

张志兵, 杨瀚轩, 杨皓程, 等. 水泵水轮机低水头启动过程压力脉动与内流演变研究[J]. 水利水电技术(中英文), 2025, 56(7): 201-215. DOI: 10.13928/j.cnki.wrahe.2025.07.015

ZHANG Zhibing, YANG Hanxuan, YANG Haocheng, et al. Study on pressure pulsation and internal flow evolution of pump turbine during low-head start-up process[J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2025, 56(7): 201-215. DOI: 10.13928/j.cnki.wrahe.2025.07.015

水泵水轮机低水头启动过程压力脉动 与内流演变研究

张志兵¹, 杨瀚轩¹, 杨皓程², 林霄¹, 刘汉中³, 郑源², 阚阚²

(1. 华电福新周宁抽水蓄能有限公司, 福建周宁 355400; 2. 河海大学电气与动力工程学院, 江苏南京 211100; 3. 河海大学农业科学与工程学院, 江苏南京 211100)

摘要:【目的】抽蓄机组在低水头启动时容易进入其全特性曲线的反S不稳定区, 从而导致机组并网失败, 严重影响机组的安全稳定运行。【方法】通过三维数值模拟方法对某抽水蓄能电站水泵水轮机全过流系统的低水头启动过程进行研究, 重点分析蜗壳与导叶转轮区域的压力脉动以及内部流动特性。【结果】模拟结果显示: 在抽蓄机组低水头启动过程中, 导叶开启阶段, 转轮进口、转轮叶片内部存在旋涡阻塞流道使流量降低, 产生水锤效应使转轮上游压力迅速增大, 旋涡结构随水锤高压减少后, 流量迅速增加, 又导致小幅度的负水锤使压力降低。导叶停止运动后, 转轮进口和出口的涡结构分布减少, 随着转轮力矩继续降低, 机组进入反S区并接近空载工况, 压力脉动开始增强, 转轮叶片前缘和尾缘重新产生不稳定涡结构, 转轮出口水流流速的增加导致尾水管涡带向下游延伸并变为中心和近壁面的双层涡结构。【结论】一些旋涡结构是导致机组在启动初期外特性参数不稳定的主要原因。随着启动过程的进行, 压力脉动开始增强, 转轮流道内重新产生不稳定涡结构, 造成了水泵水轮机空载不稳定的水力特性。通过对蜗壳与导叶转轮区域的压力脉动以及内部流动特性的分析, 以为抽蓄机组低水头稳定启动提供参考。

关键词: 抽水蓄能电站; 水泵水轮机; 反S特性; 低水头启动; 压力脉动; 流动特性

DOI: 10.13928/j.cnki.wrahe.2025.07.015

开放科学(资源服务)标志码(OSID):

中图分类号: TK734.2

文献标志码: A

文章编号: 1000-0860(2025)07-0201-15



Study on pressure pulsation and internal flow evolution of pump turbine during low-head start-up process

ZHANG Zhibing¹, YANG Hanxuan¹, YANG Haocheng², LIN Xiao¹, LIU Hanzhong³,
ZHENG Yuan², KAN Kan²

(1. Huadian Fuxin Zhouning Pumped Storage Co., Ltd., Zhouning 355400, Fujian, China; 2. School of Electrical and Power Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, Jiangsu, China; 3. College of Agricultural Science and Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, Jiangsu, China)

收稿日期: 2024-06-24; 修回日期: 2024-07-25; 录用日期: 2024-08-02; 网络出版日期: 2024-08-15

基金项目: 国家自然科学基金项目(52379086)

作者简介: 张志兵(1991—), 男, 高级工程师, 学士, 主要从事水电站机械检修维护管理工作。E-mail: 1005398943@qq.com

通信作者: 阚阚(1990—), 男, 副教授, 硕士研究生导师, 博士, 主要从事水力机械稳定研究。E-mail: kankan@hhu.edu.cn

©Editorial Department of Water Resources and Hydropower Engineering. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license.

Abstract: [Objective] During the low-head start-up of pumped-storage units, units are prone to entering the unstable reverse-S zone of the full characteristic curve, which can lead to failure in grid connection and severely affect the safe and stable operation of the units. [Methods] A three-dimensional numerical simulation was conducted to study the low-head start-up process of the full-flow system in a pumped-storage hydropower plant's pump-turbine units, focusing on analyzing pressure pulsations in the volute and guide vane impeller regions, as well as internal flow characteristics. [Results] The simulation result showed that during the low-head start-up process of the pumped-storage units, in the stage of guide vane opening, vortices and blocked flow paths at the impeller inlet and within the impeller blades reduced the flow, generating a water hammer effect that rapidly increased the upstream pressure of the impeller. As the high pressure caused by the water hammer dissipated, the flow increased rapidly, followed by a slight negative water hammer that caused the pressure to drop. After the guide vanes stopped moving, the distribution of vortex structures at the impeller inlet and outlet decreased. As the impeller torque continued to decrease, the units entered the reverse-S zone and approached the no-load operating condition, with pressure pulsations starting to intensify. Unstable vortex structures reappeared at the leading and trailing edges of the impeller blades, and the increased water flow velocity at the impeller outlet caused the vortex belt in the tailwater pipe to extend downstream, forming a double-layer vortex structure at the center and near the wall. [Conclusion] Some vortex structures are the main cause of the instability of the units' external characteristic parameters at the beginning of the start-up process. As the process continues, pressure pulsations begin to increase, and unstable vortex structures reappear within the impeller flow passages, [Results] ing in the unstable hydraulic characteristics of the pump turbine under no-load conditions. The analysis of pressure pulsations and internal flow characteristics in the volute and guide vane impeller regions aims to provide a reference for achieving stable low-head start-up of the pumped-storage units.

Keywords: pumped-storage power station; pump turbine; reverse-S characteristic; low-head start-up; pressure pulsation; flow characteristics

0 引言

随着我国能源结构由传统向新型绿色低碳能源结构的转变,抽水蓄能电站(以下简称抽蓄电站)成为满足电力系统调节需求的关键,在确保电力系统的安全运行、推动新能源的大规模发展和消纳利用方面发挥着关键的作用^[1-2]。由于抽蓄电站频繁起停和转换工况的工作特性以及水泵水轮机的流道特性,水泵水轮机在运行过程中易进入反S区,造成水力不稳定、工况跳跃等情况^[3-4]。过渡过程中机组流动特性复杂^[5],转速和压力波动剧烈^[6],甚至可能对转轮产生损伤^[7-8]。低水头发电并网过程的不稳定性是目前众多抽蓄电站、水电站常见的难题,因此开展水泵水轮机低水头起动过程水力不稳定特性研究对指导抽蓄机组稳定运行具有重要工程价值。

关于水泵水轮机反S区的不稳定特性和形成机理,国内外学者进行了诸多研究^[9-10]。HASMATU-CHI等^[11]通过气泡注射的方式,在水泵水轮机模型反S区工况实现了压力的测量和无叶区高速流的可视化,并分析了压力脉动特性。WEBER等^[12]提出了一种水泵水轮机瞬态模型试验的方法,这种试验方法通过降低上游压力,使水泵水轮机进入反S区,从而捕捉反S区的瞬态流动特性。ZENG等^[13]通过模型试

验的方式,在抽蓄机组模型系统开展甩负荷过程的动态试验,结果表明:在机组甩负荷过程中,水锤压力与水泵水轮机的反S特性以及导叶关闭规律有关。WANG等^[14]通过对水泵水轮机反S区工况进行数值模拟,发现水泵水轮机在制动工况和反水泵工况下的压力脉动特性与转轮叶片间的回流和无叶区随转轮周期性旋转的涡流有关。

目前对水泵水轮机起动过程的研究主要通过试验^[15]和数值模拟^[16]的两种方法,其中,试验的方式包括现场试验和模型试验,数值模拟方法主要包括一维方法、三维数值模拟以及一维-三维耦合方法^[17]。一维方法在抽蓄机组起动过程的研究中已经具有较高的精度,但无法对机组的内流特性进行可视化模拟。三维数值模拟方法可以更好地模拟出抽蓄机组起动过程中的流动特性,一维-三维耦合的方法则使用一维方法模拟输水管道同时兼顾了机组段的三维特性,提高了计算效率。YIN等^[18]建立了高水头水泵水轮机原型的三维模型,对水泵水轮机在水轮机工况下起动过程中的压力变化和湍流引起的应力集中进行了计算,探究了应力和形变与流量转速间的规律。JIN等^[19-20]通过一维-三维耦合的方法,模拟了水泵水轮机起动的瞬态过程,实现了各部件中流消能(Flow Energy Dissipation, FED)高值点的可视化,揭

示了起动过程中的压力脉动特性。陈会向等^[21]通过对水泵水轮机全过流系统低水头起动进行数值模拟,研究了起动过程中的压力脉动特性,探究了无叶区压力脉动高幅值及尾水管区域压力剧烈波动的原因。杨小龙等^[22]研究了水泵水轮机起动至并网过程的水力损失特性,探究了并网前后转轮、导叶水力损失的变化趋势。陈志明等^[23]对抽蓄机组水轮机工况起动过程进行数值模拟,分析了转轮区域的流动特性和动应力特性。李琪飞等^[24]运用 UDF 和动网格技术,使用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型对水泵水轮机全流道起动过程进行三维数值模拟,发现起动过程中来流对转轮叶片工作面的冲击是流道内的叶道涡和叶片载荷集中的主要原因。桂中华等^[25]通过对水泵水轮机起动过程进行数值模拟,研究了转轮水力激励力对转轮动应力的影响。孟庆^[26]通过数值模拟计算了水泵水轮机空载起动过程导叶关闭阶段,研究了机组流动特性和压力脉动特性,得到在起动过程中,各外特性参数随导叶开度线性变化。NICOLLE 等^[27-28]通过对水泵水轮机低水头起动过程的数值模拟,指出导叶运动造成网格质量变差是该研究面临的困难之一,并分析了起动过程发生若干流动现象。

综上所述,目前国内外学者水泵水轮机的起动研究主要采用了三维数值模拟方法,研究内容主要集中在起动过程的机组流动特性、转轮受力特性以及运行稳定性,但是对于非额定水头条件下低水头起动研究相对缺失。因此,本文将通过三维数值模拟方法对某抽水蓄能电站水泵水轮机全过流系统的低水头起动过程进行研究。重点分析蜗壳与导叶转轮区域的压力脉动以及内部流动特性,以期对抽蓄机组低水头稳定起动提供参考。

1 计算模型及数值模拟方法

1.1 数值模拟方法

1.1.1 基本控制方程与湍流模型

本文采用 CFD 数值模拟计算,控制方程为连续性方程和动量方程,公式为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

式中, u_i 、 u_j 分别为流体速度在 i 和 j 方向上的分量 (m/s); t 为时间 (s); ρ 为流体密度 (kg/m^3); p 为时均压强 (Pa); μ 为动力黏度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$); τ_{ij} 为雷诺应力 (Pa)。

RANS 模型在工程领域应用广泛,相比于其他湍流模型,此模型对计算精度要求较低且计算速度较快,同时发展出了 $k-\omega$ 和 $k-\varepsilon$ 计算模型。 $k-\omega$ 模型分为以下三种:标准 $k-\omega$ 模型,BSL $k-\omega$ 模型和 SST $k-\omega$ 模型。WILCOX^[29]在 $k-\omega$ 模型的基础上得到了标准 $k-\omega$ 模型,考虑了湍流的产生、输运和衰减过程并进行了低雷诺数、剪切流动和压缩性修正,使其在边界层计算中拥有更好的预测能力,标准 $k-\omega$ 模型尤其适用于近壁面的低雷诺数流动计算。MENTER^[30]提出的 BSL $k-\omega$ 模型是对标准 $k-\omega$ 模型进行改进后得到的模型,该模型兼顾了近壁面和远离壁面区域的计算。SST $k-\omega$ 模型目前的应用最为广泛,它是在 BSL $k-\omega$ 模型的基础上考虑了湍流剪切应力的传递,因此计算精度更高且适用于更多场景,尤其适合近壁面流动和逆压力梯度流动的计算,本文的计算中采用 SST $k-\omega$ 模型。

采用 SIMPLIC 方法对速度与压力方程进行解耦,采用一阶隐式格式离散时间项,采用二阶迎风格式离散对流项和扩散项,不同结构之间的交界面采用 interface 进行数据交换。残差收敛标准取为 10^{-5} ,每个时间步内的最大迭代次数设定为 35,后期检验中在 25 步内均可以收敛。

1.1.2 力矩平衡方程与动网格技术

在抽蓄机组起动过程中,转轮转速因转轮所受合力矩而产生变化,这一转速变化过程符合力矩平衡方程。在数值模拟计算中,通过 UDF 程序实现转轮转速的变化,如图 1 所示。公式为

$$M = J \frac{d\omega}{dt} \quad (3)$$

差分分为离散方程

$$\frac{M_i}{J} = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i} \quad (4)$$

$$\omega_{i+1} = \omega_i + \frac{M_i}{J}(t_{i+1} - t_i) \quad (5)$$

式中, M 为转轮所受合力矩 ($\text{kN} \cdot \text{m}$); ω 为转轮角速度 (rad/s); J 为转轮的转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)。

在抽蓄机组全过流系统数值模拟计算时,全过流系统模型中包括静止的过流部件和运动的过流部件,静止部件包括引水隧洞、蜗壳、固定导叶、转轮、尾水管和尾水隧洞,运动部件包括转动部件转轮和形变部件活动导叶。为了实现这些部件的运动,在 ANSYS FLUENT 中通常使用不同的动坐标或动网格模型,通常有:多参考系模型 (MRF)、滑移网格模型 (SM) 和动网格模型 (DM)。

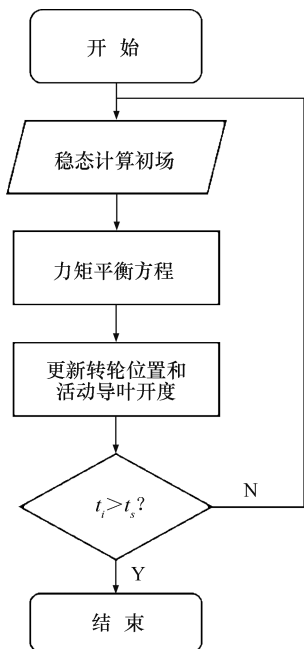


图1 抽蓄机组过渡过程实现示意

Fig. 1 Schematic diagram of the transition process of pumped-storage units

在本文中, 稳态计算时转轮区域使用了多参考系模型, 瞬态计算时转轮区域使用了滑移网格模型, 水泵水轮机起动过程中活动导叶的开启使用了动网格模型, 并且通过弹簧光顺和局部重构的方式对活动导叶区域的网格进行实时的更新。

1.2 研究对象与网格划分

1.2.1 计算模型与网格划分

本文的研究对象为某抽蓄电站全过流系统原型, 计算模型主要包括上游的引水隧洞、机组段和下游的尾水隧洞, 机组段的过流部件主要包括蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮和尾水管。该抽蓄电站全过流系统三维模型如图2所示, 该抽蓄电站基本参数如表1所列。

表1 抽蓄电站基本参数

Table 1 Basic parameters of pumped-storage power station

参数	数值
上游正常蓄水位/m	716.0
上库死水位/m	691.0
下库正常蓄水位/m	299.0
下库死水位/m	262.0
水泵水轮机型号	HLNA1518-LJ-412
水轮机工况额定出力/MW	306.1
水泵工况最大入力/MW	≤325
额定转速/r · min ⁻¹	428.6
发电电动机 GD ² /t · m ⁻²	6 000
水泵水轮机 GD ² /t · m ⁻²	240
导叶中心线高程/m	192.0

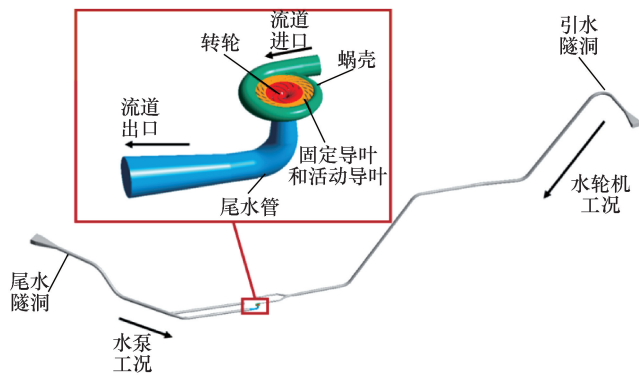


图2 抽蓄电站全过流系统三维模型

Fig. 2 Three-dimensional model of full-flow system of pumped-storage power station

使用 ANSYS ICEM 软件对全过流系统进行网格划分, 如图3所示。上游引水隧洞和下游尾水隧洞采用结构化网格, 蜗壳区域采用非结构化网格, 导叶区域考虑导叶运动时的动网格需求, 通过面网格拉伸的方式生成三棱柱体网格, 转轮和尾水管使用结构化网格的方式进行网格划分。

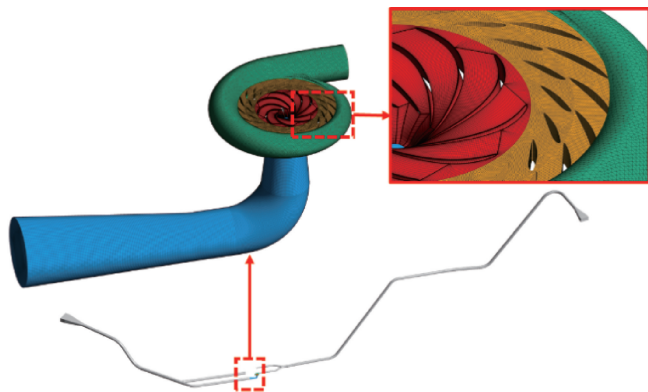


图3 全过流系统网格划分

Fig. 3 Grid division of full-flow system

1.2.2 网格精确性评估

本文使用网格收敛指数(GCI)评估验证网格的精确性。公式如下

$$GCI^{21} = \frac{F_s e_a^{21}}{r_{21}^p - 1} \quad (6)$$

$$e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \quad (7)$$

$$r_{21} = \sqrt[3]{\frac{N_1}{N_2}} \quad (8)$$

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln \left| \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right| + q(p) \right| \quad (9)$$

$$q(p) = \ln \left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s} \right) \quad (10)$$

$$s = \text{sgn}(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}) \quad (11)$$

式中, F_s 为安全因子, 一般设为 1.25; e_a 为两套网格计算得到数值解的相对误差; r 为网格细化因子; p 为收敛精度; ε_{21} 、 ε_{32} 分别为两套网格数值解的差值。

本文对模型进行了网格划分, 并选择了三组不同的网格方案, 具体而言, 方案一的网格数为 700 万, 方案二的网格数为 591 万, 方案三的网格数为 496 万, 选择了机组水头和转轮力矩作为参与网格精确性验证的参数。当网格数量为 700 万时, 机组水头和转轮力矩的网格独立性验证指标分别为 2.00% 和 1.57%, 这些指标均小于 3%, 说明方案一(700 万)的网格精度要求得到满足。网格划分方案如表 2 所列, 网格精确性验证结果如表 3 所列。

表 2 网格划分方案

Table 2 Grid division scheme

过流部件	网格数/万个
引水隧洞	68.8
蜗壳	104.2
固定导叶	52.7
活动导叶	136.5
转轮	182.3
尾水管	86.5
尾水隧洞	69.0
总计	700.0

表 3 网格精确性验证

Table 3 Grid accuracy verification

参数	$\varphi = H/m$	$\varphi = M/kN \cdot m$
网格数 N_1	700	
网格数 N_2	591	
网格数 N_3	496	
网格细化因子 r_{21}	1.06	
网格细化因子 r_{32}	1.06	
数值解 ϕ_1	390.0	5 476.0
数值解 ϕ_2	387.5	5 445.0
数值解 ϕ_3	384.0	5 400.0
安全因子 F_s	1.25	1.25
收敛精度 p	5.77	6.40
网格收敛指标 $GCI_{21}/\%$	2.00	1.57
网格收敛指标 $GCI_{32}/\%$	2.82	2.29

1.2.3 边界条件

为研究低水头工况下抽蓄机组全过流系统起动特性, 上库水位设置为 699 m, 下库水位 299 m, 水位差 400 m。且为了尽可能真实地模拟抽蓄电站的全过流系统, 引水隧洞进口和尾水隧洞出口均采用随水深增加的压力边界条件, 如图 4 所示。

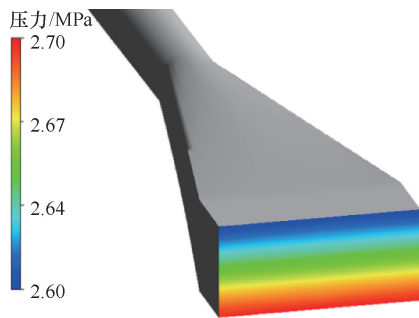


图 4 引水隧洞进口压力分布

Fig. 4 Inlet pressure distribution of water conveyance tunnel

1.3 压力监测点设置

为探究不同导叶开度角下反 S 区工况的压力脉动特性, 在机组进行瞬态计算时设置压力监测点, 如图 5 所示。图 5(a) 为蜗壳和导叶区域监测点, 在蜗壳和导叶区域, 监测点设置在导叶中心平面上, 在蜗壳内沿流动方向设置 9 个监测点 SC-1—9, 在固定导叶外侧设置监测点 SV1—20, 在固定导叶和活动导叶之间设置检测点 GV1—20, 在活动导叶和转轮之间的无叶区设置监测点 VL1—20。

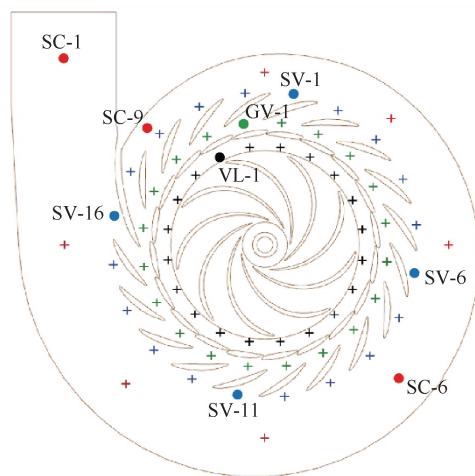


图 5 蜗壳和导叶区域压力监测点设置示意

Fig. 5 Schematic diagram of pressure monitoring points in volute and guide vane regions

通过对各监测点的无量纲压力脉动 C_p 进行短时傅里叶变换得到频域图, 分析各工况的频域特性。计算公式为

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{\rho g H} \quad (12)$$

式中, p 为实测压力 (Pa); \bar{p} 为平均压力 (Pa); g 为重力加速度 (m^2/s); H 为该工况下的水头 (m)。

2 结果与分析

2.1 机组外特性分析

活动导叶开度角的变化参考电站实际运行时导叶开启规律, 为了导叶开启过程中动网格能够正常重构和保证导叶网格质量, 活动导叶开度角从 1° 开始开启, 前20 s内以恒定速度从 1° 开启至 6° , 20 s之后活动导叶开度不变, 如图6所示, 可以看到, 随着导叶开启, 机组转速不断增加, 在活动导叶停止动作后转速变化率逐渐减小, 最终稳定在 416.2 r/min 左右, 与单位转速 n_r 相对误差2.89%。

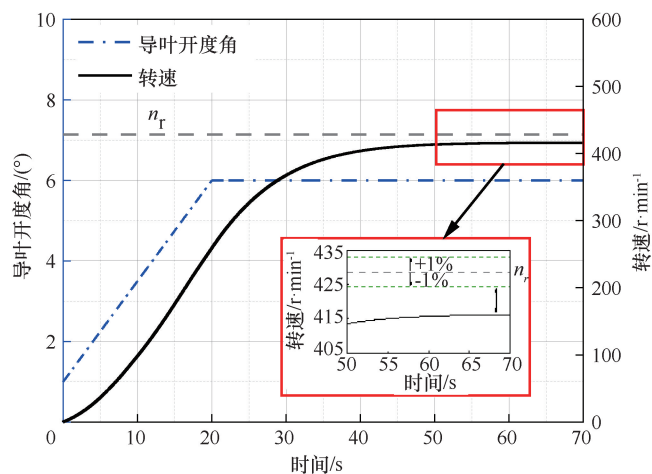


图6 起动过程机组转速变化

Fig. 6 Variation of unit speed during start-up process

起动过程外特性参数变化如图7所示。在水泵水轮机起动过程中, 机组的转轮转速、转轮力矩、流量和水头等外特性会发生较大的变化。0~5 s, 此时机组处于起动初期, 活动导叶开启, 机组流量、转轮力矩和转轮转速开始增加, 由于此时活动导叶开度角较小, 转轮力矩较小, 此时转轮转速上升较慢。在此阶段机组水头平稳, 无明显波动。5~10 s, 此阶段处于各参数的上升期, 机组水头剧烈波动, 在8.0 s时达到水头波动最小值 377.0 m , 在9 s时水头波动达到最大值 414.8 m , 并且同时导致转轮力矩和流量的小幅波动。10~20 s, 此阶段处于导叶开启的后期, 机组水头缓慢上升并伴有小幅度波动, 转轮力矩迅速增加, 在16.6 s达到最大值 $2\,804\text{ kN}\cdot\text{m}$, 之后开始减小, 此时转轮转速上升速率达到最大值; 机组流量不断增加, 在20 s, 即导叶停止运动时达到最大值。20~70 s, 此阶段导叶停止运动, 机组水头在20 s时从 383.2 m 迅速上升到 391.5 m , 这主要是由于机组起动过程中活动导叶开启, 水流惯性作用导致负水锤, 造成压力降低, 导叶停止动作后压力迅速恢复到

正常水平, 之后缓慢下降并趋于稳定, 最终稳定在 390.0 m 处上下波动; 机组流量在20.5 s达到最大值 $26.4\text{ m}^3/\text{s}$ 后缓慢下降, 之后逐渐减小并稳定在 $22.5\text{ m}^3/\text{s}$; 转轮力矩迅速减小, 并稳定在 $0\text{ kN}\cdot\text{m}$ 附近, 转轮转速继续增加但转速上升速率减小, 最终稳定在 416.2 r/min 。

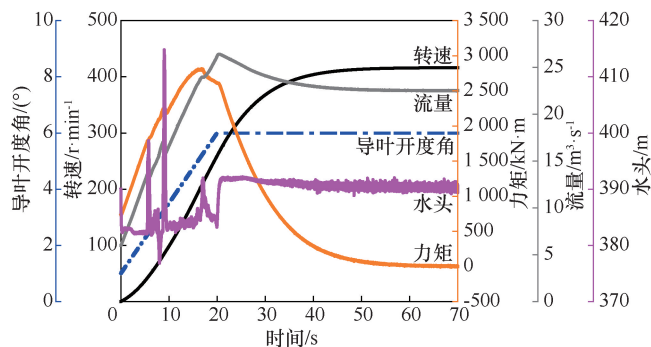


图7 起动过程外特性参数变化

Fig. 7 Variation of external characteristic parameters during start-up process

起动过程单位特性曲线变化如图8所示, 包括单位转速-单位流量图($n_{11}-Q_{11}$ 图)和单位转速-单位力矩图($n_{11}-M_{11}$ 图)。可以看到, 随着活动导叶的开启, 单位特性曲线逐渐从小开度线向大开度线方向延伸, 单位转速、单位流量和单位力矩逐渐增加, 活动导叶开启到 6° 停止, 在单位特性曲线图中存在一个明显的转折点, 此点之后单位转速继续增加, 单位流量和单位力矩开始减小并最终趋于稳定。在单位转速-单位流量图中, 数值模拟的最终工况停止在 6° 和 8° 之间, 在单位转速-单位力矩图中, 数值模拟的最终工况停止在 6° , 与数值模拟的实际设定角度较为匹配。

2.2 机组压力脉动特性分析

2.2.1 蜗壳区域压力脉动特性

蜗壳区域监测点压力波动如图9所示, 可以看到, 各监测点压力波动趋势和幅值基本相同, 越靠近蜗壳进口压力值相对较小, 蜗壳各测点压力最大值 717.0 m , 压力最小值 685.0 m 。蜗壳区域监测点压力最值分布如图10所示, 沿流动方向监测点的压力最大值出现在SC-2监测点, 即蜗壳入口靠近隔舌处, 之后监测点压力最大值逐渐减小, 主要原因是此处水流最早进入导叶, 流态不稳定, 后续监测点流态逐渐稳定且处于下游, 压力波动最大值逐渐减小; 沿流动方向监测点压力波动最小值逐渐增大。

为分析监测点压力脉动特性, 通过Savitzky-Golay函数获得起动过程中随时间变化的均值压力, 阶数为3阶, 采样数为50, 由实测压力 p 与时间均值压力

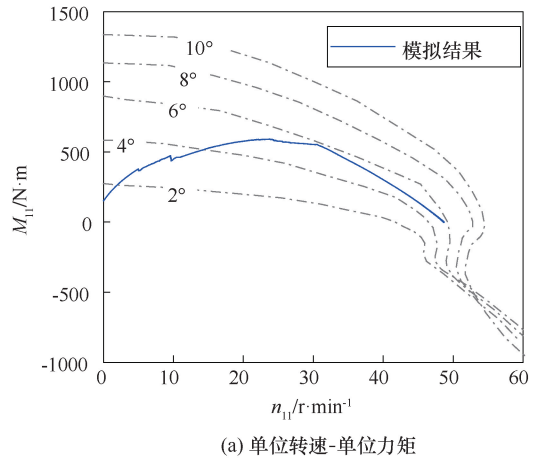
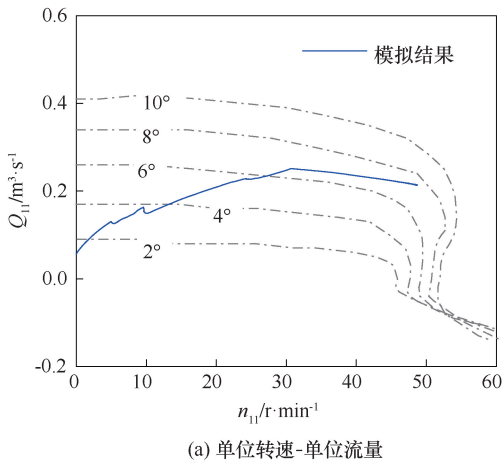


图8 起动过程单位特性曲线变化

Fig. 8 Variation of unit characteristic curves during start-up process

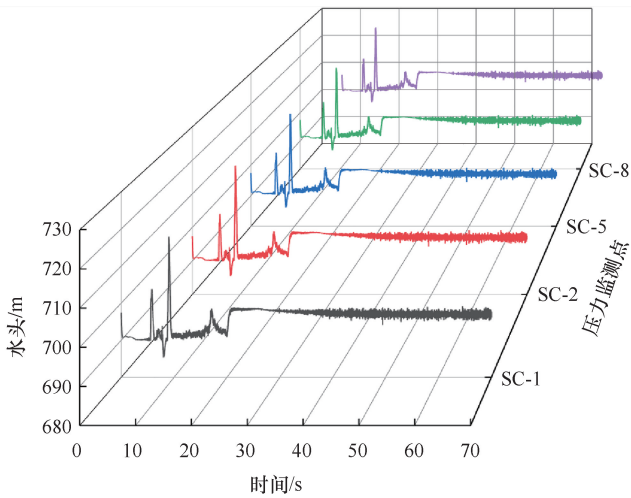


图9 蜗壳区域监测点压力波动

Fig. 9 Pressure fluctuation at monitoring points in the volute region

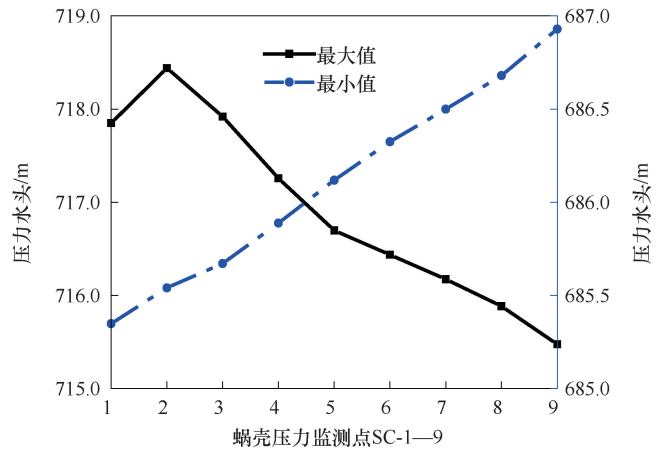


图10 蜗壳区域监测点压力最值分布

Fig. 10 Distribution of pressure extreme values at monitoring points in the volute region

\tilde{p} 的差值和平均压力的比值得到起动过程中的无量纲压力脉动 C_{pu} , 之后对无量纲压力脉动 C_{pu} 进行短时傅里叶变换, 得到起动过程中压力脉动的功率频谱图。

$$C_{pu} = \frac{p - \bar{p}}{\bar{p}} \quad (13)$$

$$\bar{p} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i}{n} \quad (14)$$

式中, \bar{p} 为 Savitzky-Golay 函数提取的时间均值压力 (Pa); \bar{p} 为平均压力 (Pa); n 为实测压力数据总数。

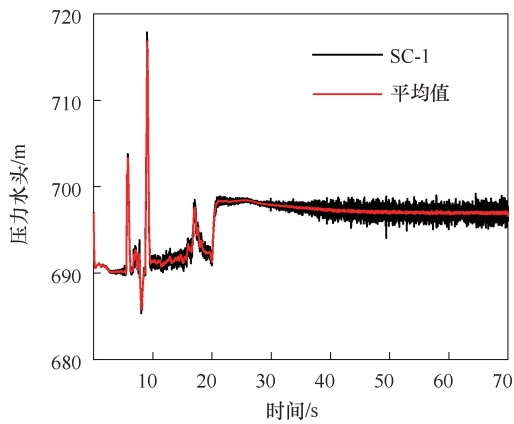
蜗壳 SC-1 和 SC-9 监测点压力脉动特性分别如图 11、图 12 所示。图 11(b) 为 SC-1 测点无量纲压力脉动, 压力脉动幅值主要分布在 $-0.003 \sim 0.003$, 最大值 0.005, 在起动初始阶段和 27 s 附近压力脉动幅值

相对较小; SC-9 监测点压力脉动分布与 SC-1 监测点类似。图 11(c) 为 SC-1 测点的功率频谱图, 图中 f_n 为转轮转频, $9f_n$ 为转轮叶频, $18f_n$ 为二倍叶频, 可以看到蜗壳测点的主频为 $18f_n$ 和 $9f_n$; 在前 20 s 内存在部分低频脉动, 是活动导叶运动导致。图 12(c) 为 SC-9 测点的功率频谱图, 5~20 s 和 30~70 s 存在低频的高幅值区域, 将 $18f_n$ 和 $9f_n$ 掩盖, 主要原因是 SC-9 监测点处于蜗壳尾部靠近蜗壳隔舌, 转轮和导叶的动静干涉作用在此处不明显。

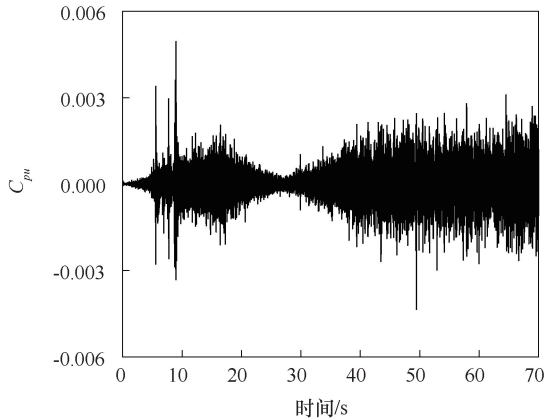
2.2.2 导叶与转轮区域压力脉动特性

为分析导叶和转轮区域压力脉动特性和周向压力分布特性, 对实测压力处理得到压力不均匀度 C_{pm} 。计算公式如下

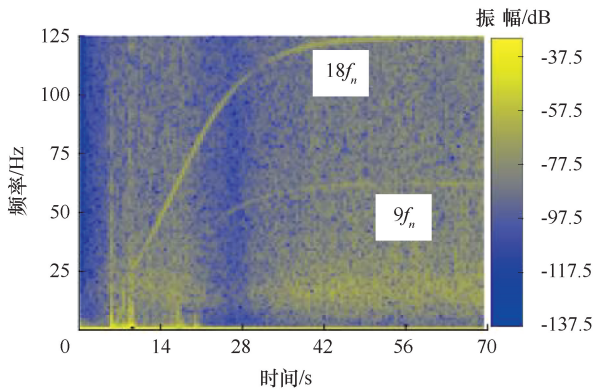
$$C_{pm} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (p_i - \bar{p})^2}{n}} / \frac{1}{2} \rho \omega^2 r^2 \quad (15)$$



(a) 压力波动



(b) 无量纲压力脉动



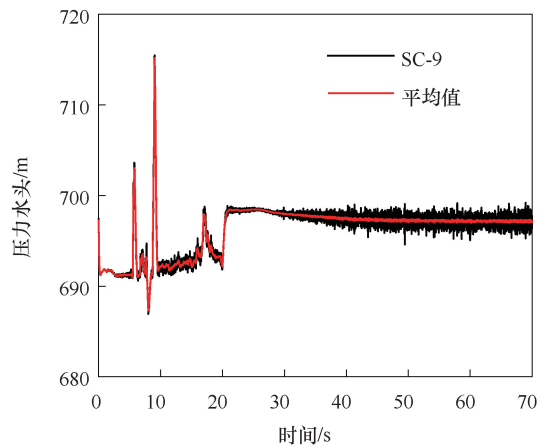
(c) 功率频谱

图 11 蜗壳区域 SC-1 监测点压力脉动特性

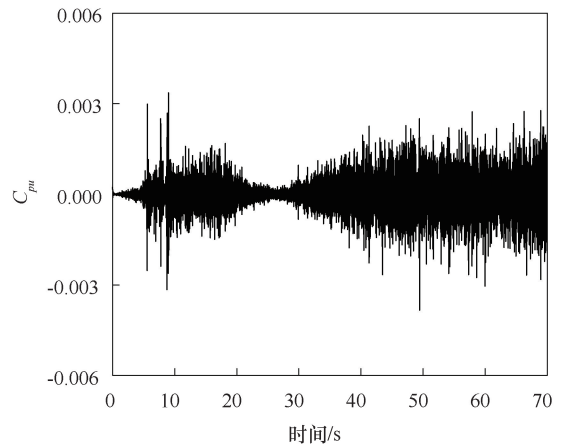
Fig. 11 Pressure pulsation characteristics of monitoring point SC-1 in the volute region

式中, p_i 为实测压力 (Pa); ω 为转轮额定角速度 (rad/s); r 为转轮半径 (m)。

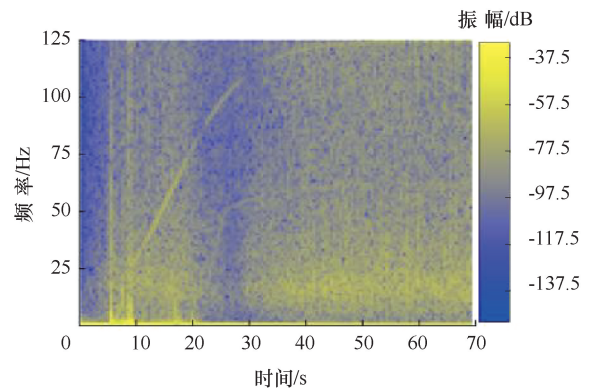
导叶区监测点压力不均匀度分布如图 13(a) 所示。活动导叶外侧监测点 GV-1—20 的压力不均匀度幅值大于固定导叶外侧监测点 SV-1—20, 主要是由于 GV 监测点更靠近转轮, 且活动导叶开度角较小, 压力波动较 SV 监测点更加剧烈。在周向方向上, SV 和 GV 监测点压力不均匀度沿流动方向从 SV(GV)-16



(a) 压力波动



(b) 无量纲压力脉动



(c) 功率频谱

图 12 蜗壳区域 SC-9 监测点压力脉动特性

Fig. 12 Pressure pulsation characteristics of monitoring point SC-9 in the volute region

开始逐渐增大, 在 SV(GV)-17 达到最大值, 这种变化的主要原因是, 沿流动方向蜗壳过流面积逐渐减小, 流速增大, 压力波动增大, 导致压力不均匀度增大, 位于隔舌内侧的监测点压力不均匀度最大。图 13(b) 为无叶区监测点压力不均匀度分布, 可以看到, 无叶区压力不均匀度幅值远大于导叶区域, 这

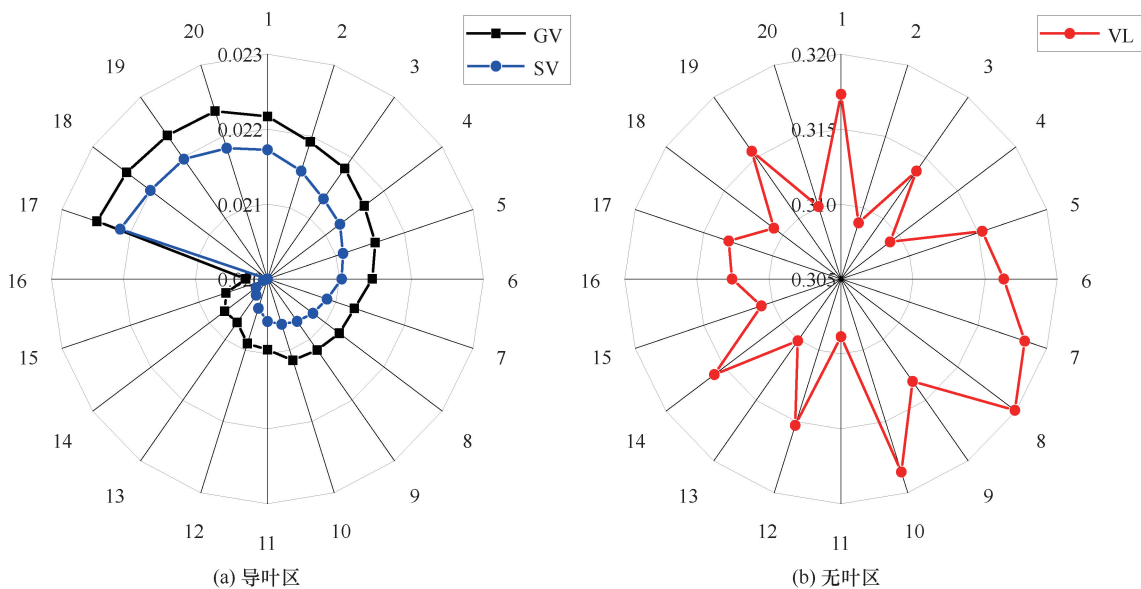


图 13 导叶和转轮区域监测点压力不均匀度分布

Fig. 13 Distribution of pressure non-uniformity at monitoring points in guide vane and impeller regions

主要是由于无叶区监测点距离转轮较近, 受转轮转动影响大, 同时活动导叶开度角较小, 水泵水轮机起动过程中无叶区会形成高流速的水环, 导致剧烈的压力波动。在周向上压力不均匀度幅值差异较大且无明显规律。

导叶区和无叶区监测点压力波动幅度如图 14 所示。导叶区监测点 SV 和 GV 的压力波动在周向没有明显差异, 各测点压力波动趋势均为过渡过程前期波动幅度较大, 中后期稳定在小范围内波动并且幅值基本相同, 其变化趋势与机组水头的变化趋势一致, 导叶区域压力最大值达到 720 m; 无叶区监测点压力波动在周向上没有明显差异, 压力最大值达到 700 m。

SV-1、GV-1 和 VL-1 监测点压力脉动特性分别如图 15—图 17 所示。由图 15(b)和图 16(b)可知, SV-1 监测点无量纲压力脉动幅值主要分布在 $-0.003 \sim 0.003$, 最大值为 0.008 5, 在前 20 s 活动导叶开启阶段, 压力脉动幅值逐渐增加, 导叶停止动作后压力脉动幅值先减小后增加, 在 27 s 达到最小值; GV-1 监测点无量纲压力脉动分布与 SV-1 类似, 但幅值略大于 SV-1。由图 15(c)和图 17(c)可知, SV-1 监测点主频 $18f_n$, GV-1 监测点主频 $9f_n$ 和 $18f_n$, 这是由于转轮和活动导叶形成动静干涉信号向上游传播导致, 由于传播能量衰减, 可以看到固定导叶监测点信号幅值明显小于活动导叶区域。由图 17(b)可知, 无叶区监测点 VL-1 无量纲压力脉动幅值主要分布在 $-0.05 \sim 0.05$, 在水泵水轮机起动初期 0~3 s 内, 此时转轮转速较小, 无叶区流速较低, 尚无明显的压力波动, 压

力脉动幅值较小; 在 3~27 s 内, 此阶段转轮转速快速上升, 在无叶区形成高流速的水环, 造成压力脉动幅值增大; 在 27 s 之后, 转轮转速达到最大值并趋于稳定, 此时处于机组空载工况, 转轮力矩在零点附近波动, 流动不稳定性增加, 形成剧烈压力脉动。由图 17(c)可知, 无叶区监测点 VL-1 的压力信号主要为 $9f_n$ 和 $18f_n$, 且幅值较大, 主要由转轮转速增加和转轮与导叶间的动静干涉导致; 同时, 0~20 s 内存在幅值较小的频率为 $27f_n$ 的压力脉动信号, 20 s 之后频率逐渐减小至 $9f_n$, 可以判断该信号与活动导叶的开启有关。

2.3 活动导叶及转轮流动特性分析

为探究水泵水轮机起动过程机组流动特性, 选择起动过程中 6 个时刻进行分析(见表 4)。

表 4 工况点选择

Table 4 Selection of operating points

编号	时间/s	导叶开度角/(°)	机组转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$
T_1	2	1.5	11.0
T_2	6	2.5	47.4
T_3	10	3.5	98.3
T_4	14	4.5	159.1
T_5	30	6.0	367.5
T_6	58	6.0	415.3

在水泵水轮机起动过程中, 活动导叶开启, 转轮转速变化剧烈, 活动导叶及转轮区域流态变化复杂。不同特征时刻活动导叶和转轮区域能量损失、压力分布、速度分布以及相对速度分布情况如图 19 所示。

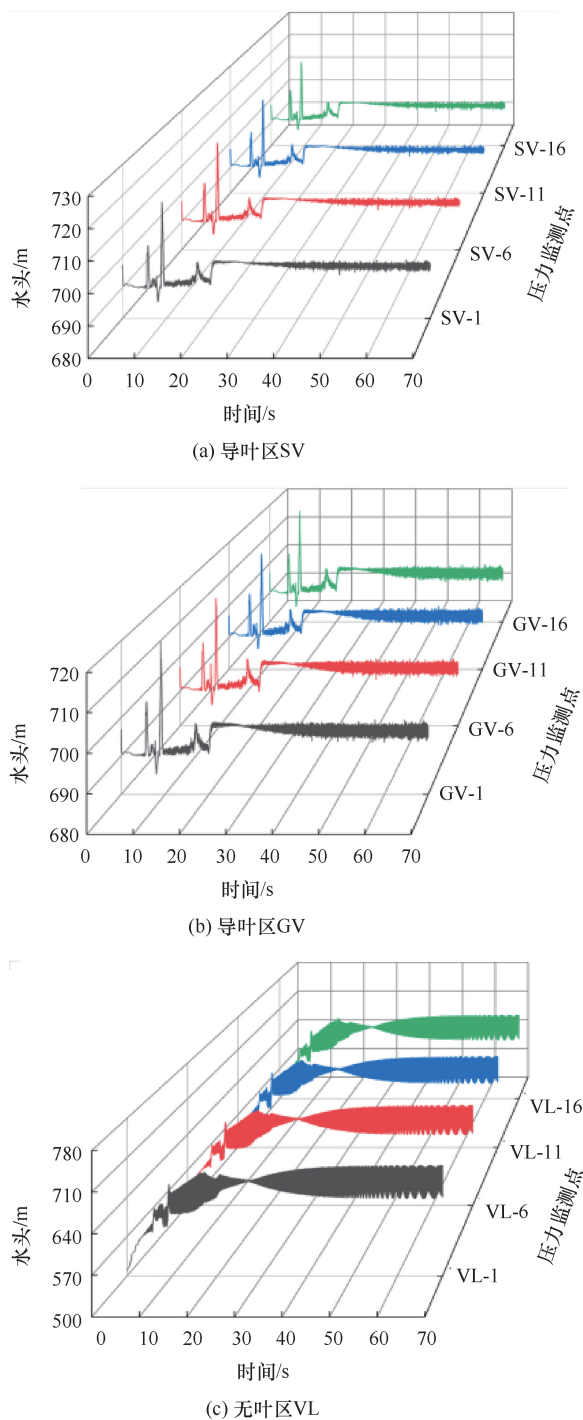
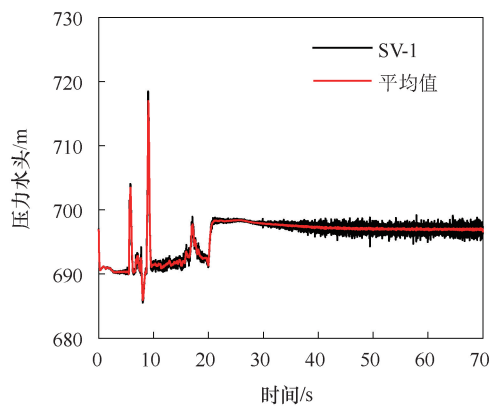


图 14 导叶区和无叶区监测点压力波动

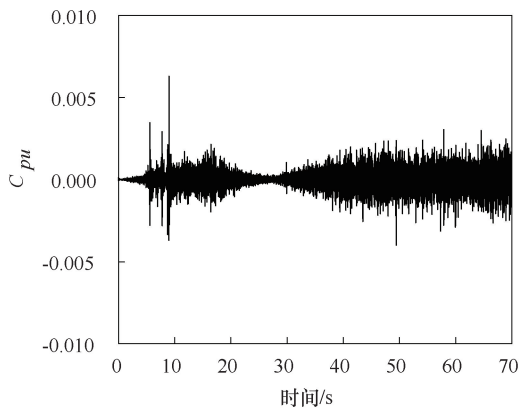
Fig. 14 Pressure fluctuation of monitoring points in guide vane and non-vane regions

相对速度是水流相对转轮的速度。

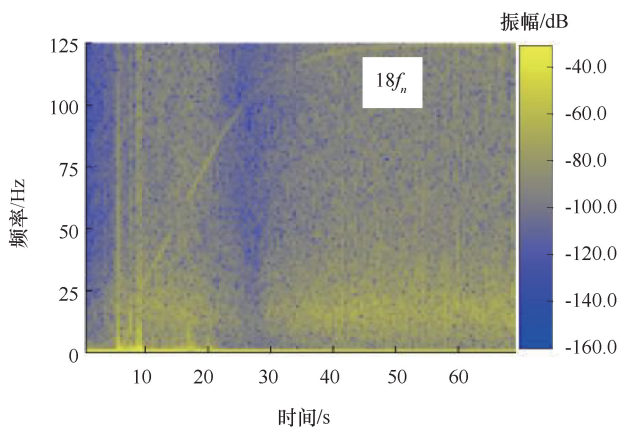
在 T_1 时刻, 此时处于水泵水轮机起动初期, 活动导叶开度角较小, 水流从无叶区流向叶片压力面前缘, 在叶片前缘形成高压区, 接触转轮叶片后一部分水流沿叶片前缘流向相邻流道, 从速度分布图可以看到, 每个转轮叶片前缘对应的无叶区都存在一个高流



(a) 压力波动



(b) 无量纲压力脉动



(c) 功率频谱

图 15 导叶区域 SV-1 监测点压力脉动特性

Fig. 15 Pressure pulsation characteristics of monitoring point SV-1 in guide vane region

速区域; 另一部分水流沿叶片流向下流, 同时与下游沿叶片吸力面反向流出的水流相切, 在流道内形成大尺度旋涡, 在此处形成低压区。湍流熵产损失主要集中在叶片压力面和活动导叶背面。 T_2-T_4 时刻, 活动导叶开度角逐渐增大, 转轮转速和转轮内水流速度逐渐增加, 水流从无叶区冲击叶片前缘, 转轮压力面高压区向流道内部延伸, 叶片压力面和吸力面压差增

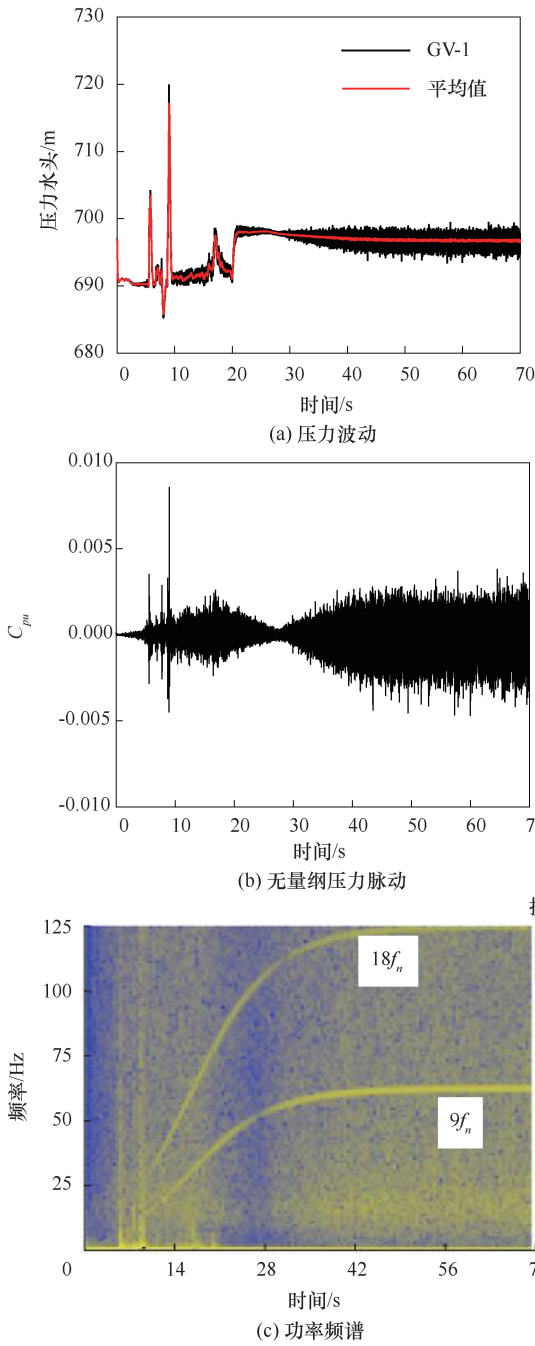


图 16 导叶区域 GV-1 监测点压力脉动特性

Fig. 16 Pressure pulsation characteristics of monitoring point GV-1 in the guide vane region

大, 转轮力矩增加。随着转轮转速增加, 从尾水管流向转轮的水流流量增大, 在叶片吸力面形成高流速区域, 水流经叶片吸力面到达叶片前缘后转向, 沿相邻叶片的压力面流向下流。转轮高熵产率区域逐渐向下游移动。 T_5 和 T_6 时刻, 转轮内部流动基本稳定, 压力分布均匀, 转轮叶片压差减小, 无明显旋涡, 能量损失较小。同时, 水流流速迅速增加, 这是由于此时处于力矩下降阶段, 水流对转轮的做功减少, 转轮转

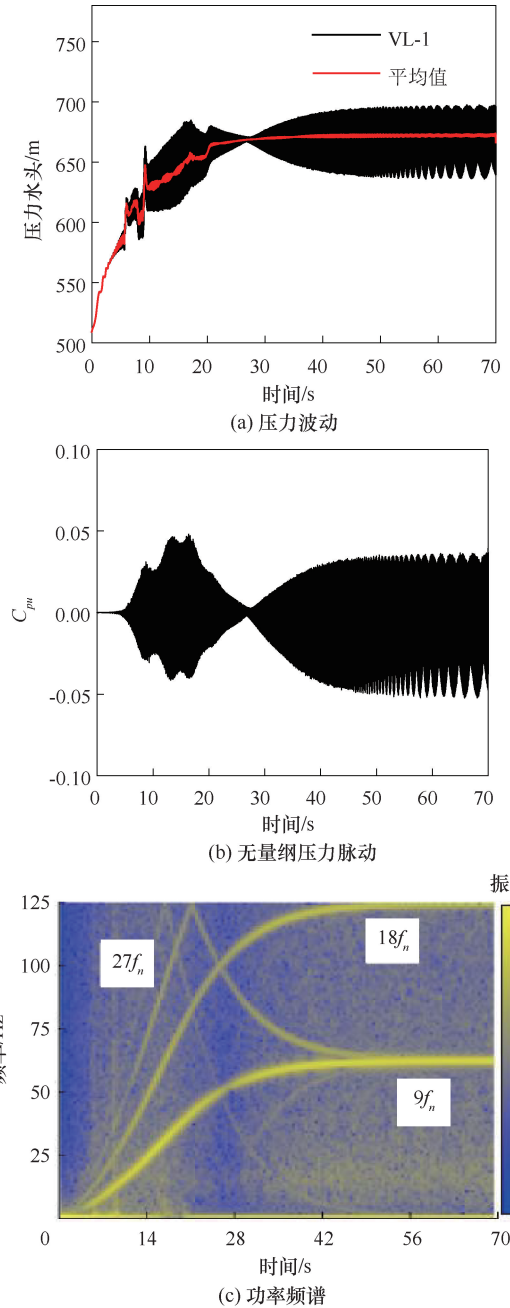


图 17 无叶区 VL-1 监测点压力脉动特性

Fig. 17 Pressure pulsation characteristics of monitoring point VL-1 in the non-vane region

速增加速度降低, 水流获得了更大的流速, 无叶区水环现象得到改善。

不同特征时刻转轮和导叶区域旋涡结构分布情况如图 19 所示。识别方法为 Q 准则, 采用涡量为 $30\ 000\ s^{-1}$ 的等值面展示旋涡结构, 在水泵水轮机起动过程中旋涡结构主要集中在活动导叶和转轮区域。水泵水轮机起动初期, 活动导叶开度角较小, 水流从活动导叶低速流入无叶区, 形成较大的速度梯度并被无叶区的高速环流加速, 在活动导叶前缘区域表面

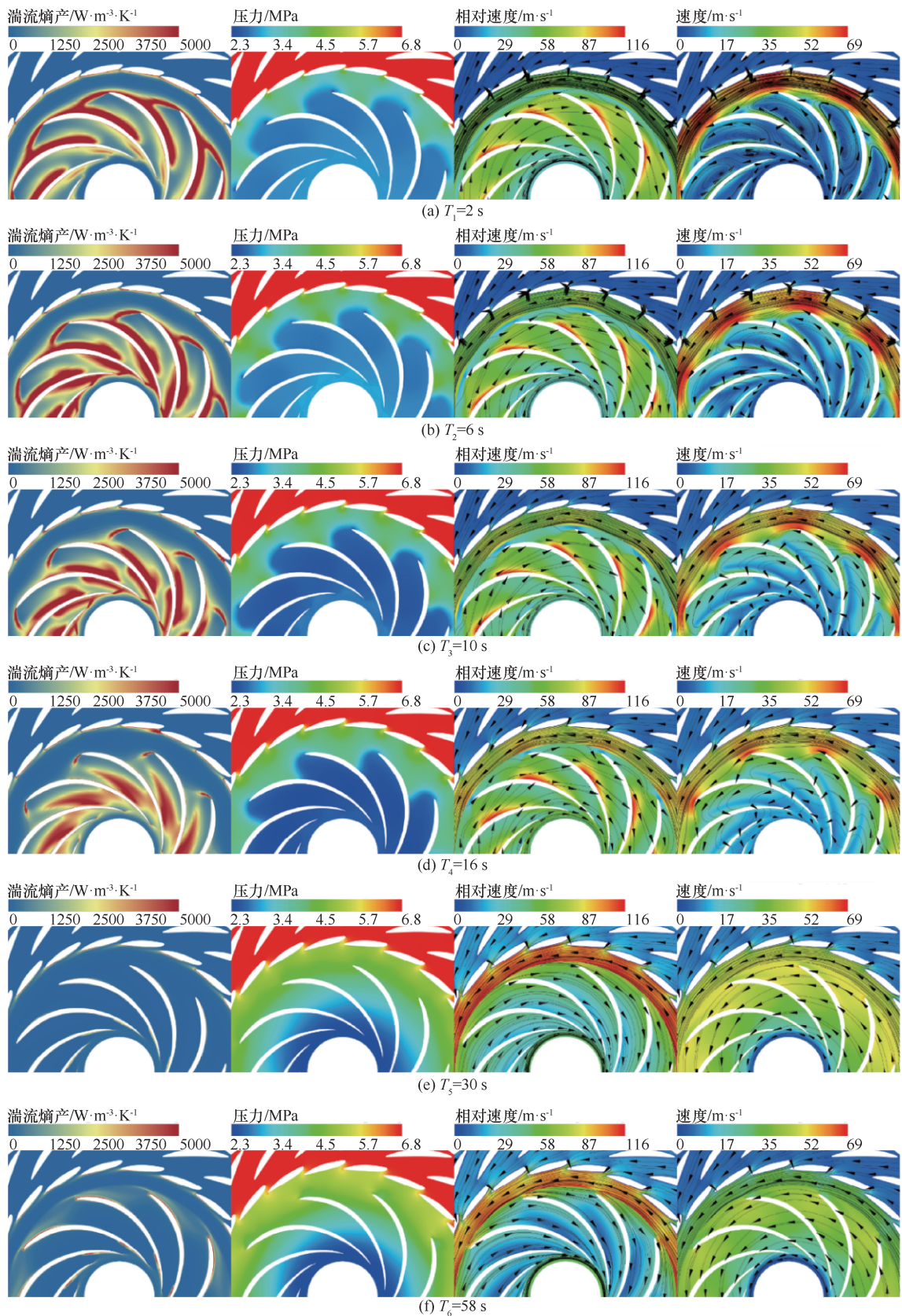


图 18 不同特征时刻活动导叶和转轮区域能量损失、压力分布、相对速度分布以及绝对速度分布

Fig. 18 Energy loss, pressure distribution, relative velocity distribution, and absolute velocity distribution in the moving guide vane and impeller regions at different characteristic times

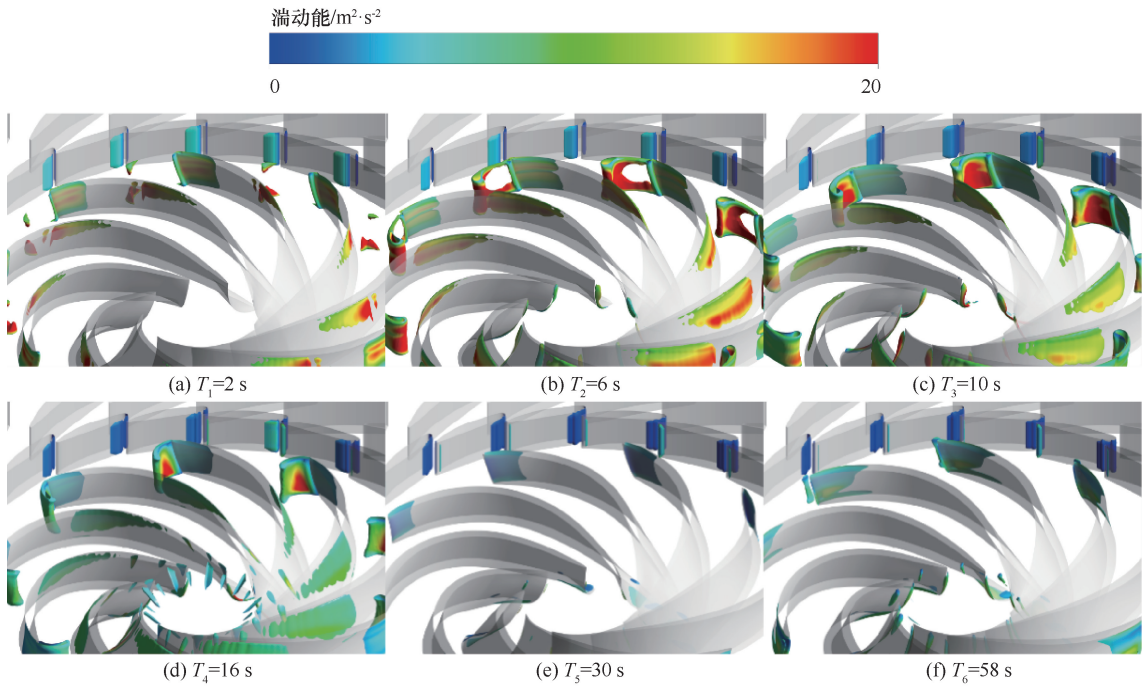


图 19 不同特征时刻转轮和导叶区域旋涡结构分布

Fig. 19 Vortex structure distribution in the impeller and guide vane regions at different characteristic times

形成涡结构,在活动导叶尾部形成流动分析区域。随着导叶开度角增加,活动导叶区域涡结构湍动能强度减小。在转轮进口水流从无叶区流向转轮叶片前缘压力面区域,推动转轮加速,一部分水流从叶片前缘流向相邻叶片,在叶片前缘位置发生流动分离形成涡结构,同时无叶区水流从此处流入,在入口叶间形成湍动能较高的不稳定流动。转轮出口处,叶片尾缘形成了由于流动分离产生的涡结构。在 T_2 和 T_3 时刻,转轮入口处的涡结构分布广泛且湍动能强度较大,与机组水头剧烈波动时间吻合。 T_4 时刻,转轮进口涡结构分布面积和强度开始减小,压力面涡结构分布开始向转轮出口移动。 T_5 和 T_6 时刻,活动导叶停止运动,转轮转趋于平稳,涡结构集中于叶片前缘和尾缘。结合图 18 和图 19,可以看到,在开环阶段机组段水头波动的主要原因是转轮进口和转轮叶片内部存在旋涡阻塞流道,这些旋涡使流量降低,造成正水锤导致转轮上游压力迅速增大,下游压力迅速降低,旋涡结构随水锤高压减少后,流道通畅,流量迅速增加,又导致小幅度的负水锤低压。

3 结论

本文对某抽蓄电站水泵水轮机全过流系统的发电工况低水头起动过程进行了数值模拟,对比了起动过程不同阶段的外特性和压力脉动特性变化规律,结合流动分析和涡量分析,探究了外特性变化和压力脉动

剧烈波动的原因。具体结论如下。

(1) 开环控制阶段,由于水锤效应,机组段水头降低,同时出现数次大幅波动,转轮上游区域压力与水头同步同向变化,转轮下游区域与水头同步反向变化。

(2) 导叶开启阶段,转轮进口、转轮叶片内部存在旋涡阻塞流道,这些旋涡使流量降低,造成正水锤导致转轮上游压力迅速增大,下游压力迅速降低,旋涡结构随水锤高压减少后,流道通畅,流量迅速增加,又导致小幅度的负水锤低压。

(3) 在转轮区域,活动导叶停止运动后,机组各点压力脉动幅度减小,转轮进口和出口的涡结构分布减少;随着转轮力矩继续降低,机组进入反 S 区并接近空载工况,压力脉动开始增强,转轮叶片前缘和尾缘重新产生不稳定涡结构,尾水管涡带演化为中心和近壁面双层的涡结构,转轮力矩在零点附近波动,造成了水泵水轮机空载不稳定的水力特性。

相比于传统的一维特征线法,三维过渡过程方法不仅可以获得抽蓄机组复杂瞬态过程外特性参数的变化过程,亦可清晰内部复杂水力流动结构的时空演变过程并揭示外特性参数变化的原因,为进一步开展抽蓄机组复杂过渡过程水力控制提供了理论基础和优化方向。但是,由于三维过渡过程数值计算复杂、成本高等原因导致本文还未能开展起动过程多工况的对比

分析。同时, 虽然目前国内外大部分三维过渡过程研究均只能采用稳态数据进行数值模拟精度的对比, 但是通过一些同时具备原型测试和三维过渡过程计算的相关研究成果表明, 在充分保障网格划分精度和边界条件设置与指定的基础上, 三维过渡过程计算相较于一维特征线法仍然具有更高精度。对于抽蓄机组低水头起动过程的三维数值模拟, 今后还应更多关注活动导叶在调速器调节下机组的动态响应特征以及控制规律的优化问题; 另外, 今后三维过渡过程内部复杂流动还可通过较为精细地考虑流体的弱可压缩特性、多相流特征、止漏环处间隙流特征甚至多场耦合的影响等, 这不仅是当下研究的局限和挑战, 也是未来进一步重点突破的方向。

参考文献 (References):

[1] 杨若朴, 范展滔, 抽水蓄能电站在新型电力系统中的应用与展望[J]. 中外能源, 2023, 28(9): 12-17.
YANG Ruopu, FAN Zhantao. Application and prospects of pumped-storage power stations in new power system[J]. Sino-Global Energy, 2023, 28(9): 12-17.

[2] 刘元洪, 杨威嘉, 黄一凡, 等. 变速抽水蓄能机组运行转速对水泵断电工况的影响规律研究[J]. 水利水电技术(中英文), 2023, 54(3): 144-153.
LIU Y H, YANG W J, HUANG Y F, et al. Influence of operating speed of variable speed pumped storage units on pump outage condition[J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2023, 54(3): 144-153.

[3] XIA L S, CHENG Y G, YANG J D, et al. Evolution of flow structures and pressure fluctuations in the S-shaped region of a pump-turbine[J]. Journal of Hydraulic Research, 2019, 57(1): 107-121.

[4] LI D Y, FU X L, ZUO Z G, et al. Investigation methods for analysis of transient phenomena concerning design and operation of hydraulic-machine systems: A review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019, 101: 26-46.

[5] 张方芳, 陶然, 肖若富. 数据驱动的水泵水轮机综合特性曲线优化表达[J]. 水利发展研究, 2024, 24(6): 65-72.
ZHANG Fangfang, TAO Ran, XIAO Ruofu. Improved expression of composite performance curve for data-driven pump turbine[J]. Water Resources Development Research, 2024, 24(6): 65-72.

[6] GENTNER C, SALLABERGER M, WIDMER C, et al. Numerical and experimental analysis of instability phenomena in pump turbines [J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012, 15(3): 032042.

[7] WANG H J, WANG J P, GONG R Z, et al. Investigations on pressure fluctuations in the S-shaped region of a pump-turbine[J].

Energies, 2021, 14(20): 6683.

[8] EGUSQUIZA E, VALERO C, HUANG X X, et al. Failure investigation of a large pump-turbine runner[J]. Engineering Failure Analysis, 2012, 23: 27-34.

[9] ZUO Z G, FAN H G, LIU S H, et al. S-shaped characteristics on the performance curves of pump-turbines in turbine mode: A review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 60: 836-851.

[10] TAO R, ZHOU X Z, XU B C, et al. Numerical investigation of the flow regime and cavitation in the vanes of reversible pump-turbine during pump mode's starting up[J]. Renewable Energy, 2019, 141: 9-19.

[11] HASMATUCHI V, FARHAT M, ROTH S, et al. Experimental evidence of rotating stall in a pump-turbine at off-design conditions in generating mode[J]. Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(5): 051104.

[12] WEBER W, KAHLER J, MAGNOLI M, et al. Transient approach for identification of the S-shape region of pump turbines[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019, 240: 072037.

[13] ZENG W, YANG J D, HU J H. Pumped storage system model and experimental investigations on S-induced issues during transients[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 90: 350-364.

[14] WANG L Q, YIN J L, JIAO L, et al. Numerical investigation on the "S" characteristics of a reduced pump turbine model[J]. Science China Technological Sciences, 2011, 54(5): 1259-1266.

[15] TRIVEDI C, GANDHI B, MICHEL C J. Effect of transients on Francis turbine runner life: A review [J]. Journal of Hydraulic Research, 2013, 51(2): 121-132.

[16] CIOCAN G D, ILIESCU M S, VU T C, et al. Experimental study and numerical simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex [J]. Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(2): 146-158.

[17] LAIS S, LIANG Q W, HENG GELER U, et al. Dynamic analysis of francis runners-experiment and numerical simulation [J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2009, 2(4): 303-314.

[18] YIN X L, HUANG X X, ZHANG S Z, et al. Numerical investigation of flow and structural characteristics of a large high-head prototype pump-turbine during turbine start-up[J]. Energies, 2023, 16(9): 3743.

[19] JIN F Y, WANG H M, LUO Y Y, et al. Visualization research of energy dissipation in a pump turbine unit during turbine mode's starting up[J]. Renewable Energy, 2023, 217: 119172.

[20] JIN F Y, LUO Y Y, WANG H M, et al. Dynamic response of a pump-turbine runner during turbine's mode starting up[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 74: 109339.

[21] 陈会向, 刘汉中, 王胤淞, 等. 抽水蓄能机组低水头起动过渡过

- 程压力脉动分析[J]. 农业工程学报, 2023, 39(6): 63-72.
- CHEN H X, LIU H Z, WANG Y S, et al. Pressure pulsation during low head start-up transient in a pumped-storage hydropower unit[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2023, 39(6): 63-72.
- [22] 杨小龙, 王焕茂, 林恺, 等. 抽水蓄能机组水轮机工况启动过程内部流场分析[J]. 大电机技术, 2024(1): 1-7.
- YANG Xiaolong, WANG Huanmao, LIN Kai, et al. Analysis of internal flow field during the start-up of hydraulic turbine of pumped storage unit. [J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2024, (1): 1-7.
- [23] 陈志明, 靳发业, 林恺, 等. 抽水蓄能机组水轮机工况启动过程转轮动应力特性[J]. 大电机技术, 2024(1): 8-14.
- CHEN Zhiming, JIN Faye, LIN Kai, et al. Dynamic stress characteristics of the runner during the turbine mode's start-up process for a pumped storage unit. [J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2024, (1): 8-14.
- [24] 李琪飞, 黄腾, 马琴珍, 等. 水泵水轮机启动过程转轮叶片受力分析[J]. 太阳能学报, 2022, 43(10): 371-377.
- LI Q F, HUANG T, MA Q Z, et al. Stress analysis of runner blades in pump-turbine start-up process[J]. Acta Energetica Sinica, 2022, 43(10): 371-377.
- [25] 桂中华, 夏翔, 王薇, 等. 水泵水轮机启动过程转轮动应力分析[J]. 农业机械学报, 2021, 52(12): 153-161.
- GUI Z H, XIA X, WANG W, et al. Dynamic stress analysis of pump-turbine runner during start-up[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(12): 153-161.
- [26] 孟庆. 水泵水轮机 S 特性区内过渡过程动态特性及内流机理研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2020.
- MENG Q. Study on Dynamic Characteristics of Transition Process and Internal Flow Mechanism of Pump Turbine S Characteristic Area[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2020.
- [27] NICOLLE J, MORISSETTE J F, GIROUX A M. Transient CFD simulation of a Francis turbine startup[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012, 15(6): 062014.
- [28] NICOLLE J, GIROUX A M, MORISSETTE J F. CFD configurations for hydraulic turbine startup[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2014, 22(3): 032021.
- [29] DURAISAMY K, IACCARINO G, XIAO H. Turbulence modeling in the age of data[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2019, 51(1): 357-377.
- [30] KAN K, ZHANG Q Y, XU Z, et al. Energy loss mechanism due to tip leakage flow of axial flow pump as turbine under various operating conditions[J]. Energy, 2022, 255: 124532.

(责任编辑 王璐)