

部分负荷下混流式水轮机尾水管压力脉动试验

冯俊, 郑源, 吴在强, 罗欣

(河海大学能源与电气学院, 江苏 南京 211100)

摘要:为解决严重的水力机组振动问题,进行水轮机尾水管内部水流压力脉动模型试验,在直锥段内部安放传感器,在尾水管边壁安放传感器,在部分负荷下测定不同工况水压力脉动在波形及频谱上的变化规律。试验结果表明,尾水管内压力脉动在不同工况及不同位置下均不相同,直锥段内压力脉动与转轮出口流态密切相关,弯肘段压力脉动在幅值上与直锥段压力脉动略微不同,两种测点布置的结果略微不同,实际测量时需按情况选择测量方法。

关键词:混流式水轮机;尾水管;压力脉动;模型试验

中图分类号:TK730.3⁺14;TV131.63 **文献标志码:**A **文章编号:**1006-7647(2012)S2-0092-03

随着科技和电力需求的不断发展,水轮机组开始往更高水头和更大容量方向发展。与此同时,机组安全稳定运行的重要性也逐渐凸显,严重的机组振动不仅影响电站的正常生产,而且对厂房的安全构成了威胁,因此越来越受人们关注。解决水力机组振动的关键就是解决尾水管压力脉动问题^[1]。水轮机尾水管中压力脉动频率丰富而复杂,其中中频段的压力脉动频率接近转轮的转动频率,容易引起压力管道和机组的共振。在导叶开度30%~70%范围内也即部分负荷下,混流式水轮机尾水管涡带产生的压力脉动是导致该类机组振动和出力摆动的主要原因^[2]。

尾水管内压力脉动存在一定相似性^[3]。对于相似的水轮机,转轮旋转频率 f_n 与涡带频率 f_v 存在一定比例关系,即 $f_n = (2 \sim 5)f_v$,而模型与原型的脉动幅值变化趋势趋向一致。因此,文中通过尾水管压力脉动模型试验来预测真机的一些规律。

1 尾水管压力脉动测量和数据处理

模型试验转轮直径 $D=150\text{ mm}$,试验水头采用定水头 $H=10\text{ m}$,导叶开度在最优导叶开度 $a_{0\text{优}}$ 的30%~80%。尾水管单线图及测点布置位置如图1所示。

试验测点布置有二种方式:一是在模型尾水管壁A-A平面贯穿1个传感器支架,将传感器安装于传感器支架内;二是在尾水管壁A-A平面左右2个

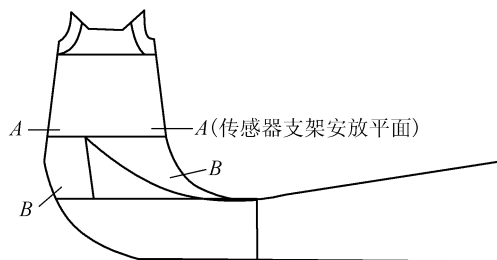


图1 尾水管模型及测点布置平面示意图

测点及B-B平面左右测点安放传感器。安装传感器对流态和机组效率的影响通过数值模拟计算得出,结果为3.7%,小于5%,符合要求。试验在完全相同的工况进行,以便两种测量方法对比分析。采样频率为1000 Hz,采样时间为10 s,运行工况采用固定转速变导叶开度和固定导叶开度变转速等多种工况。

尾水管压力脉动低频成分偏多,进行20 Hz低通滤波,再进行快速傅里叶变换,绘制时域图及频域图。采用95%置信度混频双幅幅值取值法计算压力脉动。

2 试验台装置

试验台循环管路系统由模型机组、循环供水泵、压力箱、尾水箱、循环管道、阀门和电磁流量计等组成,如图2所示。试验台主要参数如下:最大流量为150 m³/h,供水泵额定扬程为10 kW,测功电机容量

$P=160\text{ kW}$,最大转速 $n\leq 3\,000\text{ r/min}$,主要管径 $D=150\sim 300\text{ mm}$ 。

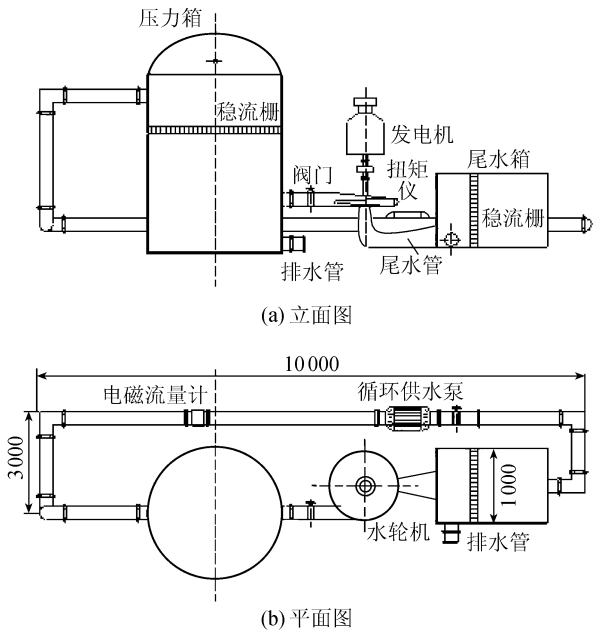


图2 试验台循环管路(单位:mm)

3 尾水管压力脉动分析

图3及图4分别为 $q=70\text{ m}^3/\text{h}$,导叶开度分别为 $37.5\% a_{0\text{优}}$, $62.5\% a_{0\text{优}}$ 以及 $87.5\% a_{0\text{优}}$ 下(转速均在 300 r/min 左右)传感器支架内测2000个采集点时的波形和频谱。从尾水管压力脉动波形来看,在相同水头相同流量下,随着导叶开度逐渐变大,压力脉动幅值渐增,增长幅值 $\Delta H_1/H$ 在开度 $37.5\% a_{0\text{优}}$

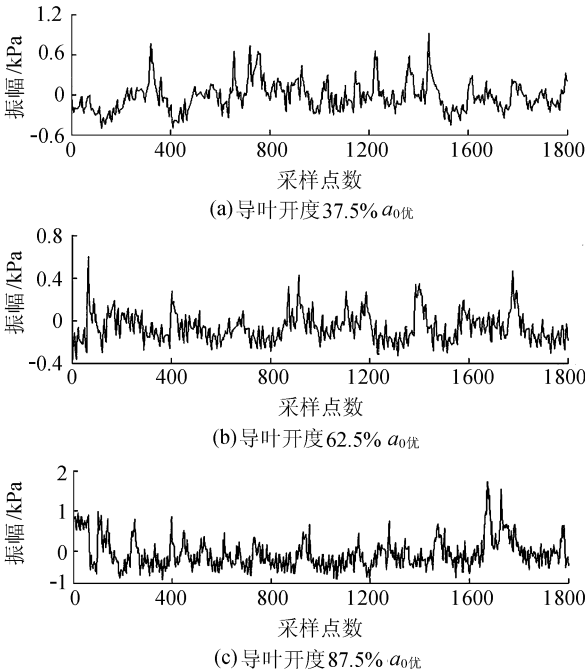


图3 定流量工况时A-A支架内传感器3种导叶开度的尾水管压力脉动波形

$\sim 62.5\% a_{0\text{优}}$ 下变化不大,仅由 4.95% 增至 5.4% ,在 $62.5\% a_{0\text{优}}\sim 87.5\% a_{0\text{优}}$ 下变化较大,由 5.4% 增至 20% 。导叶开度变化引起的出口速度三角形变化是导致以上变化的根本原因。

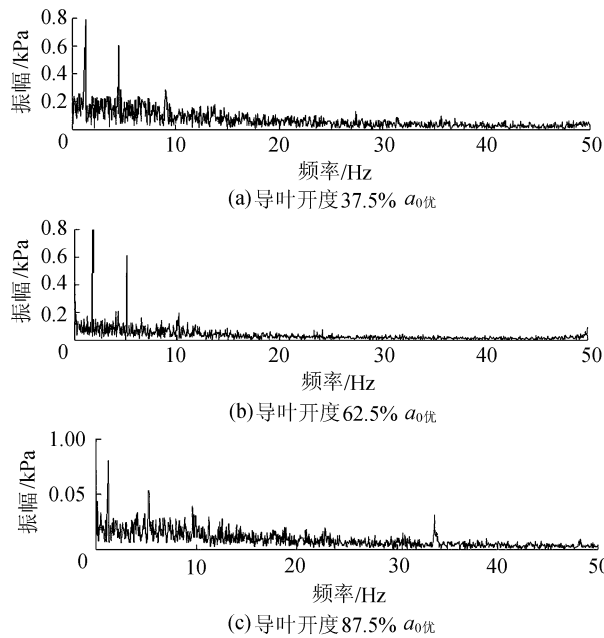


图4 定流量工况时A-A支架内传感器3种导叶开度的尾水管压力脉动频谱

从尾水管压力脉动频谱来看,这3种开度下均有明显的转动频率 n 和涡带频率 f_v 以及2倍转频,但又略有不同。在 $37.5\% a_{0\text{优}}$ 下 $f_{n1}=2.47f_{v1}$,在 $62.5\% a_{0\text{优}}$ 下 $f_{n2}=2.60f_{v2}$,在 $87.5\% a_{0\text{优}}$ 下 $f_{n3}=2.94f_{v3}$,均符合 $f_n=(2\sim 5)f_v$ 的规律。 $87.5\% a_{0\text{优}}$ 下还出现了6.7倍转频,这是因为随着导叶开度的增大,出口流态变化,导叶和转轮之间相互干涉变大使得压力脉动频率变得更加复杂,压力脉动呈现了多样化的特点。

图5所示为传感器支架内测点在相同开度下,较小流量时($q=51.5\text{ m}^3/\text{h}$, $n=138.5\text{ r/min}$)的尾水管压力脉动频谱。从图5可以看出,在较小流量、转速下,只有转动频率和2倍转频较突出,低频部分十分复杂,规律性较差。这是因为出口流速较低,尾水管涡带没有完全形成,涡带频率不明显,而出口的低流速造成尾水管内流态紊乱,故出现大量低频成分。

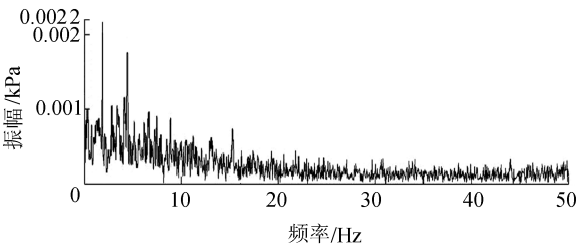


图5 小流量工况时支架测点压力脉动频谱

图6为尾水管壁A-A左、右侧测点及B-B右侧测点压力脉动波形和频谱($q=70.3\text{ m}^3/\text{h}$, $n=306.2\text{ r/min}$)。由频谱可见,在边壁上3个测点均能测得较明显的涡带频率 f_v 、转轮旋转频率 f_n 以及2倍转频 $2f_n$,与支架内测点不同的是边壁测点能测到一个明显的10倍转频 $10f_n$,这可能是因为支架所处的位置正好扰动了该处的10倍转频成分,而在其他位置能测得该频率。从波形来看,边壁上测得的压力脉动与支

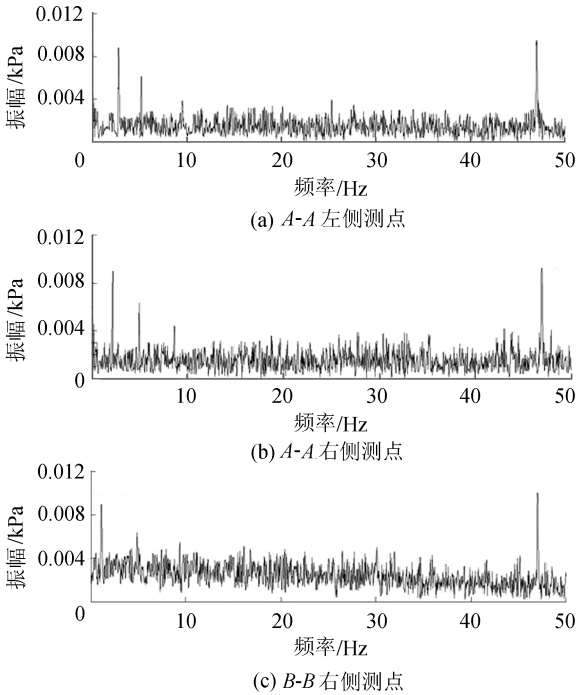


图6 尾水管壁A-A左、右侧测点及B-B右侧测点压力脉动频谱

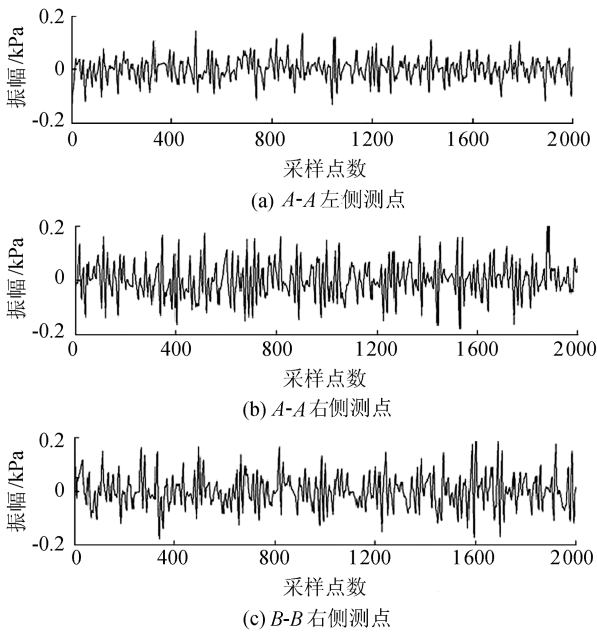


图7 尾水管壁A-A左、右侧测点及B-B右侧测点压力脉动波形

架内的压力脉动波形不一致,位置的不同导致了波形的不同,而从幅值上来看边壁的幅值均小于支架内的幅值,这是因为支架内传感器位于涡带附近,处于压力脉动最大的区域,故其幅值较大。A-A平面右侧测点幅值大于左侧测点幅值,可能因为涡带偏向右侧,位于弯肘段上B-B平面右侧的测点压力脉动幅值大于以上两点。

4 结 论

a. 试验中,保持水头、流量等一定,而只改变导叶开度,得到的尾水管压力脉动规律显示:小开度工况下,压力脉动较小;较大开度工况下,压力脉动较大,在某一开度后,脉动幅值随开度增大而大幅增加。 $q=70\text{ m}^3/\text{h}$ 时,在各种开度工况下,压力脉动成分均含涡带频率、旋转频率及倍频。当开度增至87.5%最优开度时,转轮叶片和导叶的相互干涉作用开始体现在脉动频率上。保持水头、开度等一定,而只改变流量时,得到的尾水管压力脉动规律显示:在小流量工况时,压力脉动幅值较小,且压力脉动成分只以旋转频率和其倍频为主。

b. 试验中传感器支架内测点和边壁测点测得的数据,均能准确显示出各种频率成分和其幅值,同时又存在一定的不同,说明这两种方法各有优缺点,测量方法需按实际情况而定。

c. 转轮出口以及尾水管直锥段内水流流态非常不稳定,对尾水管内涡带及压力脉动有直接影响,合理控制尾水管内流速分布,改善该区域流态对机组出力及其安全稳定运行具有重大的意义。

参考文献:

- [1] 郑源,汪宝罗,屈波. 混流式水轮机尾水管压力脉动综述[J]. 水利水电技术,2007,33(2):56-59.
- [2] 何成连,王正伟,邱华. 水轮机尾水管内部压力脉动试验研究[J]. 机械工程学报,2002,38(11):62-65.
- [3] 杰科布 T H. 混流式水轮机运行稳定性试验的相似性[J]. 黄健和,译. 水利水电快报,1994(18):17-21.

(收稿日期:2012-07-15 编辑:骆超)

