已述及,在水轮机中存在着许多不同频率的压力脉动,频率范围很宽,为了能准确地测量出这些压力脉动,必须提高压力脉动测量时的采样频率。例如对于某一工况,假定信号的最高频率为 f_m ,总的采样点数为 K ,采样时间为 t ,则采样的时间间隔为 K/t ,采样的频率为 t/K 。但如果 $f_m \geq K/(2t)$ 时,采样频谱将重叠,结果使频谱分析的准确性降低,分析得到的幅值及频率严重失真。所以在进行压力脉动实验时,采样频率应大于欲测信号频率的 2 倍,并且对不同的测量位置应采用不同的采样频率。对于尾水管涡带引起的压力脉动,频率一般是转频的 $1/5 \sim 1/3$,可选取较低的采样频率,一般取 200 Hz 左右,而对于转轮与导叶之间的测点及蜗壳进口处的测点,此处的脉动频率可能是转频的几十倍,因此其采样频率至少应大于 1000 Hz。所有测点均应设置低通滤波。

3 压力脉动与空化系数

水轮机压力脉动的幅值与空化系数有着密切的联系,当水轮机运行在某一个空化系数时压力脉动的幅值会成倍地增加,且出现峰值,这时的空化系数

就是所谓的“空振临界系数”。当空化系数小于或大于该值时压力脉动的幅值将减小。国内的岩滩机组和东江机组都出现过类似问题,哈尔滨电机厂在进行 A296 转轮模型试验时发现当空化系数 $\sigma = 0.18$ 时,导叶后的压力脉动最大,相对幅值达 15%,减小或增大空化系数,压力脉动逐渐减小,当 $\sigma = 0.1$ 或 $\sigma = 0.3$ 时压力脉动相对双幅值都降为 6% ~ 8%,当改变水头时规律是一致的,但压力脉动的幅值随着水头升高而增大^[2,3]。这种现象的产生主要是由于当水轮机运行的实际空化系数接近“空振临界系数”时,空化现象使某些已有的、量值较小的脉动源放大,如叶道涡、叶片脱流、导叶与叶片的动静干扰等产生的脉动。这种“空化自激”现象使一些高频的压力脉动趋向极值,若再与某些部件的固有频率接近而产生共振,将造成很大的压力脉动。另外,在有些工况,“空化自激”也可以使得尾水管涡带的压力脉动放大。

众所周知,现在模型水轮机的压力脉动试验都是在电站装置空化系数的条件下进行,根本不能测量压力脉动与空化系数之间的关系。然而在电站的实际运行中,由于水头的变化使转轮吸出高变化,加之,若空化安全系数 K_σ 选取不合理,就可能使机组运行在“空振临界系数”附近。因此笔者认为,为了使 K_σ 的选取更科学、更合理,在进行压力脉动试验,特别是验收试验时,应根据电站的水头变幅,推算水轮机实际运行的空化系数,对于重要的运行工况,增加不同空化系数下的压力脉动试验。这不仅能为原型机组空化安全系数的选取提供更为科学、更切合实际的依据,也可对机组重要部件、建筑物等固有频率的计算提供有用的参考,以避免共振的发生。

4 结 语

- 要准确地测量水轮机压力脉动特性,特别是对机组稳定性的影响,就必须合理、准确地布置测点,建议在距离尾水管进口的 $(0.3 \sim 1.0) D_2$ 处的上、下游各布置 1 个测点,在肘管的内、外弯管处及扩散管上再布置一些测点,并应在导叶与转轮间的无叶区对称布置或成 90° 布置 2 个测点,在蜗壳进口处布置 1 个测点。
- 进行压力脉动试验时,提高采样时间,增大频率分辨率,可以提高 FFT 分析的精度,准确地分析出组成压力脉动波形的各分频的幅值、频率和相位。建议压力脉动试验时的采样时间应大于 10 s。
- 压力脉动试验时,建议采样频率应大于欲测信号频率的 2 倍,所有测点均应设置低通滤波。对于不同的测量位置,采用不同的采样(下转第 86 页)

- for minimum weight using genetic algorithms [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2001, 37 :447-465.
- [45] 唐文艳, 顾元宪, 李云鹏. 遗传算法求解可行域分离的结构优化问题 [J]. 力学学报, 2003, 35(3) :361-366.
- [46] 唐文艳, 顾元宪, 郭旭. 求解具有奇异性的桁架拓扑优化的遗传算法 [J]. 计算力学学报, 2004, 21(2) :191-196.
- [47] KAVEH A, KALATJARI V. Topology optimization of trusses using genetic algorithm, force method and graph theory [J]. Int J Numer Meth Engng, 2003, 58 :771-791.
- [48] RYOO J, HAJELA P. Handling variable string lengths in GA-based structural topology optimization [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2004, 26(5) :318-325.
- [49] TOPPING B H V, KHAN A I, De BARROS L J P. Topological design of truss structures using simulated annealing [J]. Structural Engineering Review, 1996, 8(2/3) :301-314.
- [50] 蔡文学, 程耿东. 桁架结构拓扑优化设计的模拟退火算法 [J]. 华南理工大学学报, 1998, 26(9) :78-84.
- [51] OĞUZHAN H, FUAT E. Layout optimization of trusses using simulated annealing [J]. Advances in Engineering Software, 2002, 33 :681-696.
- [52] 朱朝艳, 刘斌, 李艺, 等. 离散变量桁架结构拓扑优化的杂交算法 [J]. 东北大学学报, 2004, 25(8) :800-803.
- [53] 朱朝艳, 刘斌, 张延年, 等. 复合形遗传算法在离散变量桁架结构拓扑优化设计中的应用 [J]. 四川大学学报, 2004, 36(5) :6-10.
- [54] RULE W K. Offshore structural topology synthesis by optimal growth [C]//ASME Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering-OMAE : Offshore Technology. New York :Academic Press, 1993 :339-343.
- [55] 秦义校, 唐风. 桁架式臂架布局优化设计 [J]. 港口装卸, 1996(5) :1-5.
- [56] Xu L, MIN H, SCHUSTER R M. Optimization design of cold formed steel residential roof trusses [C]//American Iron and Steel Institute. Fifteenth International Specialty Conference on Cold-Formed Steel Structures :Recent Research and Developments in Cold-Formed Steel Design and Construction. MO :University of Missouri-Rolla Press, 2000 :393-410.
- [57] ZHOU M, SHYY Y K, THOMAS H L. Checkerboard and minimum member size control in topology optimization [J]. Struct Multidisc Optim, 2001, 21(2) :152-158.
- [58] 狄杰建, 段宝岩, 仇原鹰, 等. 周边式桁架可展开天线的形面调整 [J]. 宇航学报, 2004, 25(5) :583-586.
- [59] 吕大刚, 王光远. 结构智能优化设计 :一个新的研究方向 [J]. 哈尔滨建筑大学学报, 1999, 32(4) :7-12.

(收稿日期 2004-12-16 编辑 骆超)

(上接第 39 页)

频率,对于尾水管涡带引起的压力脉动采样频率一般取 200 Hz 左右;而对于转轮与导叶之间的测点及蜗壳进口处的测点,建议其采样频率至少应大于 1 000 Hz。

d. 压力脉动试验特别是验收试验时,应根据电站的水头变幅,推算出水轮机实际运行的空化系数,对于重要的运行工况,增加不同空化系数下的压力脉动试验。这不仅能为原型机组空化安全系数的选取提供更为科学、更切合实际的依据,也可作为机组重要部件、建筑物等固有频率的计算提供有用的参考,以避免共振的发生。

参考文献:

- [1] 田锋社. 混流式水轮机尾水管压力脉动验收考核解析 [J]. 水利水电技术, 1992(10) :34-41.
- [2] 徐珍懋. 混流式水轮机高水头大负荷区域振动的分析 [J]. 水电站机电技术, 2003(4) :27-30.
- [3] 覃延春, 罗兴味, 郑小波. 基于 CFD 技术的水轮机性能预估 [J]. 水利水电科技进展, 2004, 24(7) :21-23.

(收稿日期 2004-12-30 编辑 骆超)

(上接第 75 页)

- [15] 余天堂, 姜弘道. 基于 PVM 的网络并行子结构共轭梯度法 [J]. 工程力学, 2001, 18(5) :29-35.
- [16] 余天堂, 姜弘道. 多波前并行处理的弹塑性子结构并行有限元 [J]. 计算力学学报, 1999, 16(4) :493-496.
- [17] 刘耀儒, 周维垣, 杨强, 等. 三维有限元并行计算及其工程应用 [J]. 岩石力学与工程学报, 2005, 24(14) :2434-2438.
- [18] 张健飞, 姜弘道. 大型边界元方程组的并行直接分块求解算法 [J]. 应用力学学报, 2003, 20(4) :129-132.
- [19] 张健飞, 姜弘道. 适合求解边界元法方程组的 GMRES 算法的实用化和并行化研究 [J]. 计算力学学报, 2004, 21(5) :620-624.
- [20] FOSTER I, KESSELMAN C. 网格计算 [M]. 2 版. 金海, 袁平鹏, 石柯, 译. 北京 :电子工业出版社, 2004.
- [21] 都志辉, 陈渝, 刘鹏. 网格计算 [M]. 北京 :清华大学出版社, 2002.
- [22] 河海大学网格及高性能计算研究所, 解放军理工大学网格研究中心. 河海校园网格概要设计报告 [R]. 南京 :河海大学, 2005.
- [23] 河海大学网格及高性能计算研究所. 河海校园网格建设任务书 [R]. 南京 :河海大学, 2005.

(收稿日期 2005-11-07 编辑 骆超)