

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.06.039

不同导叶开度水泵水轮机在水轮机模式非设计条件下瞬态流动特性研究

李琪飞^{1,2} 唐红强¹ 牟旭¹ 李占勇¹ 余孟明¹

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050; 2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 兰州 730050)

摘要: 水泵水轮机在水轮机模式非设计条件下将导致机组流动不稳定性的发生。为了研究机组在水轮机模式非设计条件运行流动不稳定性产生的影响,基于 SST $k-\omega$ 湍流模型,对导叶开度 11、33、45 mm 下机组在 4 种典型非设计工况下非定常流动的产生和演化机理以及无叶区 (VS) 压力脉动特性进行了数值研究。研究结果表明:在异常小导叶开度 (G11) 下转轮出口区域受到尾水管回流的扰动较大,随导叶开度的增大对这种扰动作用逐渐减弱。叶道涡及流动分离现象均随导叶开度的增大呈减弱趋势。高湍动能 (TKE) 区在水轮机小流量工况及飞逸工况下分布范围较大,制动工况下主要分布于无叶区及转轮叶片出口处。异常小导叶开度下 4 种工况尾水管区域均有涡带产生,且涡核分布紧密,随导叶开度的增大涡核分布显著减弱;大流量工况主要为中心涡带,随机组流量的减小涡核分布在管壁侧逐渐增强。异常小导叶开度下无叶区压力脉动低频分量 (LFC) 和高频低幅分量 (HF-LAC) 极小,在较大导叶开度下飞逸工况下 BPF 分量和低频分量共同成为无叶区压力脉动的主频。异常小导叶开度下各流域流动结构相较于较大导叶开度具有显著的特殊性,对无叶区压力脉动影响显著。

关键词: 水泵水轮机; 非设计工况; 导叶开度; 压力脉动

中图分类号: TK734

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2025)06-0422-12

OSID:



Transient Flow Characteristics in Turbine Mode of Pump – Turbine with Different Guide Vanes Opening under Off-design Conditions

LI Qifei^{1,2} TANG Hongqiang¹ MU Xu¹ LI Zhanyong¹ SHE Mengming¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems, Gansu Province, Lanzhou 730050, China)

Abstract: In order to study the influence of flow instability under off-design operating conditions, based on the SST $k-\omega$ turbulence model, the generation and evolution mechanism of unsteady flow and the pressure pulsation characteristics of the vaneless space (VS) were studied under four off-design operating conditions with three guide vane openings (GVO). The results showed that under the exceptionally small GVO (G11), the disturbance from the backflow of the tailwater pipe in the outlet area of the impeller was significant. With the increase of the GVO, the influence of this disturbance was gradually decreased. The phenomenon of blade vortex and flow separation also showed a decreasing trend with the increase of the GVO. The high turbulent kinetic energy (TKE) zone was mainly distributed in the upper reaches of the runner blade channel and the VS, the turbulent kinetic energy distribution zone was large under the turbine under low flow and runaway conditions, and the TKE zone was mainly distributed in the VS and the runner blade outlet under braking conditions. At small blade opening angles, vortices were generated under all four operating conditions, and the vortex core distribution was dense. As the blade opening angle was increased, the distribution of vortex cores was significantly weakened. Under the high flow condition, vortices mainly appeared in the form of central vortex bands, and as the random group flow rate was decreased, the distribution of vortex cores was gradually strengthened on the pipe wall side. Under abnormally small GVO, the low-frequency component (LFC) and high frequency – low amplitude component (HF-LAC) of the pressure pulsation in the VS were extremely minimal. Under the off-design condition with large opening, the BPF component and LFC jointly became the dominant frequency of the

收稿日期: 2024-03-15 修回日期: 2024-05-10

基金项目: 国家自然科学基金项目 (52066011)

作者简介: 李琪飞 (1975—), 男, 教授, 博士, 主要从事流体机械流动理论研究, E-mail: lqfy@lut.cn

pressure pulsation in the VS. Under abnormally small GVO, the flow structures in each flow domain had significant specificity compared with that under the large GVO, significantly impacting the pressure pulsation in the VS.

Key words: pump turbine; off-design conditions; guide vane opening; pressure pulsation

0 引言

抽水蓄能电站是新型电力系统的重要调节手段,水泵水轮机非设计工况运行更加复杂,不可避免地经历更多的过渡过程,与水泵水轮机机组的安全稳定运行息息相关^[1-3]。因而在抽水蓄能电站的设计开发和制造阶段需要对水泵水轮机非设计工况和过渡过程的流动不稳定性加以考虑。众多学者对可逆式水泵水轮机的流动不稳定性进行了深入研究^[4-20],但机组在非设计工况流动不稳定性的成因和演化机制尚不完全清楚,大量研究认为“S”特性与机组流动区域中不同二次流结构的发展以及由此产生的水力损失密切相关,普遍认为无叶区(VS)是机组流动不稳定的主要来源。活动导叶直接控制着水流量及水流进入转轮的角度,影响无叶区范围。

导叶开度(GVO)的变化可能导致不同的水力损失机制,为深入了解导叶开度对机组不同工况非定常流动的产生及演化机制,本文在4种不同典型区域工况对可逆式水泵水轮机进行三维数值研究。在水轮机大流量工况(大流量、低转速)、水轮机小流量工况(高转速、小流量)、飞逸工况及制动工况区域的4个工况点,和开度11(异常小开度)、33、45 mm下,对相应工况下机组转轮流域、尾水管流域及无叶区压力脉动特性进行研究。

1 研究对象及数值方法

1.1 研究对象

本文所选研究对象是某抽水蓄能电站水泵水轮机,由于原型机尺寸较大,以原型机尺寸进行建模数值计算,将导致计算域网格数量激增,对计算资源要求较高。为节省计算资源及时间,利用相似理论换算公式

$$Q_v = Q_m \frac{n_p}{n_m} \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^3 \quad (1)$$

$$H_p = H_m \frac{g_m}{g_p} \left(\frac{n_p D_p}{n_m D_m} \right)^2 \quad (2)$$

$$P_p = P_m \frac{\rho_p}{\rho_m} \frac{n_p^3}{n_m^3} \frac{D_p^5}{D_m^5} \frac{\eta_m}{\eta_p} \quad (3)$$

式中 Q_v ——体积流量 n ——转速
 D ——转轮直径 H ——扬程
 P ——功率 ρ ——密度
 g ——重力加速度 η ——效率

下角 p 表示原型机, m 表示模型机。缩放比例为 1:10.967。以原型机按比例缩小后的模型机为研究对象,利用模型研究原型性能,可有效地减小计算复杂性,同时保持研究结果的可靠性^[21]。

该模型水泵水轮机主要几何参数如下:转轮采用9叶片结构,活动导叶与固定导叶数量均为20片;导叶高度为66.72 mm,活动导叶分布圆直径为564 mm;转轮进口标称直径 D_1 为473.6 mm,出口标称直径 D_2 为300 mm;过流部件中,蜗壳、尾水管均设计为300 mm。

1.2 模型建立及网格划分

水泵水轮机模型流体域包括蜗壳、导水机构(固定导叶和活动导叶)、转轮和尾水管5部分,在水轮机工况下,水流由蜗壳进入,流过导水机构,在转轮区域完成能量转换,最后由尾水管流出。本文对水泵水轮机模型各过流部件采用三维建模软件CREO进行单独建模,然后组装为整体水体模型,如图1所示。

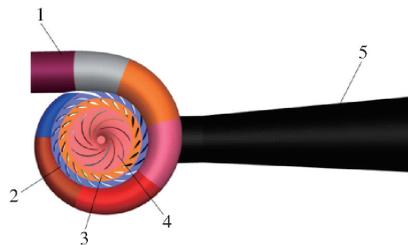


图1 水泵水轮机水体模型

Fig. 1 Pump turbine full channel water body diagram

1. 蜗壳 2. 固定导叶 3. 活动导叶 4. 转轮 5. 尾水管

利用网格划分软件ICEM对水泵水轮机过流部件进行网格划分,考虑计算资源等实际条件,为保证较小的计算量以及转轮区域较高的计算精度,采用六面体结构网格对模型划分,对蜗壳及尾水管区域网格划分采用“O”形剖分,对单个转轮叶片进行网格划分时使用“Y”形剖分。考虑转轮叶片区域的流动复杂,对叶片部位的边界层网格划分为10层,其第1层边界层为0.01 mm,并在蜗壳、导叶等壁面进行边界层加密,网格尺度的选择保证满足湍流计算对壁面 y^+ 的要求。网格划分结果如图2所示。

在数值计算中,所采用网格数对计算结果的精度有较大影响。因此,对计算域共生成8组网格,网格数量从 3.6×10^6 到 7.9×10^6 ,并在相同边界条件下,分别进行了稳态数值计算,进行网格独立性验

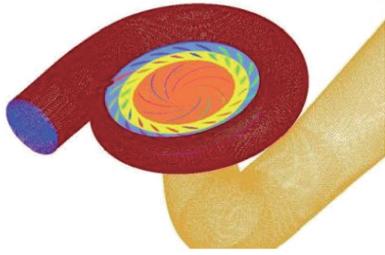


图2 水泵水轮机模型流体域网格划分
Fig.2 Fluid domain meshing of unit model

证。可以清楚地看到,当网格数低于 5.9×10^6 时误差均在变化,当高于 5.9×10^6 的网格数后几乎稳定。网格无关性验证结果如图3所示。经过网格无关性验证,采用网格质量大于 0.3,网格总数约为 5.9×10^6 的网格进行数值计算。

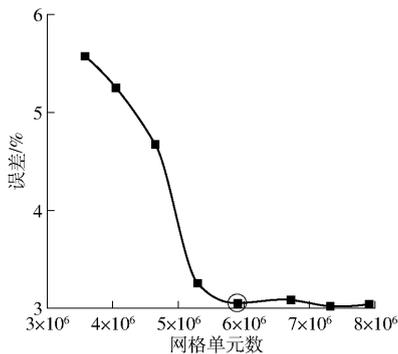


图3 网格无关性验证

Fig.3 RPT grid independence test graph

1.3 数值计算方法

由于水泵水轮机内部流动结构较为复杂,尤其在非设计工况下运行时,所使用的湍流模型需具有准确捕获近壁区和自由流动区中出现的流动分离现象的能力^[22-24]。SST模型将 Wilcox $k-\omega$ 模型与标准 $k-\varepsilon$ 模型结合,保留了 Wilcox 模型在近壁区、模型在自由剪切层中各自的优势,因此本文使用 SST $k-\omega$ 湍流模型来研究全流道的三维流动,先对三维全流道稳态计算,并将结果作为瞬态计算的初始条件进行研究。根据实验结果,蜗壳入口采用质量流量入口,尾水管出口采用自由出流边界条件。静止域与旋转域之间的数据传递依靠 INTERFACE 界面来实现。采用 SIMPLEC 速度压力耦合算法,残差设为 10^{-6} ,所有壁面均采用无滑移壁面条件,采用二阶迎风格式以提高计算精度。对于水泵水轮机等强瞬态计算过程,通常采用滑移网格进行计算,可按照每个叶道通过周期用 10~30 个时间步的计算原则来选择时间步长。因此在瞬态计算过程中,本文研究对象共 9 个转轮叶片,以转轮旋转一个周期用 120 个时间步来模拟,即转轮每旋转 3° 为一个时间步,瞬态计算共对转轮旋转 20 个周期,即总时间为 2400 步。

2 研究方案及验证

2.1 研究方案

本文对导叶开度 11、33、45 mm 进行了瞬态数值研究,其中,对于每个导叶开度下选择从水轮机大流量工况(OP1)、水轮机小流量工况(OP2)、飞逸工况(OP3)及制动工况(OP4)的 4 个不同工况,并将其根据流量特性曲线上的工况区域分为 4 组,研究方案如表 1 所示。

表 1 研究方案

Tab.1 Research schedule

序号	运行工况	$n_{11}/$ ($r \cdot \min^{-1}$)	$Q_{11}/$ ($m^3 \cdot s^{-1}$)	运行区域
GRO1	G11-OP1	30.249 79	0.385 33	水轮机大流量
	G33-OP1	42.341 37	0.866 25	
	G45-OP1	50.242 68	1.067 58	
GRO2	G11-OP2	57.802 17	0.191 32	水轮机小流量
	G33-OP2	70.603 38	0.596 93	
	G45-OP2	76.158 51	0.761 31	
GRO3	G11-OP3	57.973 38	0.116 35	飞逸工况
	G33-OP3	71.786 77	0.374 53	
	G45-OP3	76.621 19	0.558 23	
GRO4	G11-OP4	57.629 07	0.023 66	制动工况
	G33-OP4	69.637 75	0.075 63	
	G45-OP4	72.352 15	0.097 66	

2.2 数值结果与实验验证

实验数据采用哈尔滨大电机研究所国家重点实验室对模型水泵水轮机的实验结果,图4为水泵水轮机实验平台示意图及实验平台。数值计算过程中使用的数据(如入口流量、转轮转速)取自实验测试结果。

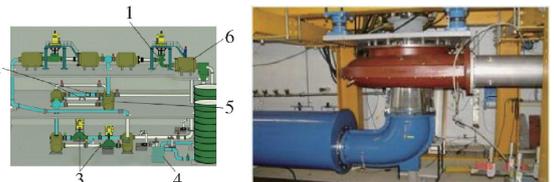


图4 实验平台示意图

Fig.4 Test platform diagram

1.模型机 2.电磁流量计 3.水泵 4.地下蓄水池 5.增压水箱 6.水箱

在实验过程中对活动导叶分别为 6、11、15、19、21、25、29、33、37、41、45、49 mm 的 12 种开度进行了实验测试。根据转换公式

$$n_{11} = \frac{nD_2}{\sqrt{H}} \quad (4)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_2^2 \sqrt{H}} \quad (5)$$

式中 Q ——计算流量

计算出单位转速 n_{11} 和单位流量 Q_{11} , 数据见表 1。根据实验值与计算值做出 $Q_{11} - n_{11}$ 曲线进行对比, 如图 5 所示。

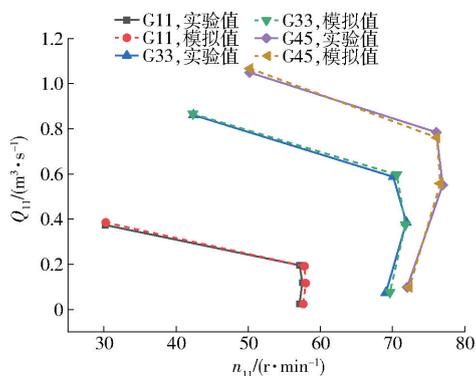


图 5 数值计算与实验结果对比

Fig. 5 Comparison of numerical and experimental curves

为了验证上述研究方案可信度, 将特性曲线数值结果与实验结果进行了比较, 数值结果与实验结果之间误差小于 3%, 因此选用的研究方案及数值结果具有较好的可信度(图 5)。使用的水头是每个参数数值变化的平均值, 共对转轮旋转 20 圈进行了数值模拟, 后续所使用数据采用转轮旋转后 10 圈的数值结果进行分析。

3 计算结果分析

3.1 不同开度下转轮区域流场分析

为了深入了解不同导叶开度下水泵水轮机流道内非定常流动的产生和发展机理, 首先对转轮叶间流道内的流动结构进行了深入分析。图 6~8 为 3 种导叶开度(11、33、45 mm)的转轮叶间流道内的速度流线和湍动能分布图。

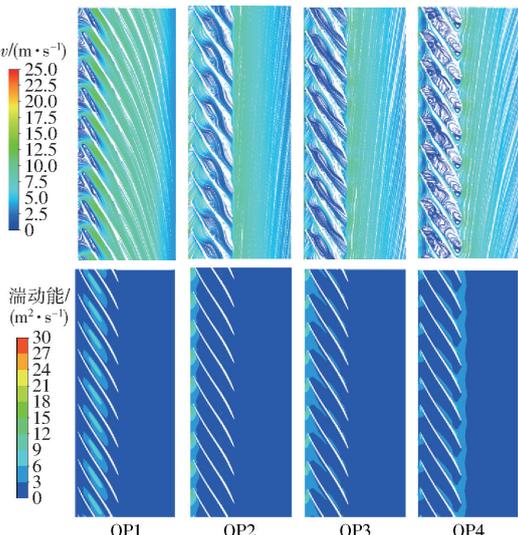


图 6 G11 开度下不同工况流线和湍动能

Fig. 6 Flow diagram and turbulent kinetic energy diagram under different operating conditions at G11 opening

整体来看, 在同一导叶开度下从水轮机大流量

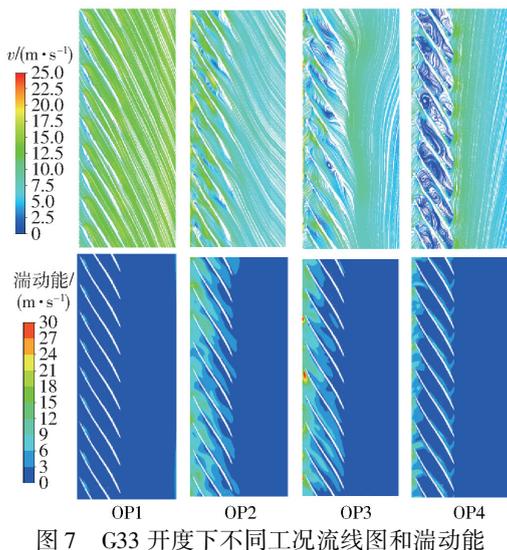


图 7 G33 开度下不同工况流线和湍动能

Fig. 7 Flow diagram and turbulent kinetic energy diagram under different operating conditions at G33 opening

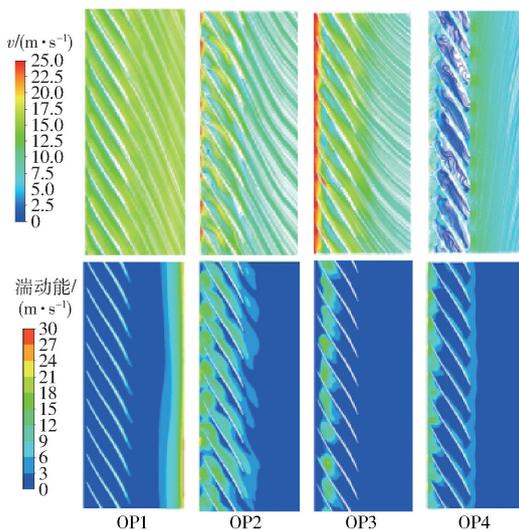


图 8 G45 开度下不同工况流线和湍动能

Fig. 8 Flow diagram and turbulent kinetic energy diagram under different operating conditions at G45 opening

工况到水轮机制动工况, 机组流量不断减小, 相应的转轮区域流速呈减小趋势; 同时, 随着导叶开度增大, 转轮流域流速整体呈增大趋势。

由图 6 可以看出, 在 4 种典型运行区域内, 异常小导叶开度(G11)下的 4 种运行工况下, 转轮流域流态整体较差, 且在 4 种工况下转轮出口流动结构均受到尾水管回流的扰动作用, 从水轮机大流量区到水轮机制动工况区工况条件下, 上述扰动作用逐渐增强, 且随工况的变化这种扰动作用在制动工况(G11-OP4)扩展到了转轮叶间流道区域内。由图 6~8 可以看出, 在 G33 及 G45 导叶开度下, 转轮区域的流态随导叶开度的增大而改善。在 G33 导叶开度下转轮出口的流动结构在小流量工况(G33-OP2)受到轻微的扰动, 但尾水管的回流未流入转轮区域; 在飞逸工况(G33-OP3)尾水管回流对转轮区

域的流态造成显著影响。而在大导叶开度(G45)下,转轮出口区域的流动结构仅在水轮机制动工况(G45-OP4)受到尾水管回流的扰动,而其他3个工况下转轮出口区域均未受到尾水管回流的扰动。因此,导叶开度对水泵水轮机转轮出口区域的影响存在显著的影响,随导叶开度增大转轮出口区域受尾水管回流的扰动减小。

同时可明显发现,除水轮机大流量区域工况点(研究方案GRO1工况),3种导叶开度下在水轮机小流量工况、飞逸工况和制动工况的无叶区内都存在流速明显高于转轮叶间流域的高流速区。在水轮机大流量工况下无叶区未形成明显的高速水环,而在水轮机小流量、飞逸工况及制动工况无叶区均有高速水环存在,该结论在不同导叶开度下具有普遍性。此外,同一导叶开度下随着流量的减小,转轮叶间流道的流态明显愈加紊乱,受到的扰动更大,流态更差,叶道涡不断扩大,在制动工况几乎堵塞叶间流道。除制动工况外,随着导叶开度的增大,叶道涡结构更小,叶间流态更好;制动工况下转轮叶间流道内的流态整体较差,未表现出明显随导叶开度变化的规律。

在水轮机大流量工况(GRO1工况条件)下,G11导叶开度下转轮叶片的吸力面出现了较大的涡流,是由于在大流量、低转速条件下,转轮叶片压力面前缘位置出现了分流现象,一部分分量沿无叶区方向与无叶区来流相遇形成射流流向叶间流道,一部分分量沿叶片压力面形成高速附着流流向下游流域,射流结构在转轮叶间下游压力面区域与高速附着流合并,在叶片吸力面形成压力梯度,导致在该区域形成较大的附着涡。随着导叶开度的增加涡流结构明显减弱,在大导叶开度下涡流几乎消失,而在转轮叶间流道下游出现了轻微的流动分离趋势。在G33和G45开度下压力侧叶片前缘位置流动分离现象显著减弱甚至消失,结合先前研究发现,在G33导叶开度、机组大流量、低转速条件下该现象依然明显,因此该现象的出现并非随导叶开度的增大叶片前缘的流动分离现象消失,而是本文G33和G45导叶开度下选择的水轮机大流量工况点转速较高,导致流动分离现象减弱,进一步证明转轮转速过低是造成转轮叶片前缘出现流动分离的主要原因。

由图6~8可以看出,导叶开度的不同对叶道涡的结构影响显著。在水轮机小流量工况(GRO2工况条件)下,转轮叶片吸力侧附着的旋涡结构明显扩大,并向转轮下游流域和压力面转移,在转轮叶间出口处压力侧出现明显的流动分离现象。在飞逸工况(GRO3工况条件)下,叶道涡结构比水轮机小流

量工况条件进一步恶化,在小导叶开度(G11)下叶道涡明显扩大,转轮叶片压力侧出现明显的流动分离现象。而随导叶开度增大,转轮入口处水流的入射角发生变化,这些旋涡结构的位置从叶片吸力侧转移到了叶片的压力侧。在异常小导叶开度(G11)及G33导叶开度下转轮叶片压力侧附着的涡流对转轮叶间的流道造成了部分堵塞,而在大导叶开度下,无叶区流速异常升高,沿叶片吸力面形成高速流向下游流去,而压力面的流动分流从叶片出口出延伸向了叶道上游流域,对转轮入口处的流动造成扰动,必将导致无叶区的流动受到更大的扰动,活动导叶流域中流动不稳定性和转轮叶片尖端的不稳定性共同作用,使得无叶区形成明显的高速水环。

在水轮机制动区(GRO4工况条件下),流量接近零流量工况,在制动工况条件下,随着流量的减小,转轮区域的流态十分紊乱,更大、更多的漩涡结构在转轮叶间流道占据大量空间,对流道造成严重的阻塞,导致更多回流涡延伸到无叶区,从而增强了转轮入口处的流动不稳定性,使得无叶区流态恶化。在转轮叶片上游流域内出现的回流旋涡结构,有延伸向导叶流道的趋势。

综合以上分析,对于水轮机较大流量工况条件(GRO1~GRO3),随着导叶开度的增大水泵水轮机转轮流域内的流动不稳定性明显减弱,转轮叶间流道内和无叶区水环中的上述漩涡结构明显变弱,随着流量的不断减少,转轮叶间涡流移动到了叶片压力侧和转轮下游区域,而在制动工况下各开度流态紊乱,无法看出明显的类似规律。

由图6~8可知,在GRO1流动条件下的高湍动能区位于叶片吸力侧,并随着GVO的增加而逐渐减弱,并随导叶开度的增大向转轮下游区域转移。在GRO2流动条件下,小导叶开度的高湍动能区位于转轮入口和无叶区,随着导叶开度的增大,无叶区高湍动能区强度增大,且向转轮叶间流道转移,几乎覆盖整个转轮叶间流道。在GRO3流动条件下,小导叶开度和最佳导叶开度下高湍动能区向转轮下游转移,并且强度更大,而在大导叶开度下,无叶区的高湍动能区消失,转轮区域的高湍动能区主要分布于转轮入口附近。此外,虽然GRO4工况条件在转轮叶间流动受到的扰动最大,但可以看出高湍动能区主要分布于无叶区及转轮叶片出口位置,且湍动能相对较低,范围更小,该区域高湍动能区明显转移至叶片出口位置。造成这种现象的原因是在较小流量工况条件下内部流道流动结构的扰动导致流速的波动^[24-26],使得在较小流量工况条件下水流的流速波动及其幅度较小,因此,转轮与活动

导叶之间湍流流动的动量交换,湍动能的大小主要受流速的影响,由于较小的流速波动及其较低的幅值,导致湍动能下降。

3.2 不同开度下尾水管区域流场分析

图9~12分别为水轮机大流量工况(GRO1)、水轮机小流量(GRO2)、飞逸工况(GRO3)及水轮机制动工况(GRO4)不同导叶开度尾水管涡分布及压力分布图。

由图9可以看出,在水轮机大流量工况下,机组转速低、流量大,3种导叶开度(G11、G33和G45)下尾水管均产生涡绳结构,但随导叶开度的增大,涡绳结构逐渐变小、变细,G11导叶开度下直锥管段有紧密的涡沿管壁分布,G33和G45导叶开度下沿管壁侧无涡分布,仅在弯肘处有少量涡核分布。由压力云图可以看出,在G11导叶开度下,尾水管直锥管段低压区范围较宽,靠近尾水管入口低压区几乎延伸至管壁处。在G11导叶开度下尾水管直锥管段中间区域有涡绳产生,靠近管壁处有紧密的涡结构分布。在较大导叶开度下尾水管直锥管段低压区范围逐渐变窄。随着导叶开度的增大尾水管弯肘段低压区范围变小,这是由于随着导叶开度的增大尾水管流态改善。由图9a可以看出,在水轮机小流量工况区域,机组转速较高、流量开始减小,在较大导叶开度(G33和G45)下尾水管涡绳结构逐渐变小、变细,弯肘段涡结构分布显著减弱;而G11下,涡核分布呈增强趋势,甚至弯肘段涡度分布显著加强。

由图10可以看出,在水轮机小流量工况(OP2)下,机组转速较高,但入口流量开始下降,在该工况条件下,由图10a可以看出,G11导叶开度下,尾水管直锥管段与弯肘段涡核分布较大流量工况(G11-OP1)明显增多,有向下游扩散的趋势。而在G33和G45开度下涡绳结构显著变短、变细,G33导叶开度下粗壮的螺旋涡绳演变为大量小尺度涡团脱落,而在G45开度下涡核变细,弯肘段下游出现少量小尺度涡核。由图10b可以看出,随着导叶开度的增大,直锥管段低压区显著减小,与涡核分布呈现出一致性。

由图11可以看出,在飞逸工况(OP3)下,机组转速达到最大,流量较小。由图11a可以看出,在异常小导叶开度(G11)下,尾水管直锥管段与弯肘段涡核分布较小流量工况(G11-OP2)有所减少,涡绳结构变短、变细,弯肘段涡核演变为较小尺度分布。而在G33和G45开度下涡核分布较水轮机小流量工况(OP2工况)显著增多,弯肘处形成更多小尺度涡核。由图11b可以看出,异常小导叶开度下低压区仍然位于直锥管段中心区域,且范围较大,而

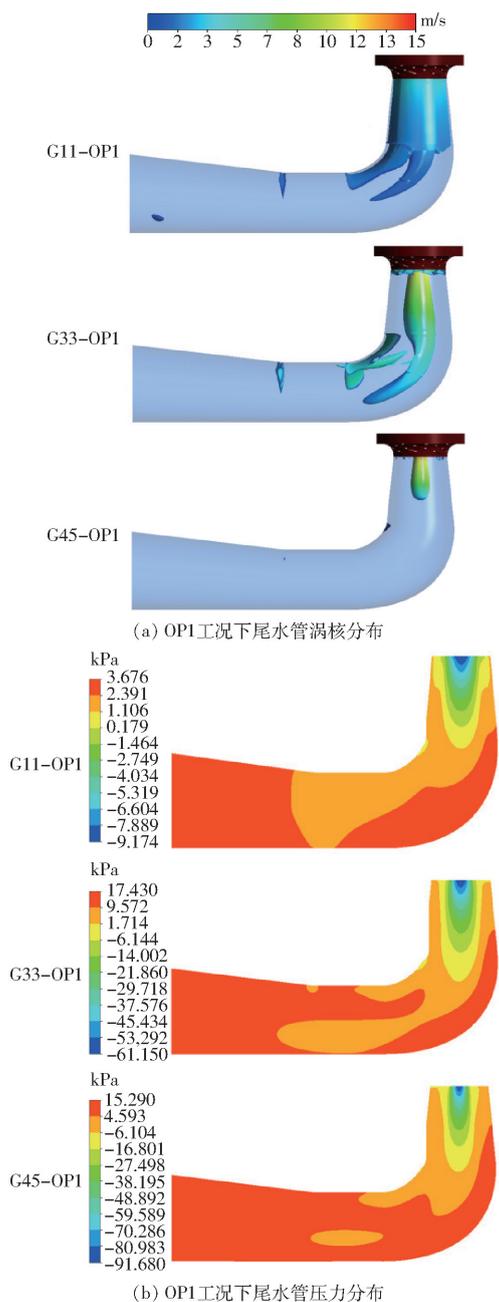
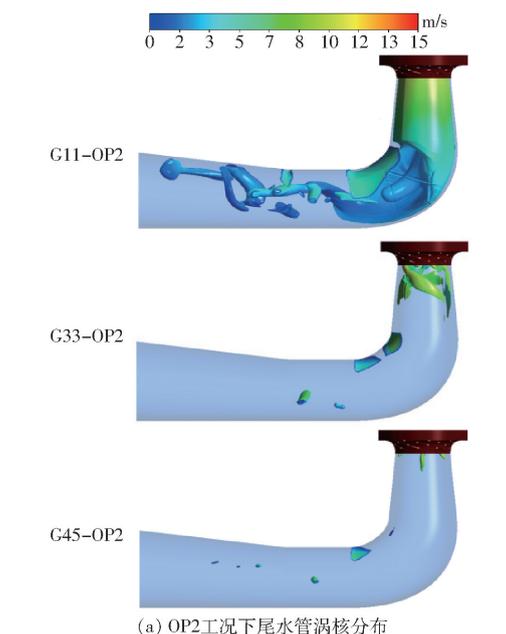


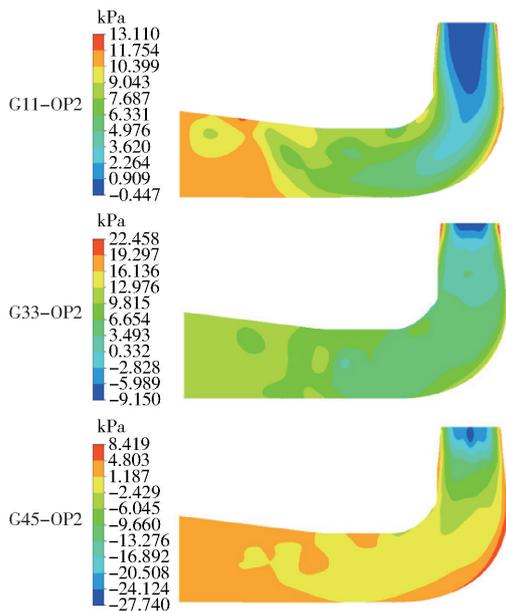
图9 不同导叶开度下(OP1)涡核分布图和压力云图
Fig. 9 Vorticity distribution diagram and pressure cloud diagram (OP1) under different guide vane openings

G33和G45开度下低压区发生转移,且在G45导叶开度下在弯肘段内侧形成明显的低压区,弯肘段外侧形成显著的高压区。

由图12可以看出,在水轮机制动工况(OP4)下,机组转速高,但入口流量处于较低水平。由图12a可以看出,不同导叶开度下,相较于飞逸工况尾水管涡核分布呈增加趋势。G11导叶开度下,相较于飞逸工况沿管壁涡核分布更加紧密。在G33导叶开度下,沿直锥管段管壁涡核分布显著增加,在弯肘处形成较粗的涡核结构,在G45开度下直锥管段靠近入口段出现较为紧密的涡核分布,相较于G11和G33导叶开度,涡核分布明显较弱。由



(a) OP2工况下尾水管涡核分布



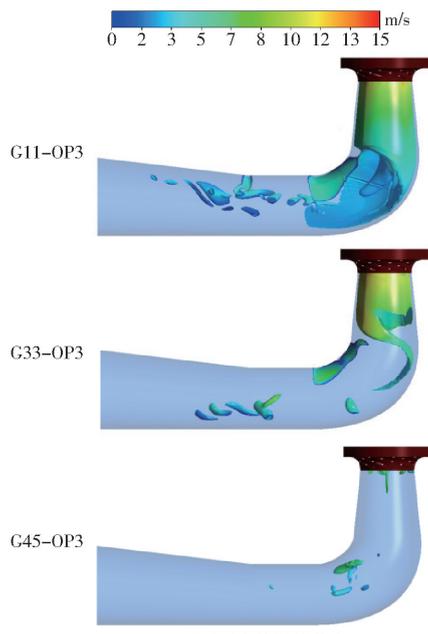
(b) OP2工况下尾水管压力分布

图 10 不同导叶开度下(OP2)涡核分布图和压力云图

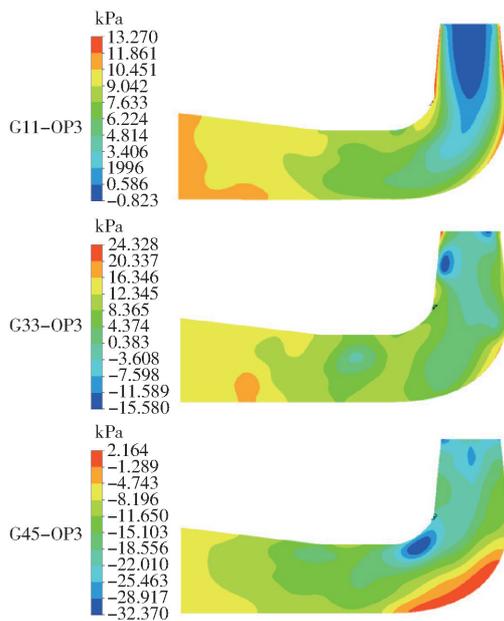
Fig. 10 Vorticity distribution diagram and pressure cloud diagram(OP2) under different guide vane openings

图 12b 可以发现,3 种开度下直锥管段中心区域均存在较大范围的低压区。

由以上分析发现,异常小导叶开度(G11)与较大导叶开度(G33和G45)相比,尾水管区域的涡核分布演化存在显著差异,异常小导叶开度下机组流量始终处于较低水平,在水轮机大流量、水轮机小流量、飞逸工况及制动工况4种典型工况下均有大量涡核分布,且涡核结构紧密,涡量较大。而在较大导叶开度下(G33和G45),涡绳结构出现在水轮机大流量工况(OP1)下,且导叶开度越大,涡和尺寸越小,在水轮机小流量工况(OP2)下尾水管区域涡核分布越少,在水轮机制动工况(OP4),尾水管区域涡



(a) OP3工况下尾水管涡核分布



(b) OP3工况下尾水管压力分布

图 11 不同导叶开度下(OP3)涡核分布图和压力云图

Fig. 11 Vorticity distribution diagram and pressure cloud diagram(OP3) under different guide vane openings

主要分布于靠近管壁侧,涡绳结构消失。

由图 13a 可以看出,在水轮机大流量工况下(OP1),尾水管直锥管段中心区域形成显著的低流速区,并在弯肘处形成回流,与图 8 涡核结构的形成表现出一致性。由图 13b 可以看出,在水轮机小流量工况下(OP2),G11 导叶开度下,尾水管扩散段中部形成一个较大的漩涡结构,几乎堵塞了沿下游区域的流动,在弯肘段形成多个小尺度涡流。在 G33 导叶开度下,弯肘处形成一个较大的涡流结构,并对直锥管段入口处来流造成堵塞,使得来流在靠近管壁侧形成高速流,导致了沿管壁的螺旋涡结构的形成。在 G45 导叶开度下,直锥管段及弯肘段形成两

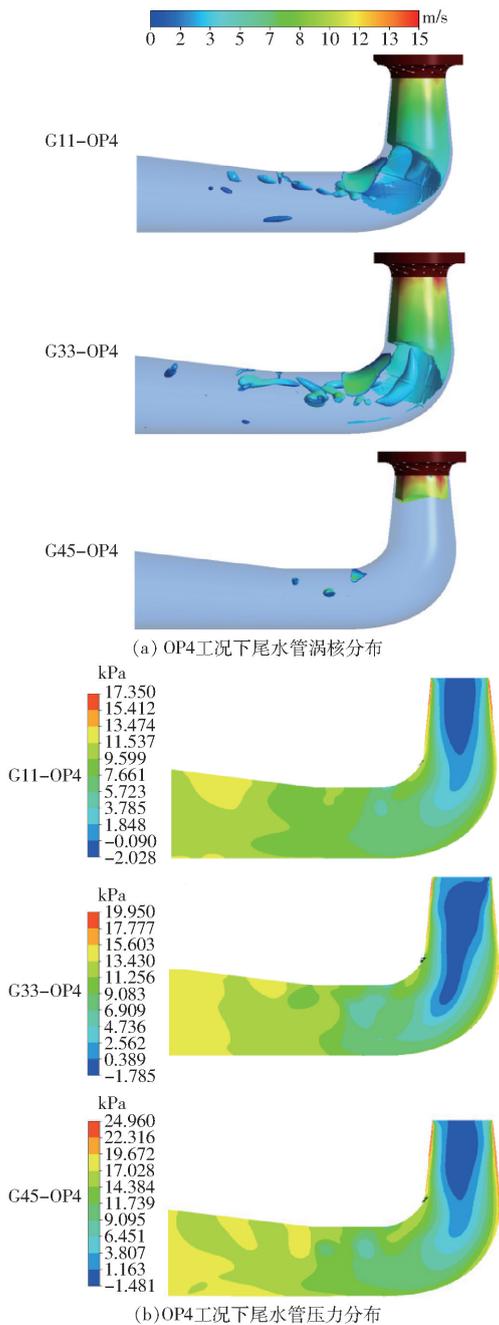


图 12 不同导叶开度下(OP4) 涡核分布图和压力云图
Fig. 12 Vorticity distribution diagram and pressure cloud diagram(OP4) under different guide vane openings

个回流涡,将来流分为靠近壁面及中心区域 3 个高流速区。

由图 14a 可以看出,在 G11 导叶开度下,尾水管扩散段的较大回流涡对下游区域造成堵塞,在弯肘段形成多个小尺度涡流,使得直锥管段中心区域形成回流流向转轮区域,沿管壁侧形成高速顺流,导致了弯肘处形成了“蛇头”形涡核,沿管壁形成紧密的涡核。在 G33 导叶开度下,直锥管段上游区域形成的较大回流涡已流向转轮区域。在弯肘处的较大回流涡结构对下游流态造成较大扰动,在弯肘段下游区域形成多个涡流,是尾水管沿管壁形成螺旋涡带

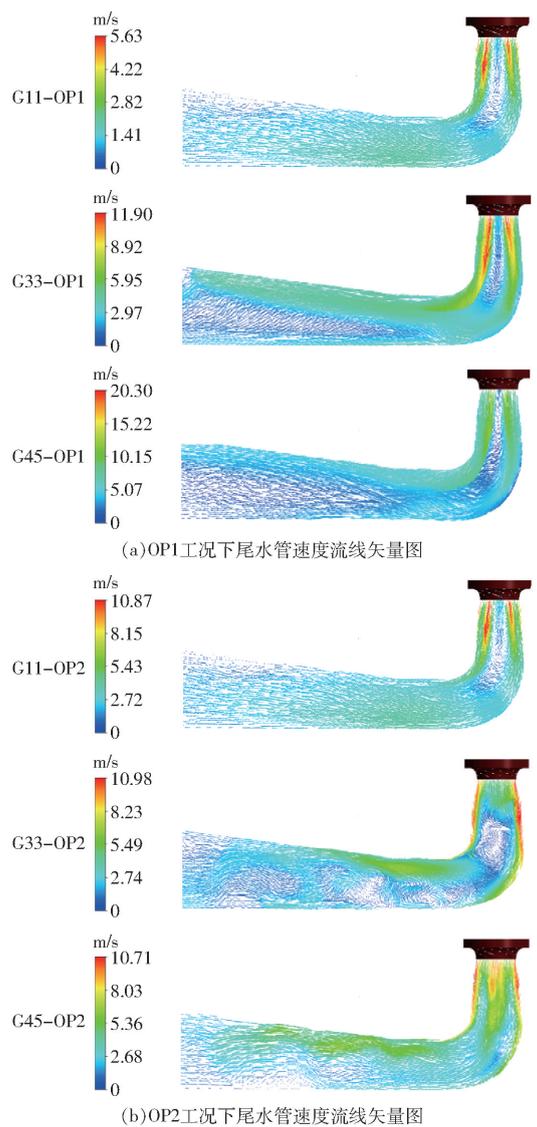


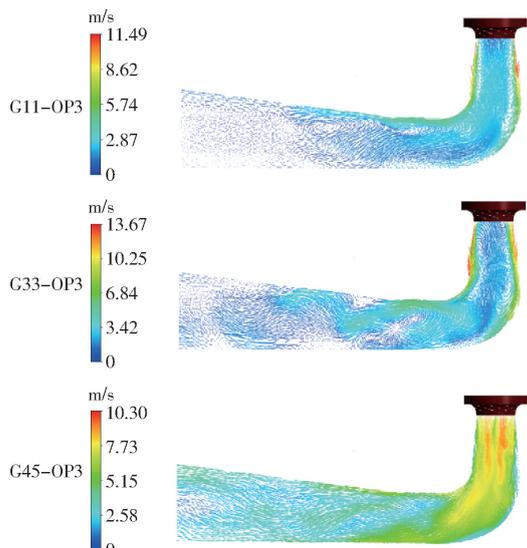
图 13 不同导叶开度下工况 OP1、OP2 流线图
Fig. 13 OP1 and OP2 flow streamlines under different guide vane opening conditions

的主要原因。

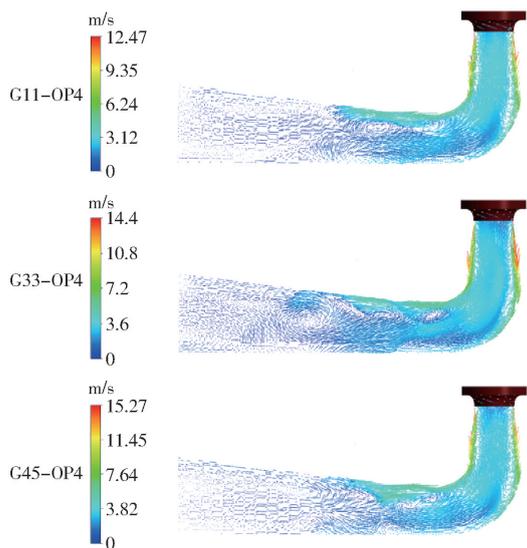
在 G45 导叶开度下,弯肘处的涡流对下游区域的流动造成较大扰动,使得在弯肘段形成滞留,使得靠近弯肘段外侧形成显著的高压区,直锥管段流速异常升高。由图 14b 可以看出,在水轮机制动工况(OP4),机组转速较高,流量较小,3 种开度下尾水管扩散段中部均形成了较大的漩涡结构,对下游区域造成了堵塞,使得弯肘段形成多个小尺度回流涡,并在直锥管段形成回流流向转轮区域,此现象也说明该工况下机组已形成反水泵工况的启动条件。该工况机组沿直锥管段管壁的高速顺流在下游区域形成回流,成为该工况下各开度沿管壁侧均形成密集涡核分布的原因。

3.3 不同开度下无叶区压力脉动分析

为了深入研究导水泵水轮机在水轮机工况非设计工况条件的水力稳定性,本节分析无叶区压力脉



(a) OP3工况下尾水管速度流线矢量图



(b) OP4工况下尾水管速度流线矢量图

图14 不同导叶开度下工况 OP3、OP4 流线图

Fig. 14 OP3 and OP4 flow streamlines under different guide vane opening conditions

动特性。在转轮入口周向的无叶区每隔 30° 设置一个压力脉动监测点,在无叶区共设置 12 个监测点。图 15 为无叶区压力脉动监测点的布置图。

水泵水轮机内流特性的演化机理与压力脉动特性密切相关。为了以对比的方法阐明压力脉动特性演化机理,以相对压力脉动幅度来量化压力脉动水

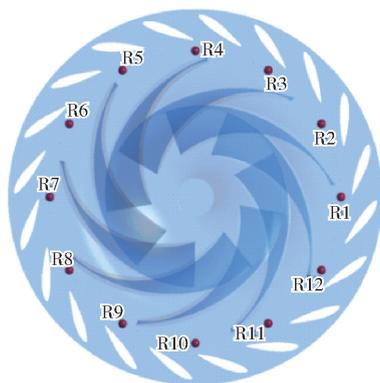


图 15 监测点布置图

Fig. 15 Monitoring points locations

平,表达式为

$$R_A = \frac{P_{imax} - P_{imin}}{\rho g H} \quad (6)$$

式中 R_A ——相对压力脉动幅度

P_{imax} ——最大压力脉动幅度

P_{imin} ——最小压力脉动幅度

图 16 为 3 种不同导叶开度分别对应的 4 种工况条件下的无叶区相对压力脉动分布图。整体来看,相较于 G33 和 G45 导叶开度,异常小导叶开度(G11)下 4 种不同工况下无叶区各监测点的相对压力脉动规律基本一致,不同监测点振幅基本一致,且振幅较低。该现象的出现可能是由于在 G11 导叶开度下 4 种工况条件下,机组转速较低、流量较小,导致在转轮叶片前缘产生流动分离现象,形成两个相反方向的流动结构,一个是沿转轮叶片压力面流向转轮出口的水流成分,另一个是沿无叶区方向附着在转轮叶片叶尖处形成的回流流向无叶区,并与无叶区周向流相遇,在无叶区形成流动障碍,导致在每个转轮叶片前缘处形成射流,并以高速流的形式流向转轮叶间流道。由于在无叶区周向形成的不稳定流动结构基本一致,且流速较低,导致了 G11 开度下 4 种工况各监测点压力脉动振幅基本一致,且振幅较低。

在 G33 导叶开度下 4 种工况条件下,无叶区各监测点振幅明显升高,且飘逸工况各监测点振幅出

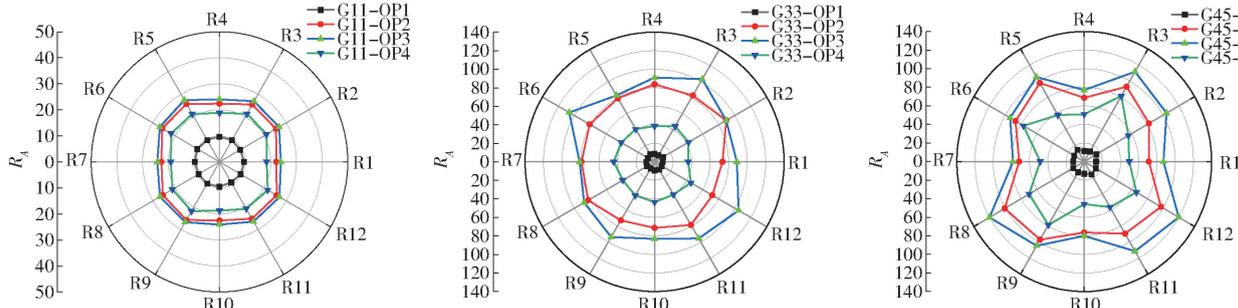


图 16 不同导叶开度下无叶空间相对压力脉动幅度分布

Fig. 16 Distribution of relative pressure pulsation amplitude in vaneless space under different guide vane openings

现明显不同,在 G33 导叶开度下飞逸工况无叶区压力脉动振幅最大,且对靠近隔舌处的监测点(R12)及其对称位置监测点的影响较为明显,各监测位置振幅已无明显对称分布的规律。说明 G33 导叶开度下飞逸工况(G33 - OP3)对无叶区扰动较大,且对不同周向位置影响不同;结合转轮叶间流态分析,在该工况下,位于转轮叶片入口位置的大尺度叶道涡几乎堵塞了整个流道,对无叶区来流造成堵塞,由于大尺度叶道涡结构的不同对无叶区造成了不同的影响,该工况下无叶区各监测位置振幅已无明显对称分布的规律。

大导叶开度(G45)4种工况条件下,相较于G33导叶开度,压力脉动振幅明显升高。相较于最佳导叶开度,G45开度下4种典型工况条件下无叶区各监测点压力脉动幅度分布的对称性和周期性消失。这可能是由于在无叶区出现了不同的流动不稳定性,在无叶区同一位置的涡流发生了随机的叶间流道阻塞。在水轮机小流量工况(G45 - OP4)下,相对压力脉动分布方面的随机性仍然存在,但幅值显著降低。

每个导叶开度下4种工况条件无叶区各位置压力脉动所表现出的不同,主要是由于在不同流动条件下对无叶区造成不同的流动不稳定性造成。以上为对3种导叶开度下4种典型区域内不同监测位置相对压力脉动的分析,对不同开度下不同工况条件对无叶区压力脉动的整体反映。为

具体分析各开度下具体工况条件对无叶区压力脉动的影响,对具体工况下的无叶区压力脉动特性进行分析。

由于瞬态计算过程中初始阶段的解是不稳定的,因此本研究将转轮旋转前10个周期的数据去掉,使用后10圈的数据,对所采用的各监测点数据利用傅里叶变换(FFT)进行必要的数据处理。

如果直接用所采集数据绝对值表示压力脉动,则很难发现压力脉动变化情况,因此,一般采用压力系数 C_p 来表示压力脉动。图17~20显示了无叶区基于傅里叶变换(FFT)的压力脉动频域瀑布图。图17显示了3种不同导叶开度下大流量工况条件(G11 - OP1、G33 - OP1和G45 - OP1)下无叶区各监测点的频域图。在大流量工况条件下动静干涉作用产生的BPF(Blade passing frequency)是主频,其中BPF是第1主频,2BPF是第2主频,3BPF是第3主频,4BPF是第4主频,且随导叶开度的增大压力脉动振幅呈现增大的趋势;而非定常流动产生的LFC(Low frequency components)分量在大流量工况条件下数量很少且振幅很低,异常小导叶开度(G11)下有少量LFC分量 $0.048f_z$ (f_z 为转轮旋转频率),随着导叶开度的增加LFC分量逐渐减少甚至消失,而大导叶开度下有新的局部流动不稳定性产生的HF - LAC(High frequency - low amplitude components)分量,但振幅很小。

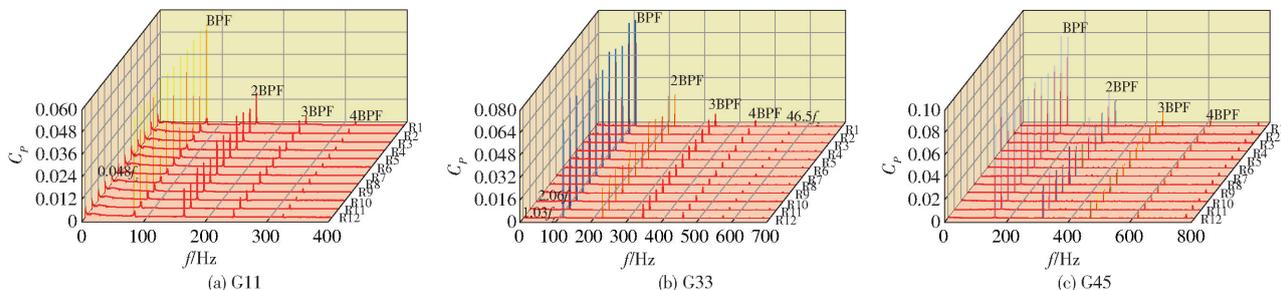


图 17 不同导叶开度下工况 OP1 无叶区压力脉动频域瀑布图

Fig. 17 Frequency domain waterfall diagram of pressure pulsation in vaneless space of OP1 under different guide vane openings

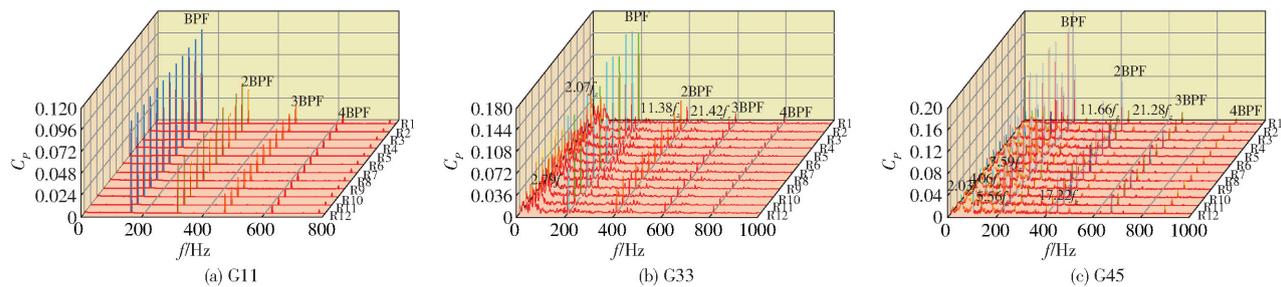


图 18 不同导叶开度下工况 OP2 无叶区压力脉动频域瀑布图

Fig. 18 Frequency domain waterfall diagram of OP2 pressure pulsation in vaneless under different GVO conditions

这是由于在大流量工况条件下导叶开度越小流道越窄,随着导叶开度的增大,转轮入口位置的流动

变得相对稳定和平滑,局部流动不稳定性减弱,因此随着导叶开度的增大,LFC分量逐渐减弱甚至消失。

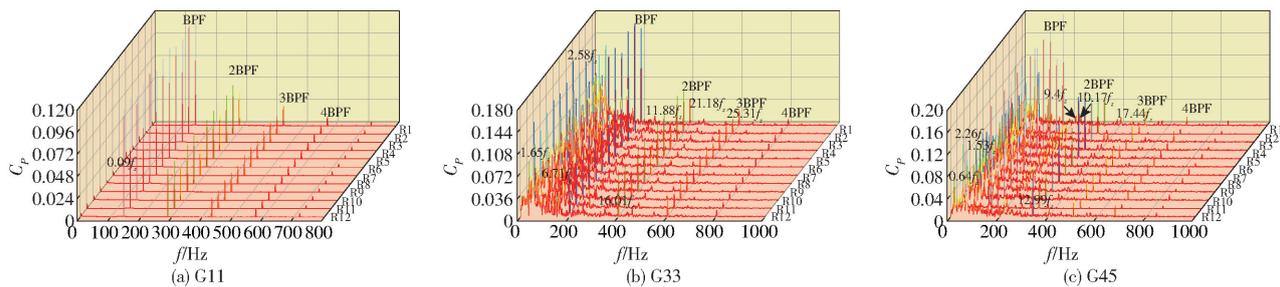


图19 不同导叶开度下工况 OP3 无叶区压力脉动频域瀑布图

Fig. 19 Frequency domain waterfall diagram of OP3 pressure pulsation in vaneless space under different GVO conditions

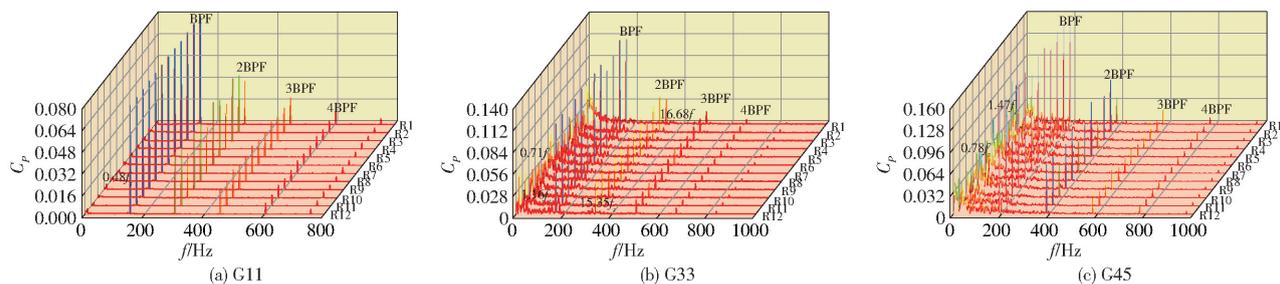


图20 不同导叶开度下工况 OP4 无叶区压力脉动频域瀑布图

Fig. 20 Frequency domain waterfall diagram of OP4 pressure pulsation in vaneless space under different GVO conditions

异常小导叶开度下在叶尖处形成流动分离,叶尖处有轻微扰动,而随着导叶开度的增大,叶尖处的流动分离消失,没有回流涡流,无叶区局部流动不稳定性减弱,与压力脉动特性分析结果相一致。因此无叶区的压力脉动主要由动静干涉作用决定。

在水轮机小流量工况条件(G11-OP2、G33-OP2、G45-OP2)下,图18为3种不同导叶开度下小流量工况条件频域图。由图18可以看出,异常小导叶开度(G11)仍然以BPF为主频,其中BPF是第1主频,2BPF是第2主频,3BPF是第3主频,4BPF是第4主频,而LFC分量几乎消失,这是由于异常小导叶开度下,随机转速增大,由动静干涉产生的主频振幅增大,而转轮叶片前缘的流动分离现象减弱,由流动不稳定性产生的LFC分量减少。而G33导叶开度和G45导叶开度下,仍然以BPF为主频,相较于大流量工况振幅增大,无叶区和转轮叶间流道内涡流的扩大导致出现了两个主要的LFC分量,其振幅沿着转轮入口圆向呈不规则分布,LFC分量振幅显著增加,这是由于随流量的减小转轮叶间流道内涡结构转移并扩大,对无叶区来流造成较大扰动,使得无叶区流动不稳定性显著增强。

在飞逸工况(G11-OP3、G33-OP3和G45-OP3)下,图19为3种不同导叶开度下飞逸工况条件频域图。由图19可以开,在异常小导叶开度(G11)下BPF仍为该开度下无叶区的主频,且振幅从大流量工况到小流量工况再到飞逸工况呈现出连续增大的趋势,小流量工况消失的LFC分量在飞逸工况又重新出现。而G33导叶开度和G45导叶开

度下,LFC分量振幅显著升高,在飞逸工况BPF及部分LFC分量(如 $2.58f_z$ 和 $2.26f_z$)共同成为无叶区的主频;HF-LAC分量在飞逸工况有增强的趋势。较于水轮机小流量工况(GRO2)3种开度下飞逸工况振幅总体呈增大趋势。

在水轮机制动工况条件(G11-OP4、G33-OP4和G45-OP4)下,图20为3种不同导叶开度下制动工况频域图。由图20可以看出,3种导叶开度下在制动工况无叶区BPF为该工况条件下的主频,异常小导叶开度下受流动不稳定性产生的LFC分量极少,而G33和G45导叶开度下LFC分量数量多、振幅高;与此同时,出现了新的低频分量($0.48f_z$ 、 $0.71f_z$ 和 $0.78f_z$),这个新的分量沿着无叶区周向呈现出相对周期性的变化趋势,且振幅更高,新的低频分量出现的原因是由于转轮进口处的回流涡向转轮叶间流道的中下游移动,且漩涡更大,对无叶区来流造成堵塞,而这可能造成在该区域的旋转失速。且在该工况下压力脉动振幅整体呈减小趋势。

4 结论

(1)异常小导叶开度下机组流量较小,转速较低,机组流动不稳定性产生及演化机理具有显著的特殊性。不同工况条件下转轮叶片入口位置均有流动分离产生;且尾水管均有回流流向转轮区域;沿管壁均有紧密的涡核分布及直锥管段涡绳结构的产生。

(2)从水轮机大流量工况到制动工况,随工况条件的变化,转轮叶间流道内附着涡流扩大并向叶片压力面转移,其主要原因在于随着流量的减小,转

轮进口处的冲角发生了变化;在飞逸工况和水轮机制动工况,转轮叶间流道内涡流变得严重,在水轮机制动工况甚至完全阻塞了一些转轮叶间流道;随着导叶开度的增大,从水轮机大流量工况到飞逸工况转轮叶间流道流涡呈现减弱趋势;在水轮机制动工况下,各开度下流态均较为紊乱,无明显随导叶开度变化的规律。

(3)无叶区的压力脉动主要来源于转子定子的动静干涉作用。异常小导叶开度下,无叶区压力脉动均以动静干涉作用产生的BPF及其谐频为主,

LFC分量及HF-LAC极少,工况条件的变化对无叶区压力脉动组成成分的影响很小。较大导叶开度下,随着流量的持续降低,无叶区压力脉动振幅在水轮机小流量工况下增加到飞逸工况达到其峰值,然后在水轮机制动工况逐渐下降;工况条件的变化对压力脉动组成成分的影响十分显著;LFC在水轮机小流量及飞逸工况随导叶开度的增大数量有所减少,在水轮机制动工况LFC分量数量较多,未表现出明显随导叶开度变化的规律,受局部流动不稳定特性影响显著。

参 考 文 献

- [1] 刘坚. “十四五”新型储能进展及趋势展望[J]. 中国电力企业管理, 2022(10): 59-60.
- [2] 《抽水蓄能中长期发展规划(2021~2035年)》印发实施[J]. 中国电力企业管理, 2021(27): 7.
- [3] 祖彦. 抽水蓄能发电技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [4] 吕靖玮, 付晓龙, 李德友, 等. 超高水头水泵水轮机水泵断电过程不稳定机理[J]. 水力发电报, 2023, 42(11): 11-20.
LÜ Jingwei, FU Xiaolong, LI Deyou, et al. Instability mechanism of pump power-trip of ultra-high head pump turbines[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2023, 42(11): 11-20. (in Chinese)
- [5] LI Z, XU L, WANG D, et al. Simulation analysis of energy characteristics of flow field in the transition process of pump condition outage of pump-turbine[J]. Renewable Energy, 2023, 219: 119480.
- [6] 王胤淞, 周大庆, 陈会向, 等. 水泵水轮机低水头启动过程水力特性分析[J]. 中国电机工程学报, 2023, 43(7): 2699-2707.
WANG Yinsong, ZHOU Daqing, CHEN Huixiang, et al. Study on hydraulic characteristics during low head startup process of pump-turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2023, 43(7): 2699-2707. (in Chinese)
- [7] 王薇, 夏铭, 王正伟. 蓄能机组水轮机工况开停机过程现场测试分析[J]. 农业机械学报, 2024, 55(11): 352-362.
WANG Wei, XIA Ming, WANG Zhengwei. Field test analysis of start-stop process of turbine operating condition of pumped storage power unit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(11): 352-362. (in Chinese)
- [8] YE X, RUO F. Transient simulation of a pump-turbine with misaligned guide vanes during turbine model start-up[J]. Acta Mechanica Sinica, 2014, 30(5): 646-655.
- [9] 江振瑜, 祝宝山. 水泵水轮机飞逸工况下转轮内部流动分析研究[J]. 水电能源科学, 2022, 40(11): 181-184, 72.
JIANG Zhenyu, ZHU Baoshan. Analysis of internal flow of runner under runaway condition of pump-turbine[J]. Water Resources and Power, 2022, 40(11): 181-184, 72. (in Chinese)
- [10] 刘殿海, 祝宝山, 陈帅, 等. 导叶开度对水泵水轮机调相运行水环流动的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2022, 40(10): 981-986.
LIU Dianhai, ZHU Baoshan, CHEN Shuai, et al. Influence of guide vane opening on water-ring flow characteristics of pump-turbine in synchronous condenser mode[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2022, 40(10): 981-986. (in Chinese)
- [11] LU J, QIAN Z, LEE Y H. Numerical investigation of unsteady characteristics of a pump turbine under runaway condition[J]. Renewable Energy, 2021, 169: 905-924.
- [12] HU J, LUO X, ZHAO Y, et al. Evolution mechanism of unsteady internal flow of an ultra-high head pump-turbine in pump mode[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 74: 109309.
- [13] YIN J, WANG D, WALTERS D K, et al. Investigation of the unstable flow phenomenon in a pump turbine[J]. Science China (Physics, Mechanics & Astronomy), 2014, 57(6): 1119-1127.
- [14] 闫旭宇. 混流式水轮机尾水涡带不稳定性及改善策略研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019.
YAN Xuyu. Study on the instability of tailwater turbine belt and improvement strategies of mixed-flow turbines[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2019. (in Chinese)
- [15] 郭涛, 徐李辉, 罗竹梅. 上游扰动条件下尾水管涡带演化和压力脉动研究[J]. 农业机械学报, 2022, 53(6): 192-201.
GUO Tao, XU Lihui, LUO Zhumei. Influence of upstream disturbance on vortex rope evolution and pressure fluctuation in draft tube[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(6): 192-201. (in Chinese)
- [16] XIAO R, YE X, ZHENG W, et al. Numerical analysis of non-axisymmetric flow characteristic for a pump-turbine impeller at pump off-design condition[J]. Renewable Energy, 2018, 115: 1075-1085.
- [17] YU A, WANG Y, TANG Q, et al. Investigation of the vortex evolution and hydraulic excitation in a pump-turbine operating at different conditions[J]. Renewable Energy, 2021, 171: 462-478.

- YANG Keming, HE Jiale, LI Yanru, et al. Spectral identification of copper and lead pollution information during corn growth [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023,54(9):254-259. (in Chinese)
- [28] ZHANG Shanzhe, YIN Yingqian, LIU Cuiling, et al. Discrimination of wheat flour grade based on PSO-SVM of hyperspectral technique[J]. Spectrochimica Acta Part A: Molecular and Biomolecular Spectroscopy, 2023,302:123050.
- [29] WANG Zheli, FAN Shuxiang, AN Ting, et al. Detection of insect-damaged maize seed using hyperspectral imaging and hybrid 1D-CNN-BILSTM model[J]. Infrared Physics & Technology, 2024,137:105208.
- [30] WU Xijun, DU Zherui, MA Renqi, et al. Qualitative and quantitative studies of phthalates in extra virgin olive oil (EVOO) by surface-enhanced Raman spectroscopy (SERS) combined with long short term memory (LSTM) neural network[J]. Food Chemistry, 2024,433:137300.
- [31] GITELSON A, MERZLYAK N. Signature analysis of leaf reflectance spectra: algorithm development for remote sensing of chlorophyll[J]. Journal of Plant Physiology, 1996,148(3):494-500.
- [32] ZHOU Xin, ZHAO Chunjiang, SUN Jun, et al. Detection of lead content in oilseed rape leaves and roots based on deep transfer learning and hyperspectral imaging technology [J]. Spectrochimica Acta Part A: Molecular and Biomolecular Spectroscopy, 2023,290:122288.
- [33] 杨可明, 张文文, 程龙, 等. 玉米叶片重金属铜污染的 ED-T-DSGA 光谱分析模型[J]. 农业机械学报, 2017, 48(4):154-159.
YANG Keming, ZHANG Wenwen, CHENG Long, et al. ED-T-DSGA spectral analysis model on monitoring heavy metal copper pollution of corn leaves[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017,48(4):154-159. (in Chinese)
- [34] 张伏, 张方圆, 崔夏华, 等. 高光谱成像结合 PSO-SVM 的银杏果种类鉴别[J]. 光谱学与光谱谱分析, 2024,44(3): 859-864.
ZHANG Fu, ZHANG Fangyuan, CUI Xiahua, et al. Identification of ginkgo fruit species by hyperspectral image combined with PSO-SVM[J]. Spectroscopy and Spectral Analysis, 2024,44(3):859-864. (in Chinese)

(上接第 433 页)

- [18] 李琪飞, 张震, 李仁年, 等. 带 MGV 装置水泵水轮机无叶区压力脉动特性[J]. 排灌机械工程学报, 2018,36(12):1270-1275.
LI Qifei, ZHANG Zhen, LI Rennian, et al. Pressure fluctuation in vaneless space of pump turbine with misaligned guide vanes [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2018, 36(12): 1270-1275. (in Chinese)
- [19] 张自超, 李延频, 陈德新. 水泵水轮机压力脉动传播特性试验研究[J]. 农业机械学报, 2022,53(7):171-178.
ZHANG Zichao, LI Yanpin, CHEN Dexin. Experimental investigation on transmission characteristics of pressure fluctuation in pump-turbine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(7):171-178. (in Chinese)
- [20] LI D, ZHU Y, LIN S, et al. Cavitation effects on pressure fluctuation in pump-turbine hump region[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 47: 103936.
- [21] 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, 2020.
- [22] JONES W P, LAUNDER B E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1972, 15(2):301-314.
- [23] 邓锐, 高子予, 李裕龙, 等. 湍流模型的研究现状与最新进展(英文)[J]. 船舶力学, 2019,23(3):360-376.
DENG Rui, GAO Ziyu, LI Yulong, et al. Development and research status of turbulence model[J]. Journal of Ship Mechanics, 2019,23(3):360-376. (in Chinese)
- [24] BINAMA M, KAN K, CHEN H X, et al. Flow instability transferability characteristics within a reversible pump turbine (RPT) under large guide vane opening (GVO)[J]. Renewable Energy, 2021, 179: 285-307.
- [25] 谢文祥, 张自超, 潘璇, 等. 水泵水轮机无叶区压力脉动特性试验研究[J]. 水电能源科学, 2022,40(8):161-164.
XIE Wenxiang, ZHANG Zichao, PAN Xuan, et al. Experimental study on pressure fluctuation in vaneless region of pump turbine under turbine operation condition[J]. Water Resources and Power, 2022,40(8):161-164. (in Chinese)
- [26] 倪晋兵, 李国凤, 郑津生, 等. 降低变速水泵水轮机无叶区压力脉动的活动导叶优化研究[J]. 水电与抽水蓄能, 2023, 9(4):1-9, 19.