

文章编号:1673-9469(2021)04-0094-08

DOI:10.3969/j.issn.1673-9469.2021.04.014

基于CFD的水泵水轮机压力脉动分析

赵卫国, 王文广, 王利英*, 张凯, 曹庆皎

(河北工程大学 水利水电学院, 河北 邯郸 056021)

摘要: 针对水泵水轮机的压力脉动问题, 采用计算流体力学进行了全流道数值分析。在活动导叶以及转轮之间的无叶区沿圆周方向设置61个监测点, 并且对水轮机工况以及水泵工况分别采取不同工况进行压力脉动分析, 对比分析不同工况的流场与压力脉动之间的联系。结果表明, 水轮机工况以及水泵工况无叶区压力在时空尺度上均呈现周期性分布, 水轮机工况压力分布主要由转轮叶片所决定, 水泵工况压力脉动主要由活动导叶决定。水泵工况压力脉动强于水轮机工况。

关键词: 水泵水轮机; 压力脉动; 流场分析; 数值模拟

中图分类号: TV743

文献标识码: A

Analysis of Pressure Pulsation of Pump Turbine Based on CFD

ZHAO Weiguo, WANG Wenguang, WANG Liying*, ZHANG Kai, CAO Qingjiao

(School of Water Conservancy and Hydropower, Hebei University of Engineering, Handan, Hebei 056001, China)

Abstract: Aiming at the pressure pulsation of water pump turbines, computational fluid dynamics (CFD) was used to carry out the numerical analysis of the whole flow channel. 61 monitoring points were set up along the circumferential direction in the bladeless area between the movable guide vanes and the runners, and the pressure fluctuations in different working conditions of the hydraulic turbine working conditions and the water pump working conditions was analyzed. The relationship between the flow field and pressure pulsation under different working conditions was analyzed. The results show that the pressure in the bladeless zone of the hydraulic turbine working condition and the pump working condition presents a periodic distribution on the time and space scale. The pressure distribution of the hydraulic turbine working condition is mainly determined by the runner blades, and the pressure pulsation of the pump working condition is mainly determined by the movable guide vanes. The pressure pulsation of the pump working condition is stronger than that of the hydraulic turbine working condition.

Key words: pump turbine; pressure fluctuation; flow field analysis; numerical simulation

随着我国清洁能源技术的发展, 抽水蓄能电站的建设成为水利行业的重点发展对象。近年来, 由于水泵水轮机单机容量以及转轮尺寸的不断增大, 水泵水轮机运行过程中产生的压力脉动现象愈发严重。当机组产生压力脉动时, 易导致机组振动加剧、产生噪音、导致叶片开裂、复荷摆动。

对于旋转机械的压力脉动问题, 周佩剑等^[1]对离心泵旋转失速进行研究, 解释了旋转失速团的生成及演变; 徐洪泉等^[2]对水泵水轮机无叶区压力脉动产生机理进行研究。得出无叶区压力脉

动幅值大于其他位置、水轮机工况压力脉动幅值大于水泵工况、水泵水轮机在水轮机工况压力脉动幅值大于常规混流式水轮机等规律性特征; Staubli T等^[3]分析无叶区转轮出流, 得出流量下降, 导致了涡结构和旋转失速更为严重, 增大能量损失, 从而使得S特性曲线的出现; 韩冬冬等^[4]对水轮机工况内部流场及压力脉动特性进行研究, 得出空载等低负荷工况下, 活动导叶出口出现射流, 使得导叶与转轮之间流场恶化以及转轮叶片进水边附近产生涡结构, 并且随负荷增加而缓解;

收稿日期: 2021-07-01

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(12072098, 11972144)

作者简介: 赵卫国(1977-), 男, 河北邢台人, 博士, 教授, 从事水力机械性能分析方面的研究。

* 通讯作者: 王利英(1978-), 女, 河北石家庄人, 博士, 教授, 从事水力机械性能分析方面的研究。

周勤等^[5]对水泵水轮机甩负荷过渡过程中的压力脉动和转轮受力情况进行分析,得出甩负荷过程中,转轮进口回流加大了无叶区内流体的湍动能,导致压力脉动增大。

当前研究主要是研究水轮机工况或者是水泵工况,并没有将水轮机工况与水泵工况进行对比分析。因此,本文使用 SST $k-\omega$ 模型对水泵水轮机进行全流道三维数值模拟,分别对水轮机工况和水泵工况进行计算,重点分析了活动导叶与转轮无叶区流道内的压力脉动情况。

1 计算模型与湍流模型

1.1 计算模型

本次试验采用某水泵水轮机的全流道模型,其具体几何参数如表 1 所示。模型机额定水头 30 m,导叶开度 22 mm,单位流量 0.628 m³/s,单位转速 59.67 r/s,水轮机设计工况效率 92%。

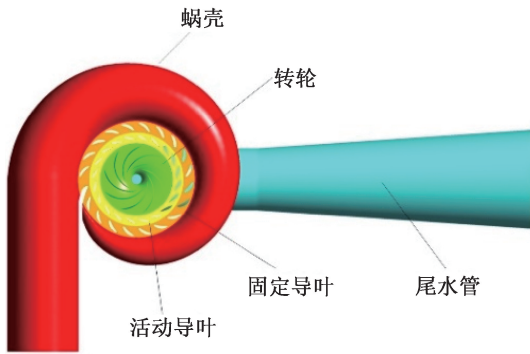


图 1 水泵水轮机模型图

Fig. 1 Model drawing of pump turbine

建模方法:水泵水轮机模型的水体结构由蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮、尾水管五个部件组成^[6]。采用三维实体造型软件 Solidworks 对蜗壳、固定导叶、活动导叶和尾水管进行造型,利用流线法将转轮叶片截取 5 条流线,根据投影法得到转轮上冠面与下环面的流线,将保存文件导入 Bladegen 重整自动生成转轮几何模型,利用模块端口传递性将模型导入三维造型软件,旋转阵列

得到转轮三维实体模型,将水泵水轮机模型各部件进行装配,最后得到水泵水轮机三维实体模型(图 1)。

表 1 模型参数表

Tab. 1 Model parameter table

模型参数	数值
固定导叶数(Z_1)	20
活动导叶数(Z_2)	20
转轮叶片(Z_3)	9
导叶高度/mm	66.72
转轮进口直径/mm	450
转轮出口直径/mm	300
蜗壳进口直径/mm	315
尾水管出口直径/mm	600

1.2 网格无关性

运用 Ansys icem 对蜗壳、固定导叶、活动导叶、尾水管进行全六面体网格划分,运用 Turbogrid 对转轮进行六面体网格划分,最后将各部件网格导入 Ansys icem 进行网格组装,即可得到水泵水轮机整体网格,整体性网格以及转轮叶片网格如图 2 所示。

为了验证网格无关性,对其进行多组全六面体网格划分并比较,网格质量均在 0.3 之上,能够满足模拟条件。在水轮机设计工况下进行效率检验,测得结果如图 3 所示,当数值模拟效率与设计工况效率误差小于 3% 时。最后选择网格方案如表 2 所示。

1.3 湍流模型

SST $k-\omega$ 模型结合了 Wilcox $k-\omega$ 模型和标准 $k-\varepsilon$ 模型的优势,SST $k-\omega$ 模型在近壁区采用 Wilcox $k-\omega$ 模型、在自由剪切层采用 $k-\varepsilon$ 模型^[7],因此采用 SST $k-\omega$ 模型用于本文模拟计算^[8-9]。

SST $k-\omega$ 模型基本输运方程^[10-11]为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (1)$$

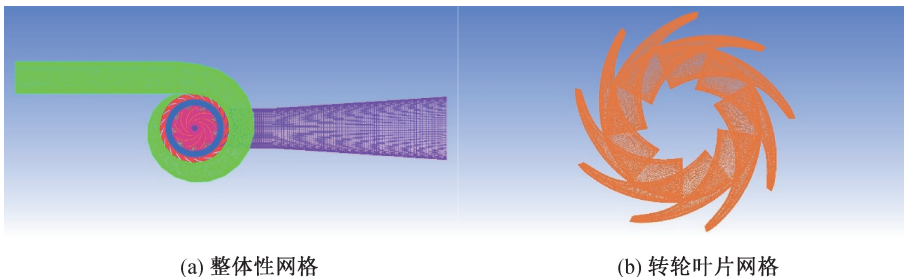


图 2 网格细节图

Fig. 2 Grid detail

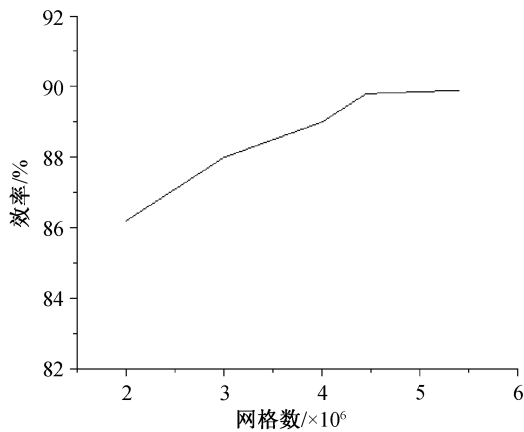


图3 网格无关性验证

Fig. 3 Grid independence validation

表2 网格数量介绍

Tab. 2 Introduction to Grid Quantity

部件	网格数量
蜗壳	634 220
固定导叶	73 964
活动导叶	79 176
转轮	321 884
尾水管	442 520
合计	4 441 764
尾水管	442 520
合计	4 441 764

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \rho \frac{1}{\omega \sigma_{\omega 2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2)$$

式中:

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (3)$$

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (4)$$

式中: k 为湍动能; ω 为比耗散率; ρ 为液体密度; μ 为流体动力粘度; μ_t 为湍动粘度; β^* 为经验系数, 取 0.09; a_1 为经验系数, 取 0.31; u_i 为时均速度, u_i 为绝对速度, P_k 为由于粘性力引起的湍流生成项; F_1 为混合模型在近壁区取 1, 在远离近壁区取 0; F_2 也是混合函数, 在边界层内为 1, 在剪切层为 0^[7]。

由于式(1)和式(2)是通过混合函数将 Wilcox $k-\omega$ 模型和标准 $k-\varepsilon$ 模型结合在一起, 因此, 始终

带有下标 3 的各个常数(例如通用常数 φ), 按照公式(5)计算:

$$\varphi_3 = F_1 \varphi_1 + (1 - F_1) \varphi_2 \quad (5)$$

本文采用压力系数 C_p 表示压力脉动变化情况, 压力系数按照公式(6)计算:

$$C_p = \frac{P - \bar{P}}{0.5\rho u^2} \quad (6)$$

式中: P 为压力, \bar{P} 为平均压力, ρ 为密度, u 为叶轮角速度。

2 全流道数值计算

根据综合特性曲线可得, 水轮机工况额定转速为 1 200 r/min, 水泵工况额定转速为 1 500 r/min, 因此在水轮机工况选取模拟转速为 1 200 r/min, 水泵工况选取模拟转速为 1 500 r/min。为分析不同流量对水泵水轮机压力脉动的影响^[12-13], 选取 5 种水轮机工况和 4 种水泵工况运用 Ansys Fluent 软件进行数值模拟分析, 如表 3 所示。

表3 工况选择表 (单位: m³/s)

Tab. 3 Condition selection table

水轮机工况(1 200 r/min)		水泵工况(1 500 r/min)	
工况一	0.100	工况六	1.250
工况二	0.628	工况七	1.368
工况三	0.790	工况八	1.480
工况四	0.915	工况九	1.710
工况五	1.100		

2.1 边界条件和时间步长设置

进口条件: 在水轮机工况下, 设置蜗壳进口边界给定速度为 U_1 , 并且假定进口速度垂直于进口断面。在水泵工况下, 设置尾水管进口边界速度为 U_2 , 并且假定速度垂直与进口断面。

出口条件: 因出口速度和压力未知, 水轮机工况和水泵工况的出口都设为自由出流边界。

固壁条件: 在固壁区采用无滑移边界条件, 并在近壁区采用标准壁面函数。

动静干涉面设置: 将活动导叶域与转轮域、转轮域与尾水管域的相交界面设定为滑移界面, 用以连接静止、转动、静止三个计算域。

时间步长设置: 为验证时间步长可行性, 本文采用水轮机工况为 1 200 r/min 时, 转轮旋转 2° ($T=0.000\ 277\ 78\ s$) 为一个时间步长进行计算。因此本文采用 $T=0.000\ 277\ 78\ s$ 为一个时间步长^[14]。

2.2 监测点的布置

为分析转轮压力变化情况,在转轮与活动导叶之间的无叶区设置了 61 个监测点,从 X 轴负方向沿顺时针按照每 2° 设置一个监测点,总共 61 个监测点,共覆盖 3 个转轮叶片也就是 120°。监测点如图 4 所示。

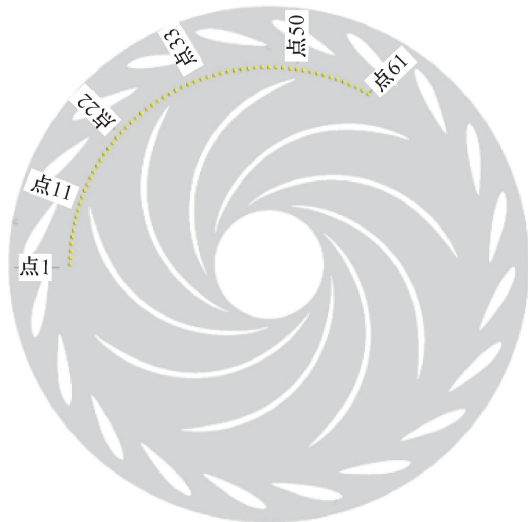


图 4 监测点布置图
Fig. 4 Layout of monitoring points

3 结果分析

3.1 水轮机工况结果分析

由于篇幅有限,图 5 仅列出了工况五具有代表性的计算步(880~900 步)的圆周方向上各时间步的压强值,其他工况变换规律相似。图 6 和图 7 表示在 850 步和 900 步压强的极大值以及极小值的位置,其他工况各时间步呈现相似结果。

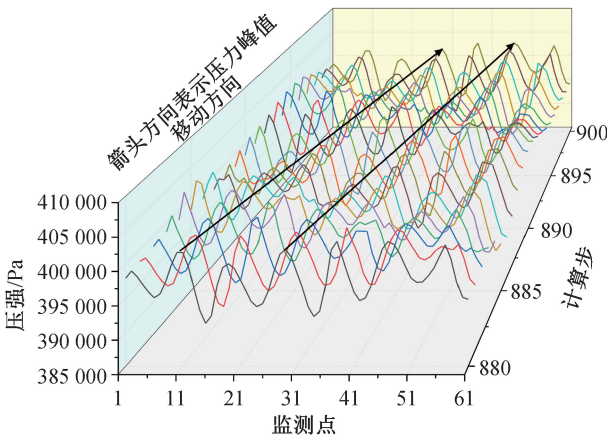


图 5 圆周压强变化图
Fig. 5 Circumferential pressure changes

由图 5 可知,从第 880 至第 900 时间步发现,圆周方向上,各时间步压强始终呈现 3 个周期且压

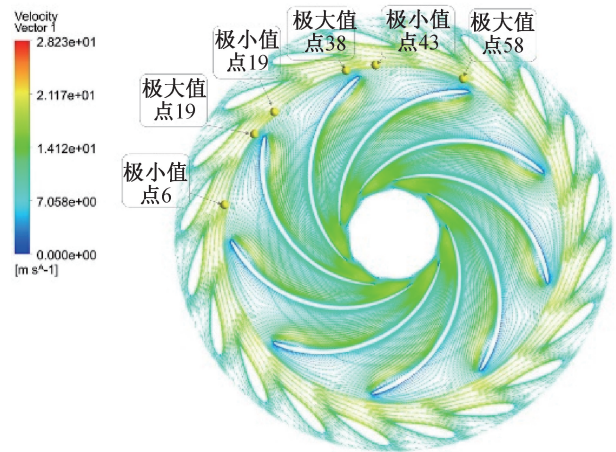


图 6 流速变化图
Fig. 6 Velocity variation diagram

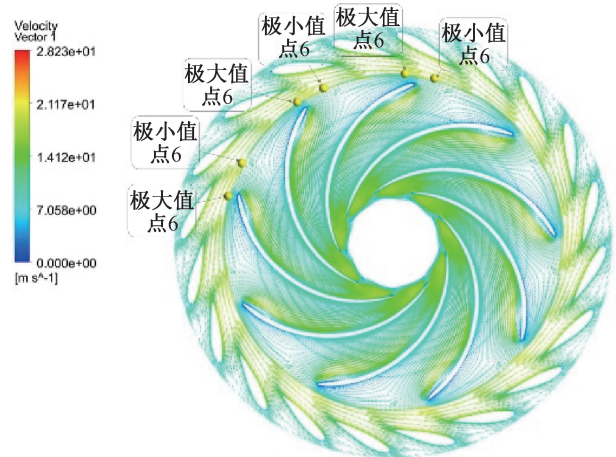


图 7 流速变化图
Fig. 7 Velocity variation diagram

强峰值位置随时间发生改变。由图 6 和图 7 可知,压强最大值始终出现在活动导叶内侧并且靠近转轮叶片凸面顶端^[15],压强最小值始终出现在活动导叶外侧并且靠近转轮叶片凹面。这是由于水通过活动导叶时,受导叶作用向外侧转向,使得活动导叶外侧区域压强较大,内侧区域压强较小。随着水流延伸,会在叶片进口水流受到压迫导致流速减小,压力增大;监测点与转轮叶片顶端距离较近,因此监测点压力会受到转轮叶片影响,靠近叶片顶端距离较近时压力较大,远离叶片时压力较小。

图 8 为在不同水轮机工况下活动导叶与转轮之间无叶区 26 号监测点在不同工况下的压力脉动时域图。由图可知,在不同流量工况下压力系数随时间始终呈现周期性变化,转轮每旋转一圈呈现 9 个周期与转轮叶片数所对应。大流量工况和额定工况周期性明显,小流量工况周期性较差,这

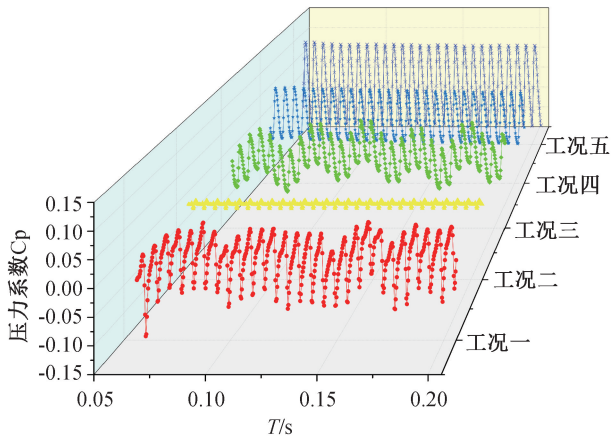


图8 水轮机工况时域图

Fig. 8 Time domain diagram of turbine working conditions

是由于小流量工况水流在固定导叶内分布不均,随着水流向后延伸会导致转轮内部产生旋转失速现象,从而产生较大的压力脉动。大流量工况转轮叶片之间水流分布较为均匀,但是各转轮叶道之间会产生均匀分布的涡结构,从而使得无叶区产生较大的压力脉动。

图9为不同水轮机工况下,活动导叶与转轮之间无叶区的频域分布情况,水轮机工况转频 $f_r = 20$ 。各工况的频率主要是转频及其倍频 ($2f_r$ 、 $3f_r$ 、 $4f_r$),各监测点的频域特性均相似且脉动幅值随频率增大而减小,主要频率位置均相同,这是由于转轮与活动导叶的动静干涉所引起的。在工况一出

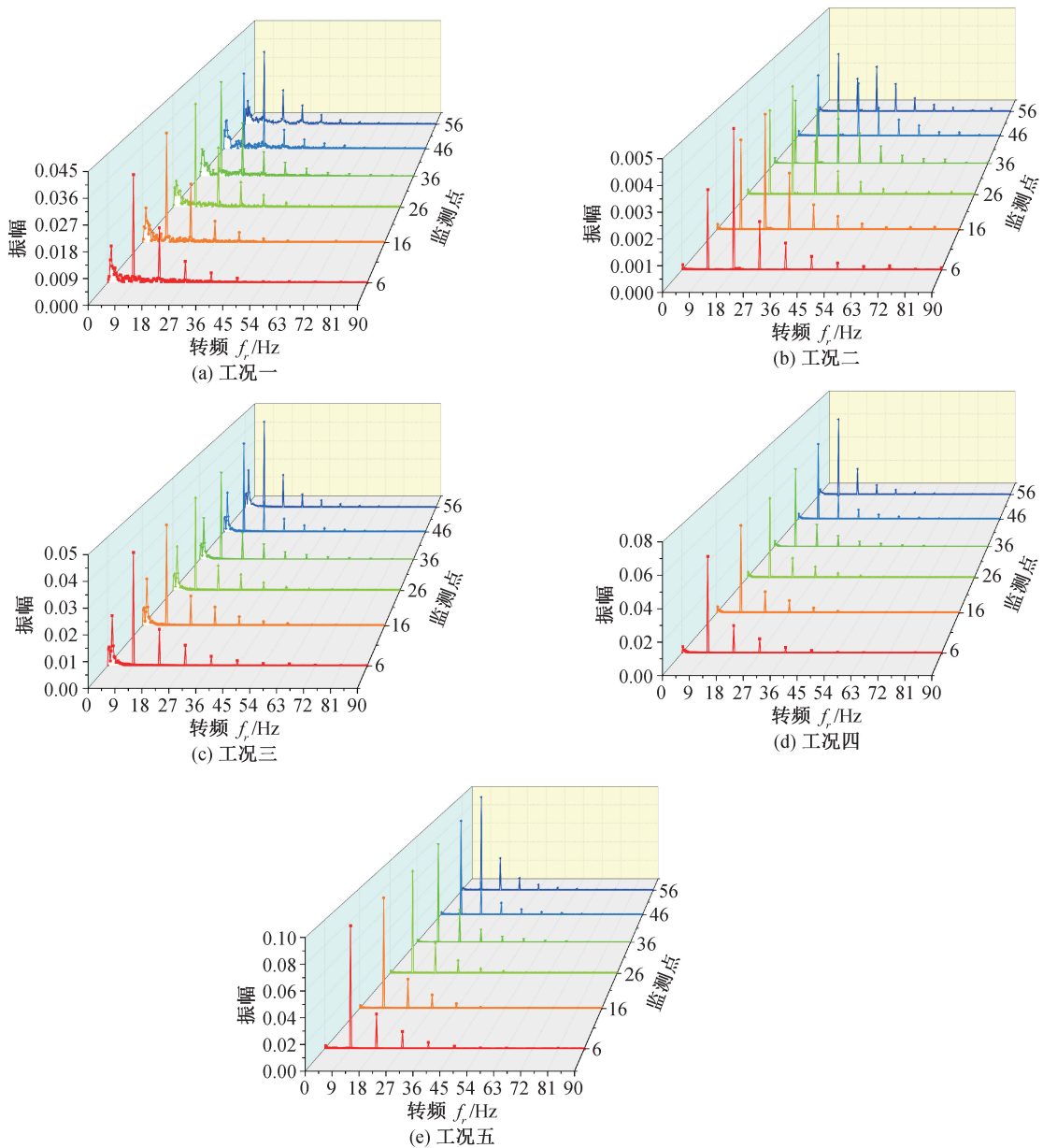


图9 水轮机工况频域图

Fig. 9 Frequency domain diagram of turbine working conditions

现较多的低频现象,所有监测点均出现 $0.7f_r$ 低频,46 号、56 号监测点还出现 $0.3f_r$ 低频。 $0.7f_r$ 低频脉动是由于旋转失速现象而产生, $0.3f_r$ 低频脉动是由于尾水管涡带而产生。大流量工况未产生低频现象,但是主频的振幅较大,因此也会引起较大的压力脉动。

3.2 水泵工况结果分析

由于篇幅有限,图 10 仅列出工况七具有代表性的计算步(880~900 步)在圆周方向上各时间步的压强值,其他工况变换规律相似。图 11 和图 12 列出 900 步时圆周方向上监测点的峰值,其他工况结果相同。

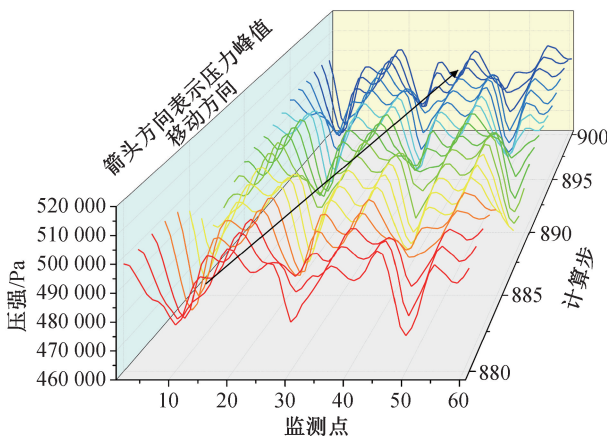


图 10 圆周压强变化图

Fig. 10 Circumferential pressure changes

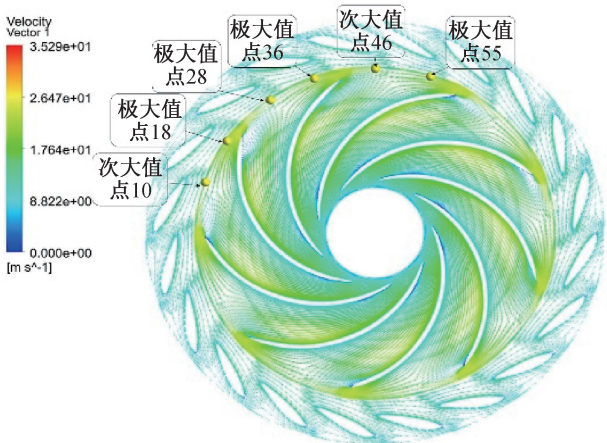


图 11 流速变化图

Fig. 11 Velocity variation diagram

由图 10 可知,从第 880 至第 900 时间步发现,圆周方向上,各时间步压强始终呈现 3 个周期,且压强峰值位置随时间发生改变。由流速图 11 和图 12 可以看出,压强极大值始终靠近转轮叶片凸面顶端,并且靠近活动导叶内侧面;压强最小值始终

靠近活动导叶外侧面,且处于两个转轮叶片中部位位置。这是由于水流在经过转轮叶片尾端会产生回流,且水流受到活动导叶压迫转向使得内侧面压强大于外侧压强,从而造成压力分布不均。

由图 13 可知,在水泵工况,各监测点压强随时间始终呈现周期性变化,两个波峰间隔时间与单个转轮叶片转动时间相等,并且大流量工况周期性优于小流量工况,这是由于小流量工况,转轮内部各叶片之间水流分布不均,随着水流向后延伸从而造成圆周方向上各点压强分布不均。大流量工况转轮内部水流分布均匀,但是由于流量过大,导致内部产生对称涡流使得圆周方向上各点压强分布不均,但是每个转轮叶片周围压力分布相似,因此大流量工况周期性优于小流量工况。结果表明,在偏离较优工况压力脉动逐渐增大,小流量工况压力脉动强于大流量工况。

图 14 为水泵工况活动导叶与转轮之间无叶区

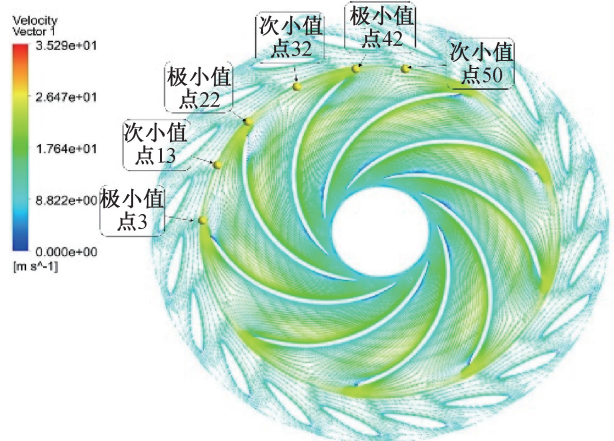


图 12 流速变化图

Fig. 12 Velocity variation diagram

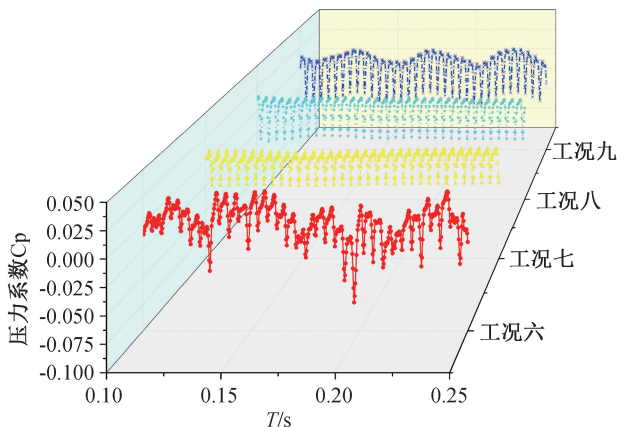


图 13 水泵工况时域图

Fig. 13 Time domain diagram of water pump working conditions

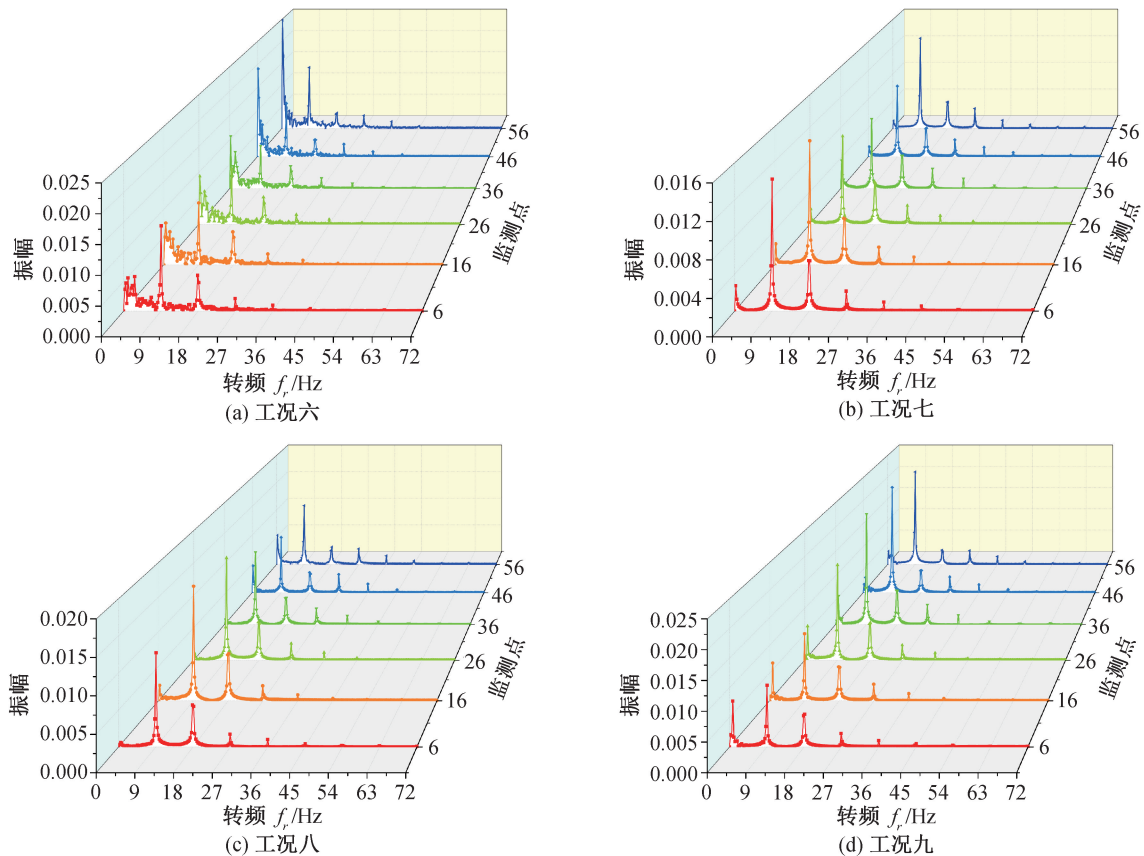


图 14 水泵工况频域图

Fig. 14 Frequency domain diagram of water pump working condition

压力脉动频域特性图,水泵工况的转频 $f_r=25$ 。可以看出每个工况各监测点频域特性相似,各工况频率幅值随着频率增大而减小。主要频率均为转频及其倍频(f_r 、 $2f_r$ 、 $3f_r$ 、 $4f_r$)与水轮机工况相似。小流量工况产生较多低频且幅值增大,高频幅值逐渐减小,这是由于小流量工况发生旋转失速现象代替动静干涉成为压力脉动的主要来源^[17]。大流量工况主频为叶频,次频转频及两倍转频^[18],这表明大流量工况的压力脉动主要来源于动静干涉。

4 结论

1) 水轮机工况,无叶区压强分布主要由活动导叶出流所决定,转轮扰流也会产生一定影响;水泵工况,无叶区压强分布主要由转轮叶片所决定。圆周方向上的压强均呈现周期性变化,并且周期性始终与转轮叶片个数相等。

2) 水轮机工况以及水泵工况主要频率均为转频及其倍频,且振幅随着频率增大而逐渐减小。在偏离较优工况时,压力脉动振幅逐渐增大,极端工况振幅达到较优工况的 20 倍。在稳定运行工

况,水泵工况压力脉动强于水轮机工况。

参考文献:

- [1] 周佩剑,王福军,姚志峰. 离心泵叶轮旋转失速团特性分析[J]. 水利学报,2015,46(9):1128-1134.
- [2] 徐洪泉,陆力,王万鹏,等. 水泵水轮机无叶区压力脉动产生机理研究[J]. 中国水利水电科学研究院学报,2020,18(4):248-256.
- [3] STAUBLI T, SENN F, SALLABERGER M. Instability of Pump-turbines during Start-up in the Turbine Mode [C]// Ljubljana, Slovenia: Proceedings of Hydro, October, 2010:6-8.
- [4] 韩冬冬,于凤荣,张思青. 水泵水轮机水轮机工况全流道三维非定常数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2017,35(4):325-332.
- [5] 周勤,夏林生,张春泽,等. 水泵水轮机甩负荷过渡过程中的压力脉动和转轮受力[J]. 水利学报,2018,49(11):1429-1438.
- [6] 张震. 水泵水轮机 MGV 装置协联及性能研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2017.
- [7] 王福军. 水泵与泵站流动分析方法[M]. 北京:中国水利水电出版社.
- [8] 钱忠东,陆杰,郭志伟,等. 水泵水轮机在水轮机工况下压力脉动特性[J]. 排灌机械工程学报,2016,34(08):

- 672-678.
- [9]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(01): 39-43+73.
- [10]李仁年,谭海燕,李琪飞,等. 低水头下水泵水轮机水轮机工况压力脉动研究[J]. 水力发电学报, 2015, 34(08):85-90.
- [11]MENTER F R . Two-equation Eddy-viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [J]. Aiaa Journal, 1994, 32(8):1598-1605.
- [12]王李科,廖伟丽,卢金玲,等. 基于弱可压缩的水泵水轮机S区压力脉动分析[J]. 水力发电学报, 2017, 36(06):69-78.
- [13]朱迪,肖若富,陶然,等. 水泵水轮机泵工况非设计工况流态与压力脉动分析[J]. 农业机械学报, 2016, 47(12):77-84.
- [14]石祥钟,滕忠雪,王思恒,等. 混流水轮机导叶出口流场的压力脉动数值分析[J]. 水利水电技术, 2013, 44(10):99-102.
- [15]GUO Lei, LIUJintao, WANGLeqin, et al. Pressure Fluctuation Propagation of a Pump Turbine at Pump Mode Under Low Head Condition [J]. Science China (Technological Sciences), 2014, 57(04):811-818.
- [16]高峰. 高水头混流式水泵水轮机无叶区压力特征分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2014.
- [17]张春泽,夏林生,刁伟,等. 水泵水轮机泵工况旋转失速压力脉动特性及转动机理[J]. 水利学报, 2017, 48(07):837-845.
- [18]李萍,宁楠. 多工况下高水头水泵水轮机压力脉动特性分析[J]. 水电能源科学, 2019, 37(05):137-140.

(责任编辑 周雪梅)

(上接第27页)

- [7]KIYOTA T, SATO T, KOSEKI J, et al. Behavior of Liquefied Sands under Extremely Large Strain Levels in Cyclic Torsional Shear Tests[J]. Soils and Foundations, 2008, 48(5):727-739.
- [8]张建民,王刚. 砂土液化后大变形的机理[J]. 岩土工程学报, 2006, 28(7):835-840.
- [9]CHIARO G, SATO T, KIYOTA T, et al. Effect of Initial Static Shear Stress on the Undrained Cyclic Behavior of Saturated Sand by Torsional Shear Loading[J]. Journal of Guizhou Tea, 2011.
- [10]庄海洋,胡中华,王瑞,等. 饱和南京细砂初始液化后特大流动变形特性试验研究[J]. 岩土工程学报, 2016, 38(12):2164-2174.
- [11]SENTO N, KAZAMA M, UZUOKA R, et al. Possibility of Postliquefaction Flow Failure Due to Seepage [J]. Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, 2004, 130(7):707-716.
- [12]YOSHIMINE M, NISHIZAKI H, AMANO K, et al. Flow Deformation of Liquefied Sand under Constant Shear Load and Its Application to Analysis Of Flow Slide of Infinite Slope[J]. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2006, 26(2-4):253-264.

(责任编辑 周雪梅)