

# 下迷宫压力脉动对抽水蓄能机组稳定性的影响分析\*

姚 泽<sup>1</sup> 支发林<sup>2</sup> 阎宗国<sup>3</sup> 黄青松<sup>1</sup> 毕慧丽<sup>2</sup> 王正伟<sup>2</sup>

(1. 广东电网公司电力科学研究院, 广州 510080; 2. 清华大学热能工程系, 北京 100084;

3. 中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083)

**摘要:** 水泵水轮机组的运行稳定性对抽水蓄能电站的安全高效运行至关重要。对广蓄 A 厂抽水蓄能机组发电工况进行了稳定性试验, 深入分析了各工况下迷宫压力脉动、顶盖振动和水导轴承摆度信号之间的关系。结果表明: 转频、转轮叶片通过频率及尾水管内的低频旋转涡带是引起下迷宫压力脉动的关键频率; 下迷宫压力脉动信号与顶盖振动、水导轴承摆度信号高度相干, 对抽水蓄能机组水平和垂直两个方向的振摆都有重要影响。

**关键词:** 抽水蓄能机组 下迷宫压力脉动 振摆 相干性分析

**中图分类号:** TK734 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)11-0134-05

## 引言

抽水蓄能电站具有调峰、填谷和事故备用等功能, 机组启停频繁、调节灵活, 经常在开机、停机、抽水调相、抽水等工况间转换, 因而机组常处于不稳定运行状态, 使机组压力脉动和振动超标, 严重威胁着机组的使用寿命和电站的安全运行。目前高水头、大容量是抽水蓄能电站机组的发展趋势, 但由此也会对机组的运行稳定性带来更大的考验。

对于水泵水轮机组而言, 转轮与导叶的动静干涉及尾水管内的低频旋转涡带是引起水压力脉动的主要原因。国内外学者对这一现象进行了大量试验研究<sup>[1-4]</sup>和数值模拟<sup>[5-6]</sup>。Sun 等<sup>[7]</sup>在水泵水轮机组工况转换的试验中发现机组在正常运行工况下, 转轮与导叶的动静干涉是引起机组压力脉动的主因, 而在工况转换的过程中, 尾水管内的低频旋转涡带成为引起压力脉动的主要根源。王乐勤等<sup>[8]</sup>对水泵水轮机泵工况的压力脉动特性进行了数值计算, 发现转轮与导叶之间的压力脉动最大, 其主频为叶频及倍频。王正伟等<sup>[9]</sup>采用滑移网格技术对水泵水轮机流道内的动静干涉现象引起的不稳定流动进行了数值模拟, 并与实测结果进行了对比验证, 发现压力脉动频率与转轮叶片通过频率密切相关。同时, 水压力脉动与机组结构部件或厂房的振摆关系密切, 有时甚至会引起机组结构部件或厂房的共振<sup>[10-12]</sup>。张伟等<sup>[13]</sup>在蓄能机组真机压力脉动测试

中发现, 尾水管压力脉动的主要频率与机组结构振动的频率一致, 压力脉动对结构振动影响显著。傅丽萍等<sup>[14]</sup>在混流式水轮机组稳定性试验中发现水压力脉动频率与机组上机架固有频率吻合, 从而引起了上机架的结构共振。而对于水泵水轮机迷宫间隙, 学者们更多的是关注其结构优化, 很少有人研究其压力脉动特性及其与机组振摆的关系。

本文对广蓄 A 厂水轮发电机组发电工况进行稳定性试验, 测取机组变负荷工况下的压力脉动、振动及摆度信号, 深入分析下迷宫压力脉动、顶盖振动及水导轴承摆度信号, 并对各信号频谱关系进行讨论。

## 1 试验设备及方法

### 1.1 机组的主要参数

试验对象为立轴单级混流可逆式水泵水轮机, 发电机为可逆式立轴空冷半伞式。主要参数见表 1 和表 2。

### 1.2 试验测点布置及试验工况

试验过程中测取了上导、下导和水导轴承摆度, 上机架、下机架和顶盖振动, 以及蜗壳进口、导叶出口、下迷宫和尾水锥管水压力脉动信号。发电机有功功率、发电机机端电压、导叶开度信号及转速信号由电厂提供 4~20 mA 信号(带光电隔离输出), 球阀开度由电厂提供无源接点。试验过程中的轴瓦温度、水位值从监控系统取得。试验测点布置位置如

收稿日期: 2013-11-24 修回日期: 2013-12-29

\* 国家自然科学基金资助项目(51279083)

作者简介: 姚泽, 高级工程师, 主要从事水电机组运行稳定性研究, E-mail: yaozeemail@163.com

通讯作者: 王正伟, 教授, 博士生导师, 主要从事流体机械安全高效运行分析与预测研究, E-mail: wzw@mail.tsinghua.edu.cn

表 1 水泵水轮机基本参数  
Tab.1 Parameters of pump-turbine

水轮机工况						水泵工况					
额定水头/m	叶片数	额定功率/MW	额定流量/( $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ )	转速/( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	飞逸转速/( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	最大扬程/m	叶片数	转速/( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	额定流量/( $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ )	输入功率/MW	飞逸转速/( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )
500.61	7	306	68.25	500	718	542.8	7	500	55.58	310	718

表 2 发电电动机基本参数

Tab.2 Basic parameters of generator and motor

额定容量 (发电机/( $\text{MV} \cdot \text{A}$ ) 电动机/MW)	额定电压 /kV	额定电流 /A	额定转速 /( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	功率因数 (发电机/ 电动机)
333.33/344.85	18	10 692	500	0.9/0.95

图 1 所示,试验采集设备如图 2 所示。

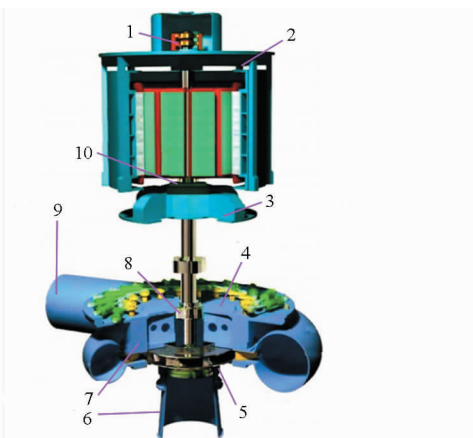


图 1 机组稳定性试验测点布置图

Fig.1 Points arrangement of the stability test

1. 上导轴承摆度
2. 上机架振动
3. 下机架振动
4. 顶盖振动
5. 下迷宫压力
6. 尾水锥管压力
7. 导叶出口压力
8. 水导轴承摆度
9. 蜗壳进口压力
10. 下导轴承摆度



图 2 试验数据采集设备

Fig.2 Data acquisition device

根据机组实际调试运行情况,对机组发电工况进行了变负荷试验。机组分别在 200、215、220、275、280、300 MW 负荷工况运行,每一工况稳定运行 5 min,记录机组各部位振动、摆度、水压脉动数值。

## 2 试验结果分析

### 2.1 下迷宫压力脉动分析

试验中分别记录了蜗壳进口、活动导叶出口、下迷宫及尾水锥管等 4 个测点的试验信号,本文重点分析下迷宫测点处的压力脉动特性。图 3 为负荷分

别在 200、215、275、300 MW 时下迷宫测点压力脉动的频谱图(图中  $A_p$  为各主要频率对应的单边幅值,  $f_n$  为转轮旋转频率,  $f$  为各负荷工况下水导轴承摆度及顶盖振动的主要频率)。从图 3 可以发现,下迷宫处压力脉动在各负荷工况下的频谱特性基本一致,频率成分较为复杂,主频为  $21.0f_n$ ,同时又包含了  $1.0f_n$ 、 $2.0f_n$ 、 $7.0f_n$ (过流干涉频率)、 $14.0f_n$ (2 倍过流干涉频率)等频率成分,且其他的转频倍频成分也较为明显。另外,在低负荷区存在有  $0.27f_n$  的频率成分,该频率为尾水锥管低频旋转涡带频率(尾水管内旋转涡带频率约为转轮旋转频率的  $1/3 \sim 1/6$ ),随着负荷增大,该频率对应的幅值逐渐减小消失。

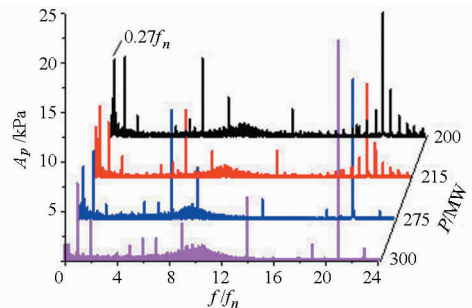


图 3 不同负荷工况下迷宫压力脉动的频谱图

Fig.3 Spectrogram of lower labyrinth pressure pulsation on different loads conditions

以上分析说明,转轮的旋转及导叶与转轮之间的动静干涉作用向转轮出口方向的传递是引起下迷宫处压力脉动的主要因素,机组在低负荷区运行时,尾水锥管内的旋转涡带频率  $0.27f_n$  对下迷宫间隙流动产生较大影响,在高负荷区这种影响消失。

### 2.2 顶盖振动与水导轴承摆度分析

试验中记录了机组在 200、215、220、275、280、300 MW 这 6 个负荷工况下的机组关键部件的振动及水导轴承摆度信号。本文重点分析顶盖水平、垂直方向的振动及水导轴承  $X$ 、 $Y$  方向的摆度信号。图 4~7 为 200 MW 负荷工况下机组顶盖振动及水导轴承摆度的频谱图。从图中可以发现顶盖水平振动信号包含了  $0.27f_n$ 、 $1.0f_n$ 、 $2.0f_n$ 、 $7.0f_n$ 、 $21.0f_n$  等频率,顶盖垂直振动信号也包含了  $1.0f_n$ 、 $2.0f_n$ 、 $21.0f_n$  等频率;水导轴承  $X$  和  $Y$  方向摆度的最大的 3 个幅值对应的频率分别为  $1.0f_n$ 、 $0.27f_n$ 、 $2.0f_n$ ,且  $Y$  方向

摆度的频谱中还存在  $21.0f_n$  的频率成分,其他转频倍频成分明显。

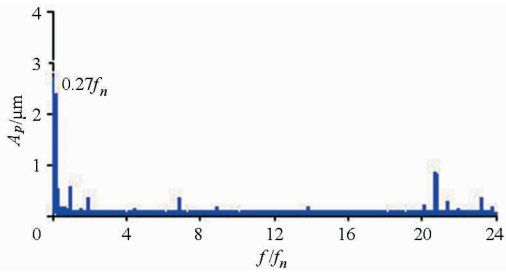


图4 负荷为 200 MW 时顶盖水平方向振动频谱图  
Fig. 4 Spectrogram of horizontal vibration of head cover on the load of 200 MW

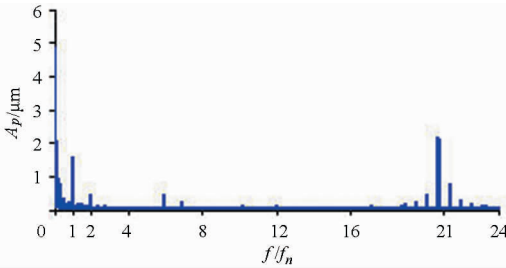


图5 负荷为 200 MW 时顶盖垂直方向振动频谱图  
Fig. 5 Spectrogram of vertical vibration of head cover on the load of 200 MW

表 3 显示了机组不同负荷工况下水导轴承摆度及顶盖振动的主要频率及幅值。从表中可以看出,水导轴承摆度在其他低负荷工况下的频谱特性与负荷为 200 MW 时的频谱特性基本一致,主要频率均为  $1.0f_n$ 、 $0.27f_n$ 、 $2.0f_n$ ,随着负荷增大, $0.27f_n$  的频率消失,转频倍频成分明显。在各负荷工况下,顶盖水

表 3 水导轴承摆度及顶盖振动的主要频率及幅值

Tab. 3 The main frequency and amplitude of turbine bearing swing and head cover vibration

P/MW	水导 X 方向摆度		水导 Y 方向摆度		顶盖水平振动		顶盖垂直振动	
	$f/f_n$	$A_p/\mu\text{m}$	$f/f_n$	$A_p/\mu\text{m}$	$f/f_n$	$A_p/\mu\text{m}$	$f/f_n$	$A_p/\mu\text{m}$
200	1/0.27/2	24.5/16.3/12.3	1/0.27/2	23.4/15.9/12	0.27/21/1	2.4/0.8/0.6	21/1/2	2.2/1.6/0.5
215	1/2/0.27	18.7/11.9/10.8	1/2/0.27	16.7/11.8/10.4	0.27/21/2	2.3/0.7/0.4	21/0.27/1	1.6/1.6/1.1
220	1/0.27/2	18.2/15.9/8.3	1/0.27/2	16.8/15.8/8.5	0.27/21/1	2.1/1.1/0.4	21/0.27/1	1.7/1.4/1.3
275	1/2/5	26.9/11/6.2	1/2/18	25.5/10.5/5.3	18/1/0.27	1.4/1.1/0.5	18/1/0.27	2.8/2.6/1.1
280	1/2/4	19/13.3/6.1	1/2/21	18.4/12.5/6.2	21/1/2	1.6/0.8/0.4	21/1/2	3.4/1.8/0.8
300	1/2/4	27.2/8.7/6.1	1/2/4	26.6/8.2/5.8	18/1/7	1.4/1.3/0.6	21/0.27/1	2.5/1.2/1

对比不同负荷工况下迷宫压力脉动频谱特性与顶盖振动、水导轴承摆度频谱特性不难看出,顶盖水平振动、水导轴承摆度和下迷宫压力脉动的主要频率基本一致,顶盖垂直振动的关键频率也和下迷宫压力脉动测点频率相吻合。说明下迷宫压力脉动和顶盖水平、垂直方向振动及水导轴承 X、Y 方向的摆度有一定的相关性,下迷宫压力脉动可能对顶盖振动和水导摆度有一定的影响。

2.3 下迷宫压力脉动与振动摆度的相干性分析

为了研究下迷宫压力脉动与顶盖振动、水导轴

承摆度的主要频率为  $0.27f_n$ 、 $21.0f_n$ 、 $1.0f_n$ 、 $2.0f_n$ 、 $7.0f_n$  和  $18.0f_n$ ,在低负荷区的主频为  $0.27f_n$ ,随着负荷增大,该频率逐渐减弱消失,在负荷超过 275 MW 后,振动的主频为  $18.0f_n$  及 3 倍叶频  $21.0f_n$ 。顶盖垂直方向振动的主要频率为  $21.0f_n$ 、 $1.0f_n$ 、 $0.27f_n$ 、 $18.0f_n$ 、 $2.0f_n$ ,在大部分负荷工况下,振动的主频均为  $21.0f_n$ ,与水平方向振动频谱不同,顶盖垂直振动频谱中  $0.27f_n$  的频率成分较弱。

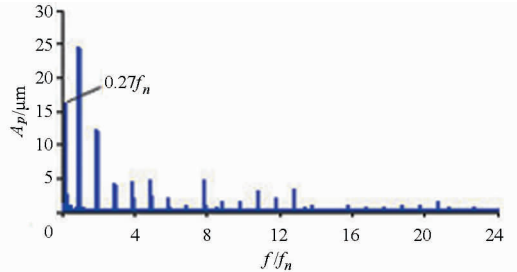


图6 负荷为 200 MW 时水导轴承 X 方向摆度频谱图  
Fig. 6 Spectrogram of turbine bearing swing at X on the load of 200 MW

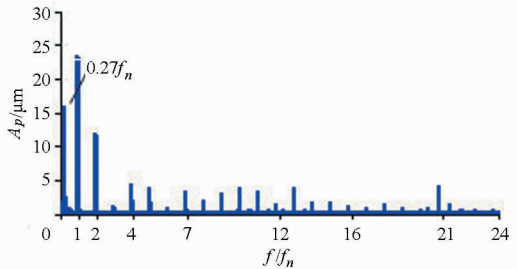


图7 负荷为 200 MW 时水导轴承 Y 方向摆度频谱图  
Fig. 7 Spectrogram of turbine bearing swing at Y on the load of 200 MW

承摆度之间的线性关联程度,对下迷宫测点的压力脉动信号和顶盖振动、水导轴承摆度测点的信号进行了相干性分析。相干性函数的定义为<sup>[15]</sup>

$$C_{xy}(f) = \frac{|P_{xy}(f)|^2}{P_{xx}(f)P_{yy}(f)} \quad (1)$$

式中, $C_{xy}(f)$ 为输入信号  $x(t)$  和  $y(t)$  的相干性函数值, $P_{xy}(f)$ 、 $P_{xx}(f)$  和  $P_{yy}(f)$  分别为两信号的互相关谱密度函数和自相关谱密度函数,它们是信号  $x(t)$  和  $y(t)$  的互相关函数和自相关函数经过傅里叶变换所得。两信号的互相关函数和自相关函数的计算

公式为

$$\begin{cases} R_{xy}(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t)y(t+\tau) dt \\ R_{xx}(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t+\tau) dt \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $T$  为信号周期。信号相干性函数  $C_{xy}(f)$  的取值范围在  $0 \sim 1$  之间。其值反映了两信号各个频率之间的关联程度, 相干性函数值越大, 表明两信号在该频率下的相干度越强。当  $C_{xy}(f) \geq 0.75$  时, 表明两信号在该频率下具有高相干度。由于测试系统总会受到噪声或其他不相关信号输入的影响, 两个测试信号的相干性函数值总是小于 1。

### 2.3.1 下迷宫压力脉动与顶盖振动的相干性分析

图 8、9 是负荷分别为 200、215、275、300 MW 时下迷宫压力脉动信号与顶盖水平、垂直振动信号的相干性函数值的计算结果分布。从图中可以明显看出, 在各负荷工况下, 下迷宫压力脉动和顶盖振动的主要频率  $1.0f_n$ 、 $2.0f_n$ 、 $7.0f_n$ 、 $21.0f_n$  以及存在于低负荷区的  $0.27f_n$  频率的  $C_{xy}(f)$  值均大于 0.75, 甚至关键频率的相干性函数值几乎接近 1, 表明两组信号的主要频率具有很高的相干度。另外, 下迷宫压力脉动信号与顶盖垂直方向振动信号在  $(18.0 \sim 22.0)f_n$  的频率范围内的相干性函数值也较大。

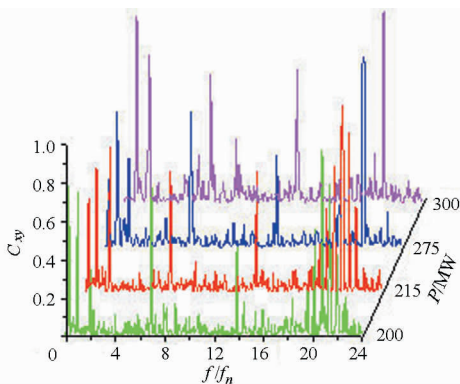


图 8 下迷宫压力脉动与顶盖水平振动的相干性分析

Fig. 8 Coherence analysis between lower labyrinth pressure pulsation and horizontal vibration of head cover

以上分析表明, 下迷宫压力脉动与顶盖振动高度相关, 两者具有一定的趋同性。下迷宫压力脉动对顶盖水平和垂直两个方向的振动都有显著影响。

### 2.3.2 下迷宫压力脉动与水导摆度的相干性分析

图 10、11 是负荷分别为 200、215、275、300 MW 时下迷宫压力脉动信号与水导轴承 X、Y 方向摆度信号的相干性函数值的计算结果分布。从图中可以观察到, 在各负荷工况下, 下迷宫压力脉动信号和水导轴承摆度信号在其主要频率  $1.0f_n$ 、 $2.0f_n$  以及存在于低负荷区的  $0.27f_n$  的频率的  $C_{xy}(f)$  值均大于 0.75, 接近于 1, 而且在其他转频倍频及叶频倍频

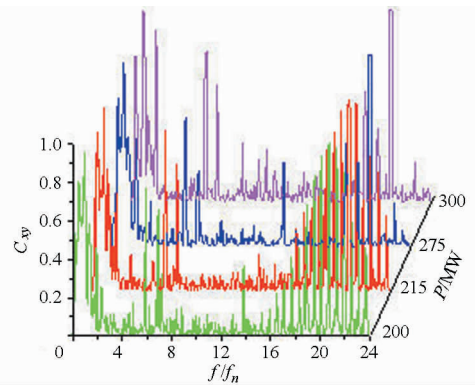


图 9 下迷宫压力脉动与顶盖垂直振动的相干性分析

Fig. 9 Coherence analysis between lower labyrinth pressure pulsation and vertical vibration of head cover

(如  $7.0f_n$ 、 $9.0f_n$ 、 $14.0f_n$  等频率) 的相干性函数值也均在 0.75 以上。从图中还可以发现, 在低负荷区  $C_{xy}(f)$  值较大的频率较高负荷区多, 下迷宫压力脉动信号与水导轴承摆度信号的整体相干度比其与顶盖振动信号的相干度高。

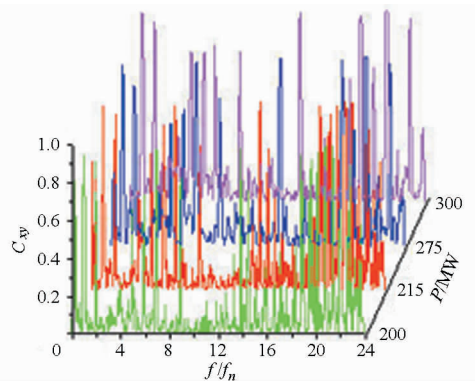


图 10 下迷宫压力脉动与水导轴承 X 向摆度的相干性分析

Fig. 10 Coherence analysis between lower labyrinth pressure pulsation and turbine bearing swing at X

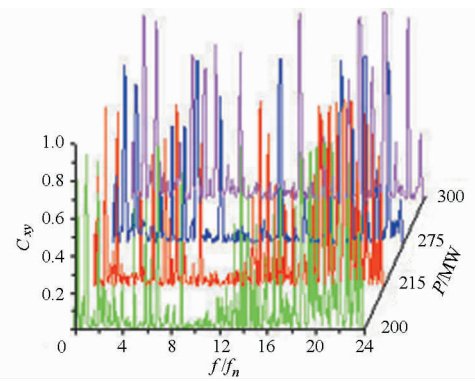


图 11 下迷宫压力脉动与水导轴承 Y 向摆度的相干性分析

Fig. 11 Coherence analysis between lower labyrinth pressure pulsation and turbine bearing swing at Y

以上分析表明, 下迷宫压力脉动与水导轴承摆度具有更高的相干度, 两者具有很好的趋同性。下迷宫压力脉动对水导轴承 X 和 Y 方向的摆度也都有显著影响。



以上对下迷宫压力脉动与顶盖振动、水导轴承摆度的相干性分析结果表明,顶盖垂直和水平振动、水导轴承摆度都和下迷宫压力脉动高度相关,说明下迷宫压力脉动对水轮机水平和垂直两个方向的振摆有重要影响,是影响机组水力稳定性的关键因素。

### 3 结论

对广蓄 A 厂抽水蓄能机组发电工况进行了稳定性试验研究,测取了机组在变负荷运行工况下的试验信号,并对下迷宫压力脉动、顶盖振动和水导轴承摆度信号进行了深入分析。

(1) 下迷宫压力脉动的频率成分较为复杂,引起其脉动的主要原因是转轮的旋转及导叶与转轮之间的动静干涉向转轮出口方向的传递,且在低负荷区运行时,尾水锥管内的低频旋转涡带也对下迷宫间隙流动产生较大影响。

(2) 下迷宫压力脉动信号与顶盖振动信号、水导轴承摆度信号高度相关,在两者关键频率及部分转频叶频的倍频处相干性函数值几乎接近 1。下迷宫压力脉动对水轮机水平和垂直两个方向的振摆都有重要影响。

### 参 考 文 献

- 瞿伦富,王琳. 混流可逆式水泵—水轮机全工况压力脉动的研究[J]. 动力工程,1996,16(6):58-62.
- Run Hongjuan, Luo Xianwu, Zhu Lei, et al. Experimental study of the pressure fluctuations in a pump turbine at large partial flow conditions[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(6):1205-1209.
- 冉红娟. 中等比转速水泵水轮机的两种非稳态现象的研究[D]. 北京:清华大学,2010.  
Ran Hongjuan. Study on double positive slopes phenomena in pump turbines[D]. Beijing: Tsinghua University, 2010. (in Chinese)
- 郑源,汪保罗,曲波. 混流式水轮机尾水管压力脉动研究综述[J]. 水力发电,2007,33(2):66-69.  
Zheng Yuan, Wang Baoluo, Qu Bo. Study on the pressure pulse in the draft tube of Francis turbine[J]. Water Power, 2007, 33(2):66-69. (in Chinese)
- 钱忠东,郑彪,杨建东,等. 水轮机补气条件下压力脉动的数值分析[J]. 水力发电学报,2008,27(4):126-129.  
Qian Zhongdong, Zheng Biao, Yang Jiandong, et al. Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine with air admission[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2008, 27(4):126-129. (in Chinese)
- 刘锦涛,刘树红,孙跃昆,等. 水泵水轮机空载开度压力脉动特性预测[J]. 工程热物理学报,2012,33(3):411-414.  
Liu Jintao, Liu Shuhong, Sun Yuekun, et al. Prediction of pressure fluctuation of a pump-turbine at no-load opening[J]. Journal of Thermophysics, 2012, 33(3):411-414. (in Chinese)
- Sun Yuekun, Zuo Zhigang, Liu Shuhong, et al. Experimental study of pressure fluctuations of a pump-turbine in transient period[C]// First International Conference on Energy and Environmental Protection (ICEEP 2012), Huhhot, China. 2012.
- 王乐勤,刘迎圆,刘万江,等. 水泵水轮机泵工况的压力脉动特性[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(1):7-10.  
Wang Leqin, Liu Yingyuan, Liu Wanjiang, et al. Pressure fluctuation characteristics of pump-turbine at pump mode[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(1):7-10. (in Chinese)
- 王伟伟,周凌九. RSI 现象的不稳定流动模拟[J]. 清华大学学报:自然科学版,2001,41(10):74-77.  
Wang Zhengwei, Zhou Lingjiu. Rotator-stator interaction induced unsteady-flow simulation[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2001, 41(10):74-77. (in Chinese)
- 陈婧,马震岳,刘志明,等. 水轮机压力脉动诱发厂房振动分析[J]. 水力发电,2004,30(5):24-27.  
Chen Jing, Ma Zhenyue, Liu Zhiming, et al. Vibration analysis of powerhouse due to the pressure pulsation of hydro-turbine[J]. Water Power, 2004, 30(5):24-27. (in Chinese)
- 郭涛,张立翔,姚激. 水轮机流道压力脉动诱发厂房振动分析[J]. 地震工程与工程振动,2011,31(6):136-140.  
Guo Tao, Zhang Lixiang, Yao Ji. Vibration analysis of powerhouse induced by pulsation pressure of hydro-turbine[J]. Journal of Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 2011, 31(6):136-140. (in Chinese)
- 魏述和,张燎军,闫毅志. 基于流固耦合数值方法的尾水涡带诱发尾水管振动分析[J]. 水力发电,2009,35(5):90-92.  
Wei Shuhe, Zhang Liaojun, Yan Yizhi. Analysis of draft tube vibration induced by tailrace eddy based on fluid-structure coupling numerical method[J]. Water Power, 2009, 35(5):90-92. (in Chinese)
- 张伟,吴玉林,陈乃祥,等. 蓄能机组压力脉动测试研究[J]. 水力发电学报,2001(1):72-78.  
Zhang Wei, Wu Yulin, Chen Naixiang, et al. Research on the test of pressure pulsation for pumped-storage unit[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2001(1):72-78. (in Chinese)
- 傅丽萍,阎宗国,吴烈龙,等. 水轮发电机组上机架共振分析及补气减振[J]. 排灌机械工程学报,2013,31(6):501-506.  
Fu Liping, Yan Zongguo, Wu Lielong, et al. Research on upper bracket resonance and air admission damping of hydroelectric unit [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(6):501-506. (in Chinese)
- 梁兴雨,舒歌群. 基于相干功率谱分析的复杂柴油机噪声源识别[J]. 内燃机学报,2006,24(4):344-350.  
Liang Xingyu, Shu Gequn. Identification of complex noise source of diesel engine based on coherent power spectrum analysis[J]. Transactions of CSICE, 2006, 24(4):344-350. (in Chinese)

- [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(12): 66-69, 88. (in Chinese)
- 14 贾卫东, 李萍萍, 邱白晶, 等. PDPA在喷嘴雾化特性试验研究中的应用[J]. 中国农村水利水电, 2008(9): 70-72.  
Jia Weidong, Li Pingping, Qiu Baijing, et al. Application of phase doppler particle analyzer in reek spray nozzle's characteristic experiment[J]. China Rural Water and Hydropower, 2008(9): 70-72. (in Chinese)
- 15 陆军, 李萍萍, 贾卫东, 等. ESS温室喷雾器喷雾特性的PDIA检测试验[J]. 高电压技术, 2009, 35(7): 1661-1666.  
Lu Jun, Li Pingping, Jia Weidong, et al. Experimental research on spray characteristics of ESS greenhouse electrostatic sprayer by using PDIA[J]. High Voltage Engineering, 2009, 35(7): 1661-1666. (in Chinese)

## Experimental Investigation of Droplet Diameter and Velocity Distributions in Air-assist Boom Sprays

Yan Mingde<sup>1</sup> Jia Weidong<sup>1</sup> Mao Hanping<sup>1</sup> Dong Xiang<sup>2</sup> Chen Long<sup>1</sup>

(1. Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology, Ministry of Education, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. State Key Laboratory of Soil-Plant-Machinery System Technology, Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, Beijing 100083, China)

**Abstract:** In order to study the effect on air flow rate of air-assisted and the distance of air outlet to nozzle to the droplet diameter and droplet velocity, the air-assist boom spray field was tested and analyzed in various conditions using PDPA measurement system. According to the test results, the droplet diameter distributions, velocity distributions and the relationship between air pressure and droplet diameter were analyzed systematically. The test results indicate that under the influences of flow field, the higher the air flow rate of air-assisted is, the smaller the droplet diameter is, increasing the droplet deposition, reducing the droplet drift. And its distributions are more symmetrical. The closer distance between the air outlet to the nozzle, the better droplet penetration is, reducing the trend of droplet drift.

**Key words:** Air-assist boom spraying PDPA test Droplet size Droplet velocity Spray flow field

(上接第 138 页)

## Influence Analysis of Lower Labyrinth Pressure Pulsation for Stability of Pumped-storage Unit

Yao Ze<sup>1</sup> Zhi Falin<sup>2</sup> Yan Zongguo<sup>3</sup> Huang Qingsong<sup>1</sup> Bi Huili<sup>2</sup> Wang Zhengwei<sup>2</sup>

(1. Electric Power Research Institute of Guangdong Power Grid Corporation, Guangzhou 510080, China

2. Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China

3. College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

**Abstract:** Pumped-storage power station was widely concerned since its important role. The running stability of the pump-turbine unit as the core component was essential to the safe and stable operation of the plant. The stability tests were conducted under working condition of hydroelectric generating set. The test data were analyzed, including the lower labyrinth pressure pulsation, the guide bearing swing and the head cover vibration. It was revealed that the main frequency causing the labyrinth pressure pulsation was the rotation frequency, the blade passing frequency of runner and the vortex rope of draft tube. The signals of labyrinth pressure fluctuation were strong correlated with the signals of the turbine bearing swing and the head cover vibration and had a strong influence on the vertical/horizontal vibration and swing of turbine.

**Key words:** Pumped-storage unit Labyrinth pressure fluctuation Vibration and swing Coherence analysis