

水泵水轮机泵工况非设计工况流态与压力脉动分析

朱迪¹ 肖若富¹ 陶然¹ 刘伟超²

(1. 中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083; 2. 东方电机有限公司研究试验中心, 德阳 618000)

摘要: 水泵水轮机的运行稳定性对抽水蓄能机组产生极大影响, 为研究不同工况下水泵水轮机内部流态及压力脉动的详细特征, 针对某一模型水泵水轮机, 分析2种不同导叶开度下从较小流量到较大流量的内部流动和压力脉动。结果表明, 小流量下活动导叶开度小时和大流量下活动导叶开度大时压力脉动较小, 瞬时扬程的波动变化也小, 流动平稳; 小流量下活动导叶开度大时和大流量下活动导叶开度小时受到许多低频的影响, 频率成分比较复杂, 压力脉动幅值较大, 瞬时扬程的波动也大, 内部流动紊乱。

关键词: 水泵水轮机; 非设计工况; 内部流态; 压力脉动; 数值模拟

中图分类号: TK734 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)12-0077-08

Analysis of Flow Regime and Pressure Pulsations under Off-design Condition in Pump Mode of Pump-turbine

Zhu Di¹ Xiao Ruofu¹ Tao Ran¹ Liu Weichao²

(1. College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. Research and Test Center, Dongfang Electric Machinery Co., Ltd., Deyang 618000, China)

Abstract: The operation stability of pump turbine has a great impact on the pumped storage units. When the flow rate decreases, unstable head variations occur. Unstable working conditions will lead to unsafe operation. In order to study the detailed characteristics of flow regime and pressure pulsation of pump-turbine under different operating conditions, the internal flow and pressure pulsation for a model pump-turbine under two different guide vane opening angles from low to large flow of flow rates were analyzed. As the guiding mechanism, the guide vanes had interference on the flow. The results of the investigation showed that under both low flow rate with small guide vane opening angle and large flow rate with large guide vane opening angle, the pressure pulsations were small. Pressure value fluctuations were also small and the flow was steady. On the contrary, the pressure pulsations were large under both low flow rate with large guide vane opening angle and large flow rate with small guide vane opening angle. However, it was affected by many low-frequency under low flow rate with large guide vane opening angle and large flow with small guide vane opening angle. The components of frequency were more complex. Pressure pulsation amplitude and head fluctuations were increased. The internal flow was disordered. The head also had obvious pulsation. All of the above resulted in the poor operation stability. It showed that the matching relationship between guide vane opening and flow affected the operation stability. All the results provided reliable reference for improving the stability of pump-turbine under off-design operations.

Key words: pump-turbine; off-design condition; internal flow regime; pressure pulsation; numerical simulation

收稿日期: 2016-04-06 修回日期: 2016-06-07

基金项目: 国家自然科学基金项目(51139007)

作者简介: 朱迪(1990—), 女, 博士生, 主要从事水力机械内部流动研究, E-mail: zhu_di@cau.edu.cn

通信作者: 肖若富(1976—), 男, 副教授, 博士生导师, 主要从事水力机械优化设计及流固耦合研究, E-mail: xrf@cau.edu.cn

引言

抽水蓄能电站兼具发电和储能的特点,逐渐成为电力系统中重要的调节工具^[1-3],可逆式水泵水轮机作为核心部件被广泛应用于抽水蓄能电站中^[4-5],其运行的稳定性需要得到极大的关注^[6-7]。目前对于水泵水轮机在非设计工况下流态及压力脉动的分析并不详尽,王乐勤等^[8]通过对某一水泵水轮机设计工况附近不同活动导叶开度下进行数值模拟,发现当活动导叶开度小于 18° 的时候,能量损失和涡强度均较大;当开度大于 21° 时,能量损失和涡强度减小,说明活动导叶开度会影响内部流场的变化。GUO等^[9]通过对监测点压力变化的监测发现,水泵水轮机机组运行在不稳定区时,压力脉动变得剧烈,这一现象也与导叶的开度密切相关。BRAUN等^[10]采用计算流体动力学方法,重点研究分析了动静部件交接处的流场特征,初步分析得到小流量下扬程与效率下降的原因。TAO等^[11]针对水泵水轮机泵工况,将CFD与试验结合,发现在活动导叶不变的情况下,机组内部的流态与流动损失有关。

以上研究表明,对于模型水泵水轮机来说,其活动导叶的开度可调节,不同的导叶开度下,其压力脉动情况差距较大^[12-13]。数值模拟方法可以准确预测水力机械中的流动情况^[14-16],因此本文通过数值模拟分析2种不同导叶开度下从较小流量到较大流量的内部流动和压力脉动,研究水泵水轮机泵工况非设计工况的流态。

1 计算模型及网格划分

本文以某一型号的可逆式水泵水轮机模型作为研究对象,水泵水轮机的设计流量 Q_d 为 $450\text{ m}^3/\text{s}$,设计扬程 H_d 为 54 m ,转轮转速为 $1\ 200\text{ r}/\text{min}$,转轮叶片数 Z_1 为9,转轮叶片低压边直径 D_{1s} 为 300 mm ,转轮叶片高压边直径 D_2 为 514 mm ,固定导叶数 Z_2 为20,活动导叶数 Z_3 为20,活动导叶最大开启角度 α 为 32° ,导叶高度 b 为 57.2 mm 。水泵水轮机模型如图1所示。

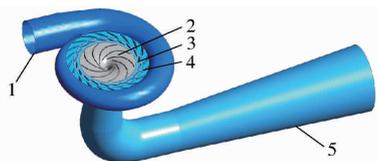


图1 水泵水轮机模型

Fig.1 Pump-turbine model

1. 蜗壳 2. 转轮 3. 活动导叶 4. 固定导叶 5. 尾水管

本文数值模拟采用商业软件ICEM CFD进行网格离散,并进行计算网格数量无关性检查,如图2所

示,逐步增加计算网格,检验网格节点数增加过程中扬程CFD模拟值的变化情况,选取一个兼顾计算精确性与计算时间的网格方案。同时,基于湍流模型中的壁面函数要求,控制近壁面网格层数与高度,确保 y^+ 分布于 $30\sim 180$ 范围内,使得网格能有效预测近壁面区域的流动。本研究最终采用的网格节点数及网格类型如表1所示。

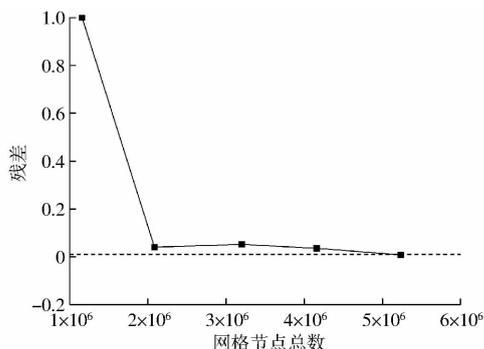


图2 网格规模无关性检查

Fig.2 Mesh scale independence check

表1 计算域各部件网格节点数量

Tab.1 Mesh size of flow domain components

水泵水轮机部件	网格节点数	网格类型
尾水管	684 959	六面体网格
转轮	2 123 045	六面体网格
活动导叶	747 594	六面体网格
固定导叶	999 322	六面体网格
蜗壳	681 670	四面体网格
总计	5 236 590	

2 模拟方法与设置

2.1 模拟方法

本文数值模拟采用商业软件ANSYS CFX,采用SST-DES湍流模型^[17-18]进行非定常计算。DES湍流模拟是混合RANS/LES的模拟方法,主要思想是在近壁区和流动分离较弱的区域求解雷诺时均的N-S方程(RANS)^[19],在涡结构显著和流动分离较强的区域采用大涡模拟(LES)^[20]。这种求解模式兼具两者的优点,具有雷诺时均计算量小、节省计算资源的特点,能克服高雷诺数下大涡模拟对网格的高要求,同时保证模拟精度。本文采用基于SST $k-\omega$ 模型的DES模拟方法进行非定常计算。MENTER提出的SST $k-\omega$ 湍流模型的方程^[21]定义为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = P - \frac{\rho k^{3/2}}{l_{k-\omega}} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = C_\omega P - \beta \rho \omega^2 +$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu_t + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_\omega}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (2)$$

其中 $l_{k-\omega} = k^{1/2} \beta_k \omega$ (3)

式中 ρ ——粘度 P ——生成项
 μ ——动力粘度 μ_i, μ_l ——涡粘性系数
 $\sigma_k, \sigma_\omega, \sigma_{\omega 2}, \beta_k$ ——模型常数
 C_ω ——生成项系数
 F_1 ——混合系数 $l_{k-\omega}$ ——湍流尺度
 k ——湍流动能强度 t ——时间
 u_i ——速度 x_i ——单位坐标
 ω ——湍动能耗散项

DES 模拟方法中, 湍流尺度 $l_{k-\omega}$ 将由 $\min(l_{k-\omega}, C_{DES} \Delta)$ 代替, C_{DES} 为模型常数, Δ 为网格尺度, 对于非均匀网格有 $\Delta = \max(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$, 为网格单元的最大边长。当 $l_{k-\omega} \leq C_{DES} \Delta$ 时, DES 模拟采用 SST $k-\omega$ 湍流模型进行求解, 当 $l_{k-\omega} \geq C_{DES} \Delta$ 时, DES 模拟采用大涡模拟进行求解。

2.2 边界条件

数值模拟计算采用多参考系模型(MRF), 其中转轮域设置为旋转域, 转速为 1 200 r/min, 其他部分为静止域。模拟参考压力为 $1.013 25 \times 10^5$ Pa。边界条件设置为: 进口边界条件采用质量流量进口, 出口边界条件给定静压出口, 静压为零, 固壁边界类型为无滑移壁面边界; 以定常计算的结果为基础, 进行非定常数值模拟, 模拟计算 10 个转轮周期, 即计算时间为 0.5 s, 每周期计算 180 时间步, 同时监测机组扬程与压力随时间的脉动变化情况。

2.3 监测点设置

压力脉动监测点设置在尾水管、转轮、活动导叶和固定导叶中, 如图 3 所示, 其中在尾水管与转轮进口处设置 4 个监测点, 分别为 DT1、DT2、DT3 和 DT4; 在转轮流道内设置 3 个监测点, 在 50% 叶高处的流面与 50% 叶道宽度处的轴面的交线上, 位于转轮叶片进口, 叶片中间以及叶片出口处, 位置如图 3 所示, 分别为 IMP1、IMP2 和 IMP3; 活动导叶和固定导叶内各均匀设置 4 个监测点, 位于导叶高度为 50% 的圆周上, 分别为 GV1、GV2、GV3 和 GV4 以及 SV1、SV2、SV3 和 SV4, 其中 GV1 和 SV1 为靠近隔舌处的监测点。

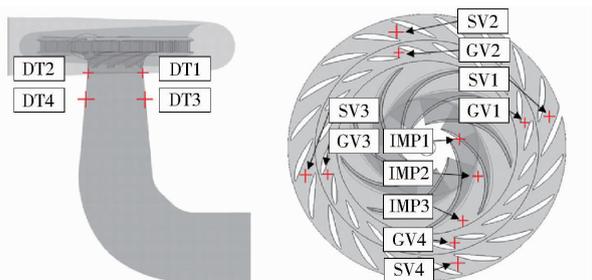


图 3 监测点位置示意图

Fig. 3 Position sketches of monitoring points

3 结果分析

3.1 扬程脉动峰值分析

针对水泵水轮机活动导叶开度为 12° 和 20° 两种情况, 首先, 通过试验和数值模拟的方法对机组外特性进行研究。图 4 所示为水泵水轮机的流量系数-扬程系数曲线, 通过该图对活动导叶开度为 12° 和 20° 时的数值模拟计算值与试验值进行对比。图 4 中的流量与扬程均进行无量纲化处理, 其中横坐标为无量纲流量系数 C_φ , 纵坐标为无量纲扬程系数 C_ψ , 定义式为

$$C_\varphi = \frac{Q_m}{\pi r_\omega \rho R_2^3} \quad (4)$$

$$C_\psi = \frac{2gH}{r_\omega^2 R_2^2} \quad (5)$$

式中 Q_m ——进口质量流量
 r_ω ——转轮的转动角速度
 ρ ——水的密度 H ——扬程
 R_2 ——转轮叶片出口处半径
 g ——重力加速度, 取 9.8 m/s^2

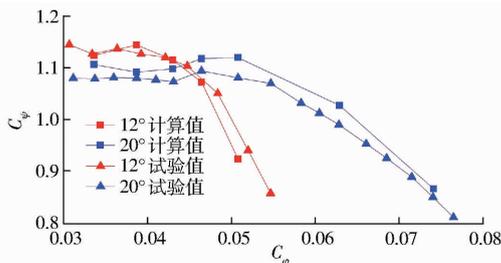


图 4 流量系数-扬程系数计算值与试验值对比
 Fig. 4 Comparison between computational and experimental results of discharge-head curves

从图 4 中曲线可以看出, 在一定的活动导叶开度下, 机组扬程随着流量的减小呈现上升趋势。通过计算值与试验值的对比得出, 各工况点的计算值与试验值的误差平均值小于 2%, 考虑 CFD 模拟中的经验模型与假设造成的数值误差, 模拟值与试验值较为吻合。因此, 采用 CFD 数值模拟研究机组的内部状况具有较强的可行性, 并可作为本研究分析的方法。

因此, 基于 CFD 模拟, 在导叶开度为 12° 和 20° 下, 分析一个转轮周期内各工况下的扬程特性变化。通过监测瞬时扬程波动变化的幅值 ΔC_ψ 发现, 该值在数值模拟过程中, 尤其是非设计工况下, 存在显著的变化, 如图 5 所示。图 6 给出了大、小 2 种流量下不同导叶开度的内部流线图。

从图 5 中可以看出, 活动导叶开度在 12° 下, 当流量系数 $C_\varphi = 0.033 6$ 时瞬时扬程的波动幅值 ΔC_ψ

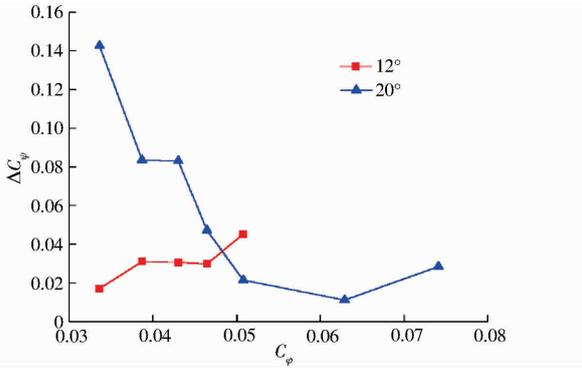


图5 瞬时扬程的波动峰峰值

Fig. 5 Peak-to-peak values of head pulsation

为0.017,对比图6中12°的内部流线图,说明这一开度在小流量工况下,内部流动较为稳定,扬程变化最小。当流量系数 C_ϕ 为0.0387、0.0430、0.0465时,瞬时扬程的波动幅值 ΔC_ψ 均在0.030左右,当流量系数 $C_\phi=0.0508$ 时,瞬时扬程的波动幅值 ΔC_ψ 为0.045,对比图6中12°的内部流线图,说明随着流量增加,内部流动变得紊乱,流动不稳定,造成扬程波动增加。活动导叶开度在20°下的峰峰值随着流量的增大逐渐降低,当流量系数 $C_\phi=0.0336$ 时瞬时扬程的波动幅值 ΔC_ψ 均较大,在0.140左右,对比图6中20°的内部流线图,可以看出在这一流量下内部流动紊乱,产生涡结构,瞬时扬程的波动较

大。

由以上分析可以得出,在同一导叶开度下,瞬时扬程的波动幅值会随着流量的变化而改变,内部流动稳定、流态顺畅的工况其瞬时扬程的波动较小,内部流动紊乱并有大量涡结构生成的工况其瞬时扬程的波动较大。小流量下活动导叶开度小时和大流量下活动导叶开度大时瞬时扬程的波动较小,流动相对平稳;小流量下活动导叶开度大时和大流量下活动导叶开度小时瞬时扬程的波动较大,内部流动紊乱。

3.2 压力脉动分析

图7为活动导叶开度为12°和20°下各个监测点的时域图,在图7中,将数值模拟计算之后得到的各个监测点上的压力进行无量纲化处理。无量纲化的压力系数为 C_p ,其定义式为

$$C_p = \frac{p - p_{ref}}{\frac{1}{2} \rho v_{ref}^2} \quad (6)$$

式中 p ——各个监测点压力

p_{ref} ——参考位置压力,即尾水管进口压力

v_{ref} ——参考位置速度,即尾水管进口速度

对比小流量工况和大流量工况可以看出,2种活动导叶开度下各监测点的压力随着流量的增加而减小,但压力的波动情况却不相同。对比同一小流

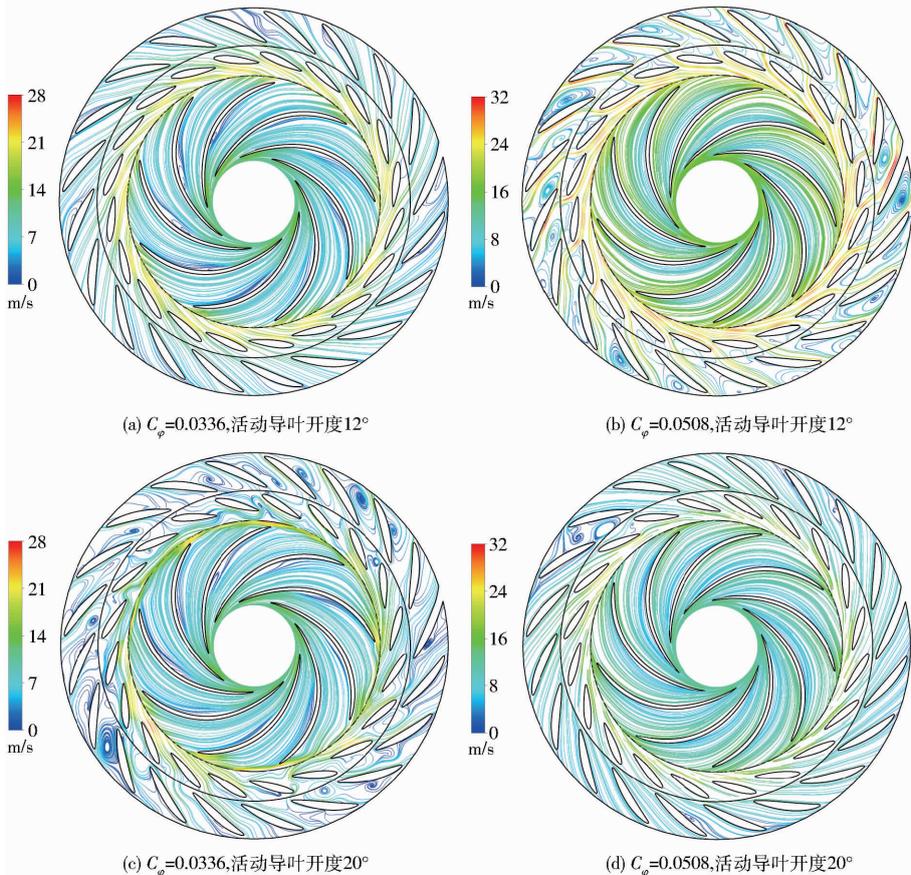


图6 2种流量下不同导叶开度的内部流线图

Fig. 6 Internal flow regime of two different discharges with different guide vane opening angles

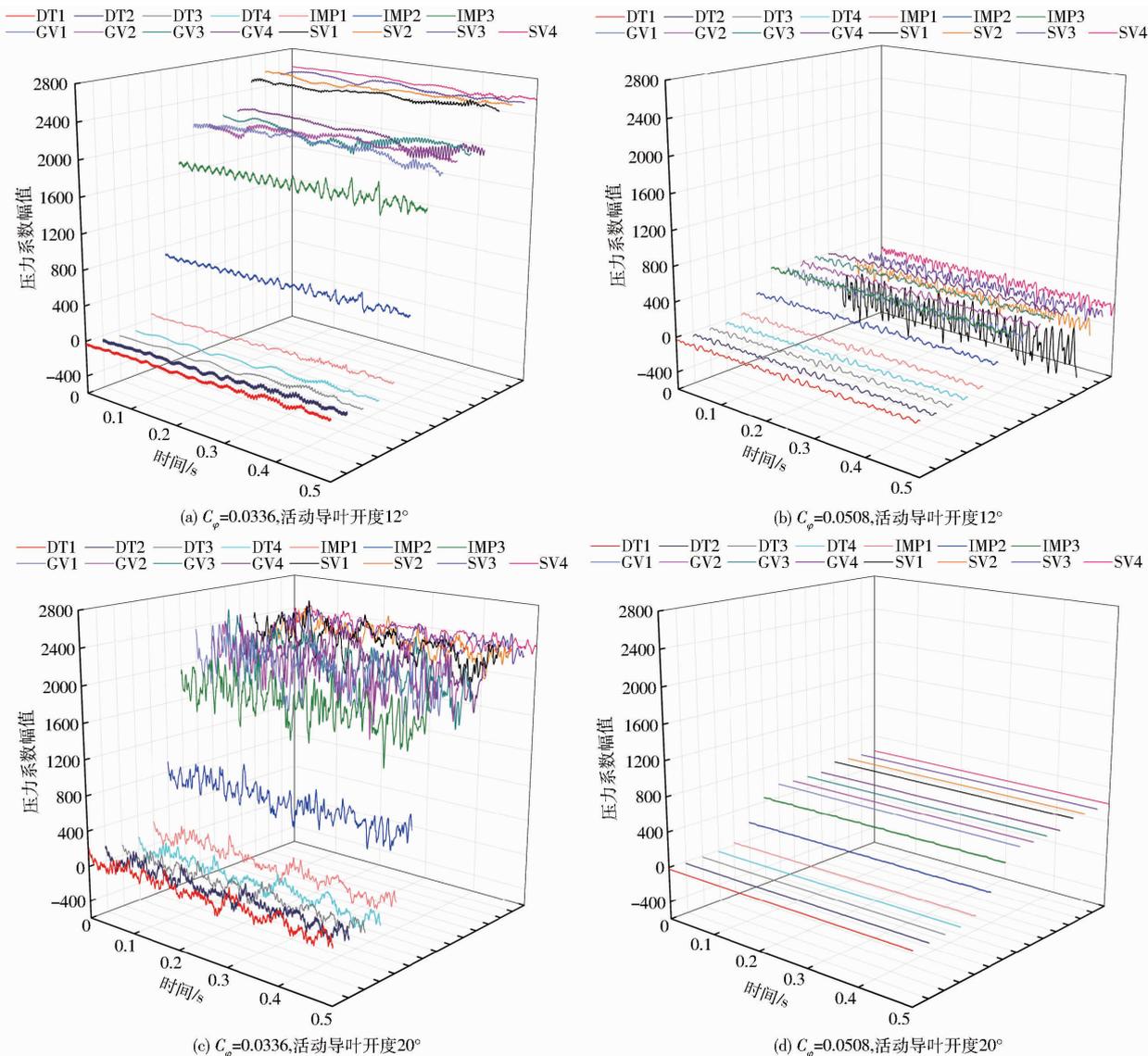


图 7 不同工况下各监测点时域图

Fig. 7 Time-domain plots of monitored pressure under different discharge conditions

量工况 $C_\varphi = 0.0336$ 时,分析图 7 可以看出,当活动导叶开度为 12° 时,小流量工况下各个监测点的压力随时间波动较小,但当活动导叶开度为 20° 时,小流量工况下各个监测点的压力随时间的变化剧烈,压力波动范围很大,对应图 5 中该工况下活动导叶开度为 12° 的瞬时扬程波动幅值也比活动导叶开度为 20° 时的瞬时扬程波动幅值小很多。而大流量工况 $C_\varphi = 0.0508$ 下活动导叶开度为 12° 时的压力波动明显增大,相应的瞬时扬程波动幅值高于活动导叶开度为 20° 时的峰峰值。相比较之下活动导叶开度为 20° 各监测点的压力基本不随时间发生较大变化,压力始终在极小范围内波动,处于较为平稳的状态。

从以上分析可以看出,转速相同时小流量工况下水流在转轮中获得的能量更多,增压作用更为明显。小流量工况下活动导叶开度较小时压力变化较小,此时扬程波动也小,流动较为平稳;而活动导叶开度较大时压力变化较大,扬程的波动也大,各部件

的内部流动紊乱。随着流量增加,活动导叶小开度下的流动变得紊乱,产生不稳定性,而活动导叶大开度下的流动变得平稳。这说明压力的变化是影响扬程波动的重要因素之一,不同流量工况下采用相应最优的活动导叶开度可以提高运行的稳定性。

水泵水轮机各个部件中的压力相比较,由尾水管到导叶中的流动是增压过程,尾水管中的监测点压力较小,转轮中的监测点由于位置的不同所受到的压力相差很大,活动导叶和固定导叶中的监测点压力较大,但有一个特例工况,即活动导叶开度为 12° 下,当流量增加至 $C_\varphi = 0.0508$ 时,活动导叶和固定导叶中监测点的压力要明显低于转轮出口点的压力,针对这一特殊现象进行具体分析,图 8 为流量系数 $C_\varphi = 0.0508$ 工况下,水泵水轮机活动导叶开度 12° 和 20° 内流域中间截面的压力云图及速度矢量图。

分析压力云图可见,从转轮到蜗壳应当为压力

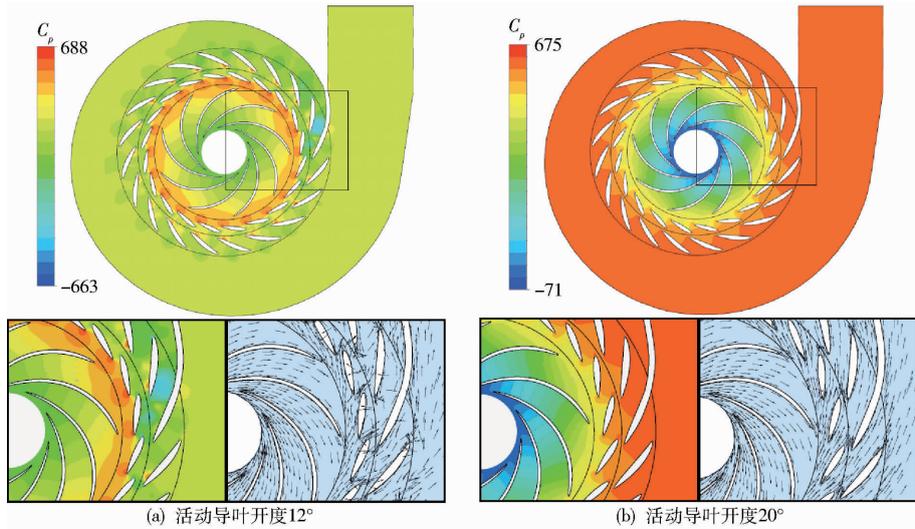


图8 $C_\phi = 0.0508$ 时流域中间截面压力云图

Fig. 8 Pressure contours in middle section in passages at $C_\phi = 0.0508$

逐渐升高的过程,如图8中活动导叶开度 20° 下的情况,但在活动导叶开度 12° 时从转轮中流出的水流到活动导叶和固定导叶内时压力却降低到与转轮进口处大致相同,固定导叶中靠近隔舌处的压力甚至更低,这也与图7中活动导叶开度 12° 下监测点SV1的压力波动增大相符。结合速度矢量图,说明该工况下转轮的增压作用被活动导叶阻碍而削弱,在转轮与活动导叶间的无叶区产生能量损失,导叶流道内压力降低,流动变得紊乱,流动稳定性差。

通过以上对水泵水轮机各个部件压力的分析,得到同一工况下不同部件的内部流动情况不相同,并且受到很多因素的影响,因此进一步分析产生该现象的影响因素。对各部件中各监测点的频率进行分析,图9为2种开度下不同工况各监测点的频谱图。水泵水轮机转速为 1200 r/min ,转频 $f = 20\text{ Hz}$,转轮叶片的通过频率即叶频 $f_z = 180\text{ Hz}$ 。

从图9中的频率可以看出,在活动导叶开度 12° 下,流量系数 $C_\phi = 0.0336$ 时尾水管中的各个监测点主要受到叶频的影响,转轮每转过一个叶道,尾水管中的流动呈现周期性的变化;转轮中的压力在 400 Hz 处有一个较高值,说明转轮中的流动除了受到自身转动的影响外,还受到20倍转频的影响,也就是导叶的影响;活动导叶和固定导叶中的频率较为规律,均为整数倍的叶频,进一步说明该工况下的流动较为稳定。当流量系数 $C_\phi = 0.0508$ 时,各部件内部的流动除了受到整数倍的叶频和20倍转频的影响外,还受到许多低频的影响,低频成分复杂,说明随着流量的增加,水泵水轮机内部的流动受到干扰的因素增多,导致内部流动状态紊乱。固定导叶中靠近隔舌处的压力脉动剧烈,与图8对比可以看出,固定导叶中靠近隔舌处的确存在低压区,这说

明由于受到隔舌的影响,该处的流动不稳定,引起压力的剧烈变化。

活动导叶开度 20° 下,当流量系数 $C_\phi = 0.0336$ 时各监测点均受到很多复杂低频成分的影响,说明在小流量工况下各部件内的流动复杂,这与图6中活动导叶开度 20° 下流线图的情况相符合。流量增加到 $C_\phi = 0.0508$ 时,尾水管中靠近转轮的2个监测点DT1和DT2除了受到整数倍叶频的影响外,还受到整数倍的转频的影响,而离转轮较远的DT3和DT4的2个监测点只受到整数倍叶频的影响,这说明转轮每转过一个叶道,尾水管内的流动呈现周期性的变化,靠近转轮的地方还受到转轮转动周期影响。整个转轮流道内基本都受到整数倍的转频影响,还受到整数倍的叶频和20倍的转频影响,说明转轮内的流动除了受到自身转动的影响外,还受到导叶的影响。但转轮内的监测点由于位置不同,频率有所变化,转轮进口处受到导叶的影响和自身转动的影响相同,越靠近导叶,受到的影响越大。在这一工况下,活动导叶和固定导叶中的频率较为稳定,主要受到整数倍叶频的影响,说明此时的流动也较为稳定,与图6中的活动导叶开度 20° 下的流线图相符。

为分析复杂低频的成分,针对活动导叶开度为 20° 时,在 $C_\phi = 0.0336$ 的小流量工况下,对一个转轮周期内选取6个不同的时刻进行漩涡形态的分析, T 为一个转轮周期,如图10所示。

从图中可以看出,漩涡主要出现在导叶流道中,在一个转轮周期内,漩涡呈现周期性变化。红色框内的流道在0时刻存在一个较大的漩涡,在 $T/6$ 时刻漩涡分解为2个小漩涡,在 $T/3$ 时刻漩涡的强度减弱,在 $T/2$ 时刻较大的漩涡变为一个较小的漩涡, $2T/3$ 时刻漩涡结构消失, $5T/6$ 时刻又开始最初形

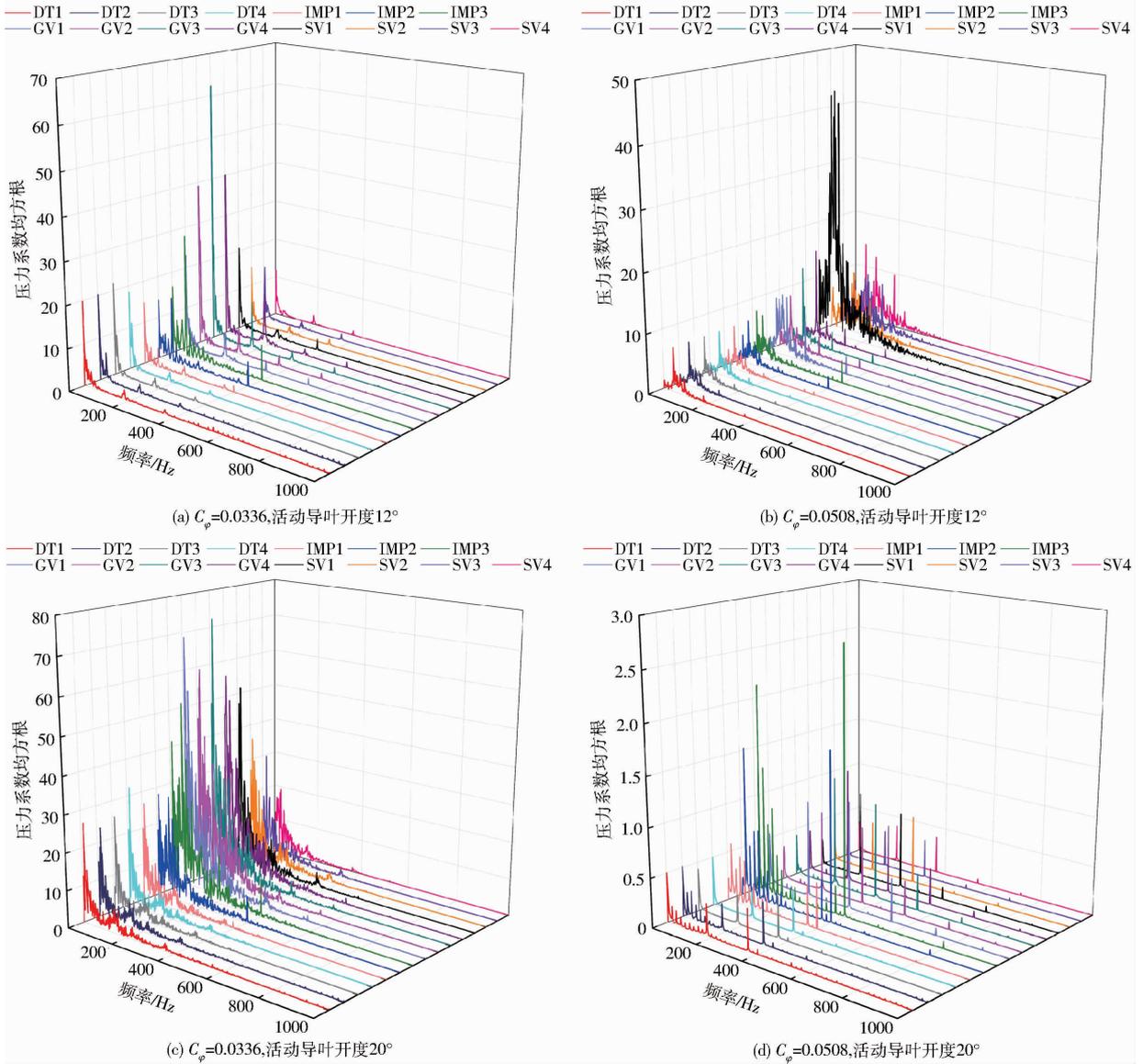


图 9 不同工况下各监测点频域图

Fig. 9 Frequency-domain plots of monitored pressure under different discharge conditions

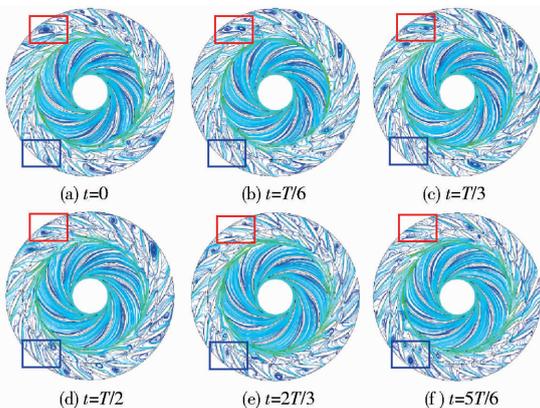


图 10 一个转轮周期内不同时刻下内部流线图

Fig. 10 Internal flow regime at different times in a period

态的漩涡生成。蓝色框内的流道从没有漩涡的状态变为存在 2 个漩涡,这些导叶流道内存在漩涡从生成到消失的周期性变化。还有部分流道内的漩涡始终存在,流道始终被漩涡堵塞,恶化的流态不仅会导

致水力损失增加,还会引起压力脉动,这是形成复杂低频的原因。

4 结论

(1) 水泵水轮机泵工况非设计工况下,流态的影响因素非常复杂,固定部件(尾水管、活动导叶,固定导叶)中的流动主要受到转轮转动的影响;转动部件(转轮)中的流动除了受到转轮转动的影响外,还受到导叶与转轮间动静干涉的影响。

(2) 扬程在运行过程中也存在着明显的脉动,这将对机组运行的稳定性产生影响。导叶开度相同时,扬程脉动值会随着流量的变化而改变,内部流动稳定流态顺畅的工况其扬程脉动值较小,内部流动紊乱并有大量涡结构生成的工况其扬程脉动值较大,因此扬程脉动是衡量水泵水轮机泵工况运行稳定性的重要参数。

(3)活动导叶作为导流机构,对流动存在干涉,小流量下活动导叶开度小时和大流量下活动导叶开度大时压力脉动较小,扬程波动也小,流动平稳;小流量下活动导叶开度大时和大流量下活动导叶开度

小时受到许多低频的影响,频率成分比较复杂,压力脉动幅值较大,扬程波动也大,内部流动紊乱,导致运行稳定性较差。因此,在对运行稳定性的影响上,流量与活动导叶开度之间具有一定的匹配关系。

参 考 文 献

- 1 TAGARE D M. Electricity power generation; the changing dimensions[M]. New York: John Wiley & Sons, 2011: 1-14.
- 2 张兰金, 王正伟, 常近时. 混流式水泵水轮机全特性曲线 S 形区流动特性[J]. 农业机械学报, 2011, 42(1): 39-43.
ZHANG Lanjin, WANG Zhengwei, CHANG Jinshi. Flow of pump-turbine on S-shaped region of complete characteristics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(1): 39-43. (in Chinese)
- 3 程雄, 李刚, 程春田, 等. 含混合式抽水蓄能电站的梯级水电站群调度规则建模方法[J]. 水利学报, 2013, 44(4): 388-397.
CHENG Xiong, LI Gang, CHENG Chuntian, et al. Modeling method of operation rules on cascade hydroelectric plants with hybrid pumped storage power station[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2013, 44(4): 388-397. (in Chinese)
- 4 ZOBEIRI A, KUENY J L, AVELLAN F. Pump-turbine rotor-stator interactions in generating mode: pressure fluctuation in distributor channel[C]//23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2006.
- 5 杨建东, 曾威, 杨威嘉, 等. 水泵水轮机飞逸稳定性及其与反 S 特性曲线的关联[J]. 农业机械学报, 2015, 46(4): 59-64.
YANG Jiandong, ZENG Wei, YANG Weijia, et al. Runaway stabilities of pump-turbines and its correlations with S characteristic curves[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(4): 59-64. (in Chinese)
- 6 姚泽, 支发林, 阎宗国, 等. 下迷宫压力脉动对抽水蓄能机组稳定性的影响分析[J]. 农业机械学报, 2014, 45(11): 134-138.
YAO Ze, ZHI Falin, YAN Zongguo, et al. Influence analysis of lower labyrinth pressure pulsation for stability of pumped-storage unit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(11): 134-138. (in Chinese)
- 7 陈乃祥, 张扬军, 屠明奇, 等. 抽水蓄能电站中水力干扰下的过渡过程及其稳定问题的研究[J]. 水利学报, 1996, 27(10): 68-74.
CHEN Naixiang, ZHANG Yangjun, TU Mingqi, et al. Study on transients and its stability in pumped storage power station under hydraulic turbulence[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1996, 27(10): 68-74. (in Chinese)
- 8 王乐勤, 刘锦涛, 张乐福, 等. 活动导叶开度对水泵水轮机泵工况的影响研究[J]. 水力发电学报, 2012, 31(2): 222-227.
WANG Leqin, LIU Jintao, ZHANG Lefu, et al. Study of pump-turbine's pumping mode at different openings of guide vane[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2012, 31(2): 222-227. (in Chinese)
- 9 GUO L, LIU J T, WANG L Q, et al. Pressure fluctuation propagation of a pump turbine at pump mode under low head condition[J]. Science China Technological Sciences, 2014, 57(4): 811-818.
- 10 BRAUN O, KUENY J L, AVELLAN F. Numerical analysis of flow phenomena related to the unstable energy-discharge characteristic of a pump-turbine in pump mode[C]//ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2005: 1075-1080.
- 11 TAO R, XIAO R F, YANG W, et al. Interaction effects on the unstable discharge-energy characteristic of pump-turbine in pump mode[C]//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2013, 52(5): 052025.
- 12 SUN Y, ZUO Z, LIU S, et al. Distribution of pressure fluctuations in a prototype pump turbine at pump mode[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2014, 6(1): 174-183.
- 13 王乐勤, 刘锦涛, 张乐福, 等. 水泵水轮机泵工况小流量波动特性[J]. 浙江大学学报:工学版, 2011, 45(7): 1239-1243.
WANG Leqin, LIU Jintao, ZHANG Lefu, et al. Low flow's fluctuation characteristics in pump-turbine's pump mode[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2011, 45(7): 1239-1243. (in Chinese)
- 14 王福军. 流体机械旋转湍流计算模型研究进展[J]. 农业机械学报, 2016, 47(2): 1-14.
WANG Fujun. Research progress of computational model for rotating turbulent flow in fluid machinery[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2): 1-14. (in Chinese)
- 15 肖若富, 孙卉, 刘伟超, 等. 预开导叶下水泵水轮机 S 特性及其压力脉动分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(8): 174-179.
XIAO Ruofu, SUN Hui, LIU Weichao, et al. Analysis of characteristics and its pressure pulsation of pump-turbine under pre-opening guide vanes[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(8): 174-179. (in Chinese)
- 16 肖若富, 陶然, 王维维, 等. 混流泵叶轮反问题设计与水力性能优化[J]. 农业机械学报, 2014, 45(9): 84-88.
XIAO Ruofu, TAO Ran, WANG Weiwei, et al. Inverse design and hydraulic optimization of mixed-flow pump impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(9): 84-88. (in Chinese)
- 17 MENTER F R, KUNTZ M, LANGTRY R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model[J]. Turbulence, Heat and Mass Transfer, 2003(4): 625-632.
- 18 SPALART P R. Detached-eddy simulation[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2009, 41: 181-202.
- 19 ROLLET M P, LAURENCE D, FERZIGER J. LES and RANS of turbulent flow in tube bundles[J]. Internal Journal of Heat and Fluid Flow, 1999, 20(3): 241-254.
- 20 FEIZ A A, OULD R M, LAURIAT G. Large eddy simulation of turbulent flow in a rotating pipe[J]. Internal Journal of Heat and Fluid Flow, 2003, 24(3): 412-420.
- 21 MENTER F R. Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows[C]//23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics, and Lasers Conference, AIAA-93-2906, 1993.