

DOI: 10. 20040/j. cnki. 1000-7709. 2023. 20222172

长短叶片水泵水轮机双机同时甩负荷过程中空化发展及影响

吴卫东¹, 李 磊¹, 刘旭阳¹, 刘 珂², 程永光², 唐茂嘉²

(1. 国网新源控股有限公司河南洛宁抽水蓄能有限公司, 河南 洛宁 471700;
2. 武汉大学水资源与水电工程科学国家重点实验室, 湖北 武汉 430072)

摘要: 水泵水轮机甩负荷是抽水蓄能电站最危险的过渡过程之一, 现有电站设计标准中保证机组过渡过程中尾水管最低压强高于空化压强, 但在转轮内部和尾水管进口依然有局部空化产生。因此, 采用一维输水系统和三维水轮机组耦合的 CFD 方法, 模拟了某抽水蓄能电站双机同时甩负荷导叶关闭过渡过程, 重点分析了机组内部空化发展演变规律及其影响。结果表明, 在甩负荷转速上升过程中, 机组尾水管进口中心区域产生了螺旋状空化腔, 在机组到达最大转速时刻, 机组转轮长叶片流道出口产生了楔形空化腔; 尾水管螺旋状空化腔溃灭瞬间对机组内部压强、转轮受力均产生了瞬时脉冲冲击, 转轮内部楔形空化腔溃灭瞬间并未产生明显的冲击。

关键词: 水泵水轮机; 双机同时甩负荷; 导叶关闭; 空化空腔; 轴向力; 压力脉动; CFD

中图分类号: TK734; [TV734. 1]

文献标志码: A

文章编号: 1000-7709(2023)10-0195-05

1 引言

“十四五”规划以来, 抽水蓄能建设加快推进, 水泵水轮机组朝向更高水头、更大容量不断发展。为了保证机组在过渡中不发生水柱分离, 现有电站设计中保证机组过渡过程尾水管最低压强高于空化压强。但在实际过渡过程中机组内部依然会产生小规模空化现象^[1], 其演变机理与影响需深入探究。考虑空化的水泵水轮机甩负荷过渡过程的研究主要采用计算流体力学(CFD)数值模拟方法。LIU K 等^[2-3]分别计算了额定水头为 195、447 m 的 9 叶片水泵水轮机单机甩负荷过渡过程, 并取得了与现场试验相一致的结果, 表明机组内部尾水管螺旋空化和转轮流道出口边缘的空化溃灭瞬间均会对机组受力造成瞬时冲击。在 600 m 左右高水头的水泵水轮机组双机同时甩负荷过渡过程中, 机组尾水管内部最低压强会明显低于单机甩负荷^[4], 长短叶片设计会使叶片流道更长^[5]。高水头、双机同时甩负荷和长短叶片三种因素叠加是否会导致机组内部产生更大规模的空化甚至是水柱分离^[6-8], 进而对机组内部产生剧烈

冲击^[9]是值得重点关注的安全问题。本文采用一维、三维耦合 CFD 方法, 以国内某额定水头为 604 m 的抽水蓄能电站为例, 分析其双机同时甩负荷过渡过程中空化空腔的发展规律与影响, 评估机组过渡过程的安全性。

2 数值计算模型

2.1 计算模型及测点布置

研究对象主要包括上下游水库、上下游调压室、上下游引水隧洞、上游压力钢管主管、上游压力钢管支管、下游尾水隧洞主洞、下游尾水隧洞支洞及同一水力单元的两台水泵水轮机组。上游水库至蜗壳进口及尾水管出口至下游水库为一维计算区域, 水泵水轮机(包括蜗壳、导叶、转轮、尾水管)为三维 CFD 计算区域(图 1), 机组主要参数见表 1。

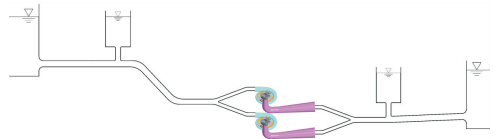


图 1 一维与三维 CFD 耦合计算区域示意图
Fig. 1 Schematic diagram of 1D-3D coupled computational domain

收稿日期: 2022-10-17, 修回日期: 2023-01-02

基金项目: 国家自然科学基金项目(51839008)

作者简介: 吴卫东(1969-), 男, 高级工程师, 研究方向为水利水电工程建设管理, E-mail: lncxjdb@163.com

通讯作者: 程永光(1968-), 男, 博士、教授、博导, 研究方向为水电站与泵站水力学, E-mail: ygcheng@whu.edu.cn

表 1 水泵水轮机主要参数

Tab. 1 Key parameters of pump-turbine

转轮进口直径 /m	转轮出口直径 /m	转轮叶片数	活动导叶数	额定转速 /r/min	额定水头 /m	额定流量 /m ³ /s	额定出力 /MW	吸出高度 /m	额定开度 /°
4.139	2.013	5+5	16	500	604	65.71	357.1	-90	19.61

注:额定转速、额定流量单位分别为 r/min、m³/s。

为了降低三维数值模拟边界条件对三维 CFD 数值模拟的影响,计算采用的三维流体域包含了较长的压力钢管和尾水隧洞(图 2(a)、(b))。在固定导叶区和活动导叶区采用棱柱体网格,其余的压力钢管、蜗壳、转轮、尾水管、尾水隧洞区域全部采用六面体网格进行网格划分。其中在无叶区、转轮进出口和转轮叶片等关键区域加密局部网格(图 2(c))。水泵水轮机三维流场网格总数为 709×10⁴ 个。

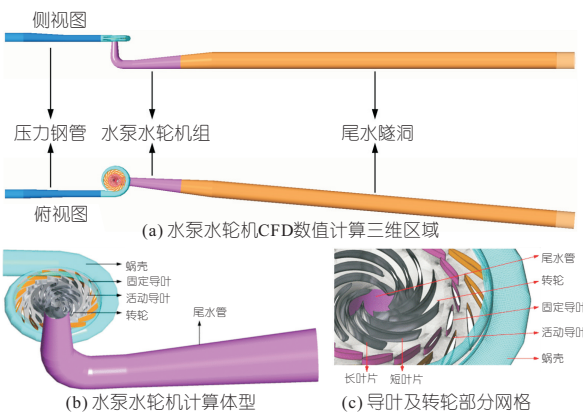


图 2 水泵水轮机三维计算模型

Fig. 2 CFD computational model of pump-turbine

为了详细研究水泵水轮机流道内部的压力脉动特性,共选取了 24 个测点进行压力脉动分析(图 3)。其中,无叶区垂直方向测点 wy-1、wy-2、wy-3,转轮流道进口垂直方向测点 zli-1、zli-2、zli-3,垂直方向布置平面分别为 0.15s_{span}、0.50s_{span}、0.85s_{span}(s_{span} 为上冠与下环间距)。

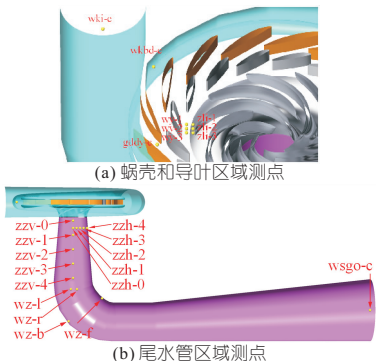


图 3 压力脉动测点位置示意图

Fig. 3 Schematic diagram of layout of monitoring points for pressure pulsations

2.2 湍流模型和边界条件

由于数值模拟对象为高水头原型水泵水轮

机,机组内部局部最大流速超过 100 m/s,转轮流道内部雷诺数达到 10⁶ 量级,属于充分发展的湍流,因此在数值模拟中采用高雷诺数流动的 Realizable κ - ϵ 湍流模型进行数值模拟,对于壁面区域流动处理选用自适应的壁面函数法进行数值模拟。机组稳态运行过程中涉及转轮的旋转,因此在实际模拟过程中采用时间步长为 0.001 s,每一个时间步长对应额定转速下的转轮旋转角度为 3°。

数值模拟中需充分考虑空化的生成、发展与溃灭,因此在数值模拟过程中采用液态水和水蒸汽混合的 Mixture 两相流进行数值模拟,液态水和水蒸汽之间的质量传输采用 Schnerr-Sauer 空化模型进行模拟,设置水蒸汽的绝对饱和和蒸汽压强为 3 540 Pa,环境压强为 101 325 Pa。

在机组甩负荷后,两台机组均从额定开度 19.61° 在 40 s 时间内线性关闭至 0°,导叶运动采用动网格技术进行模拟。机组转速变化采用转速变化方程(式(1))^[10] 给定,转轮区域旋转采用滑移网格技术实现。一维区域与三维区域的数据交换采用局部重叠耦合法进行数据传递^[11]。

$$M_T' - M_G' = J(\omega^{t+\Delta t} - \omega^t) / \Delta t \quad (1)$$

式中, M_T' 为转轮在当前时步 CFD 迭代得到的转矩; M_G' 为发电机在当前时步的阻力矩,在甩负荷过程中为零; J 为机组旋转部件的转动惯量; ω^t 、 $\omega^{t+\Delta t}$ 分别为机组旋转部件在当前时步、下一时步的转速。

3 宏观参数和转轮受力变化规律

3.1 宏观参数变化

图 4 为双机同时甩负荷过程中转速 n 、转轮力矩 M 、流量 Q 、转轮内部空化体积 V_r 及尾水管内部空化体积 V_t 的变化过程。由图 4 可知,在双机同时甩负荷过程中,活动导叶在 40 s 内从额定开度 19.61° 线性关闭到 0°。尾水管内部的空化空腔体积在甩负荷前期变化并不明显,甩负荷约 3.3 s 后,尾水管内部的空化空腔体积开始增长,

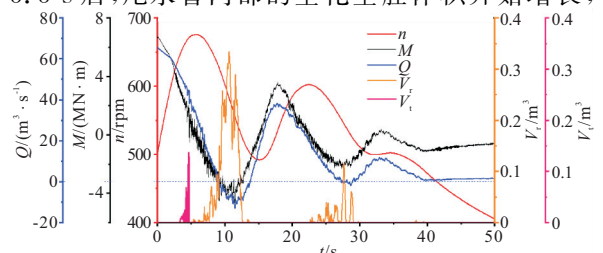


图 4 宏观参数变化规律

Fig. 4 Variation histories of macroscopic parameters

在 4.6 s 时刻附近达到最大体积($V_t=0.14 \text{ m}^3$),随后尾水管内部的空化空腔迅速溃灭。在转轮转速达到第一个峰值时刻附近,转轮流道内部的空化空腔生成并缓慢增长,在机组流量接近于零的时刻附近,转轮内部的空化空腔体积迅速增长。当通过机组的流量达到反向最大流量时刻附近($t=10.6 \text{ s}$),转轮内部的空化空腔体积达到最大($V_r=0.33 \text{ m}^3$),随后随着机组的反向流量逐渐减小,转轮内部的空化空腔体积迅速减小直至溃灭。在 40 s 导叶关闭时间内,机组两次进入达到转速峰值,当机组第二次达到转速峰值($t=27.7 \text{ s}$),转轮内部的空化空腔再次产生,当通过机组的流量接近于第二次谷值时刻,转轮内部空化体积达到第二次峰值($V_r=0.12 \text{ m}^3$)。

3.2 转轮受力波动

转轮所受的径向力和轴向力变化同样关系到机组在甩负荷过渡过程中的安全与稳定。随着机组转速升高,转轮所受到的径向力也逐渐增大。径向力在 $t=4.74 \text{ s}$ 时刻达到了峰值,在该时刻尾水管内部的空化空腔溃灭,尾水管内部的空化空腔溃灭对转轮所受的径向力造成了一定的小幅瞬时冲击。此外,转轮所受的轴向力在尾水管空化空腔溃灭时刻也监测到了瞬时脉冲,向上轴向力瞬时增量约 580 t,瞬时轴向力大于 600 t 的持续时间小于 0.03 s。转轮受到的轴向力和径向力冲击可能会导致转轮所受瞬时应力剧烈增加。随后在 $t=5.72 \text{ s}$ 时刻附近转轮转速达到最大值,在转轮最大转速时刻附近,转轮所受的径向力波动剧烈,与空化导致的冲击在同一量级(约为 500 t)。

4 空化特性和压力脉动特性

4.1 空化特性

4.1.1 尾水管螺旋状空化

图 5(a)~(c)为甩负荷过渡过程中尾水管空化空腔变化规律。由图 5(a)~(c)可知,尾水管进口螺旋状空化空腔在甩负荷前期产生,随着流量降低至额定流量的 60% 左右迅速溃灭。在甩负荷过渡过程前期,由于机组转速迅速升高,流量迅速降低,流出转轮的水流偏离法向出口,螺旋向下流动进入尾水管^[12]。因此,在尾水管进口形成了螺旋状的尾水涡带。另一方面,由于流量迅速降低,受到下游引水系统负水击波的影响,尾水管进口压强不断降低。涡带中心的低压叠加上尾水管进口的负水击波,尾水螺旋涡带内部压强降低至空化压强,在尾水管进口区域形成了螺旋状的

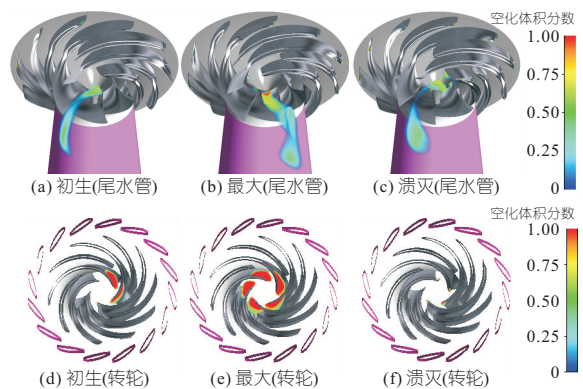


图 5 甩负荷过渡过程中尾水管、转轮第一次空化空腔变化规律

Fig. 5 Vapor variation in draft-tube and the first vapor variation in runner during transients

空化涡带,涡带旋转方向与机组旋转方向一致。随着下游引水系统负水击波的持续作用,尾水管进口区域压强进一步降低,尾水管进口的螺旋状空化体积进一步增加。随着流量的进一步降低,通过机组的流量不足以继续维持涡带的发展,尾水管进口涡带迅速消失,同时螺旋状空化溃灭。

4.1.2 转轮流道内部楔形空化

图 5(d)~(f)为甩负荷过渡过程中转轮第一次空化空腔变化规律。由图 5(d)~(f)可知,转轮流道内部的楔形空化空腔在转速峰值时刻附近产生,在反水泵工况区最大反向流量时刻发展到最大体积,随后随着流量回升迅速溃灭。转轮流道内部的楔形空化空腔体积大于尾水管螺旋状空化空腔。在机组转速达到第一次峰值时刻附近,转轮流道内部的空化从转轮长叶片流道出口压力面上冠侧产生,但空化空腔并不是均匀地从五个长叶片流道位置产生,而是在不同的流道出口先后产生。当机组流量接近反水泵工况最大反向流量时刻,转轮内部的空化空腔均匀地分布在五个长叶片流道出口位置,其形态体积基本保持一致。随着机组流量升高,转轮内部的空化空腔迅速溃灭。与空化空腔生成类似,在溃灭瞬间,转轮流道内部的空化空腔并不是同时均匀溃灭,其根本原因在于转轮流道内部的流态差异^[13]。

4.2 压力脉动特性

4.2.1 压力脉动时域特性

在甩负荷过渡过程中,蜗壳、固定导叶区、活动导叶区和无叶区等转轮上游区域的测点压力脉动变化趋势基本保持一致(图 6)。最大平均压强出现在最大转速时刻附近,最大压力脉动幅值也出现在最大转速时刻附近。类似地,在转速第二次峰值时刻附近,出现了第二次压强峰值和压力脉动峰值。值得注意的是,在最大转速时刻附近,

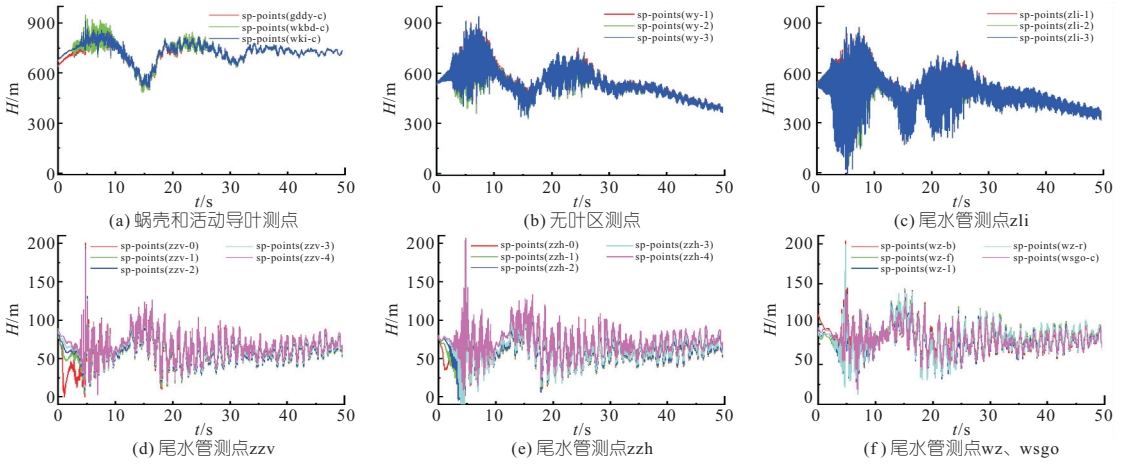


图 6 水泵水轮机流道测点压力脉动过程线

Fig. 6 Variation of pressure pulsations at different monitoring points of pump-turbine

转轮进口边测点压力脉动最小值达到了空化压强,同样在转轮进口边监测到了有小体积的空化空腔。在第二次转速峰值时刻,转轮进口测点最低压强并未达到空化压强,无空化产生。

转轮下游测点的变化趋势基本保持一致。除泄水锥正下方距离泄水锥很近的测点外,其余测点压力脉动变化趋势也保持一致。当尾水管进口区域达到最低压强,其压力脉动幅值也达到最大。在尾水管进口螺旋形空化溃灭瞬间,尾水管进口、蜗壳进口区域瞬时压力脉动冲击达到 200 m 以上,这是导致转轮所受径向力、轴向力瞬间增大的根本原因^[14]。在转轮流道内部空化空腔溃灭的瞬间,尾水管和导叶等区域并未监测到明显的压力脉动瞬时脉冲。

4.2.2 压力脉动时频特性

分别对转轮进口中心测点 zli-2、尾水管进口水平测点 zzh-2 进行短时傅里叶变换,结果见图 7。由图 7 可知,转轮进口测点压力脉动以叶片通过频率及其倍频为主,压力脉动最大峰值在最大转速时刻附近产生。另外在转速谷值时刻附近,转轮进口压力脉动幅值也有所增加,这主要是由于在低流量的水轮机制动工况,转轮进口的水流撞击在转轮叶片上。尾水管的压力脉动主要以低频压力脉动为主,在尾水管最低压强时刻附近达到压力脉动最大值,且其频率成分十分丰富,难以

进行明确鉴别,不过可明显发现,其压力脉动频率基本维持在机组叶片通过频率以下,在尾水管进口螺旋形空化溃灭瞬间,监测到了瞬时脉冲。

5 结论

a. 采用一维、三维耦合方法成功模拟了考虑空化的 604 m 水头长短叶片水泵水轮机双机同时甩负荷过渡过程,发现了甩负荷过程中尾水管螺旋空化和转轮流道出口的楔形空化。

b. 尾水管螺旋空化溃灭瞬间导致机组内部压强瞬时增加,转轮径向力瞬时脉冲幅值与最大转速时刻幅值相当,转轮轴向力瞬时脉冲幅值增量约 580 t。转轮流道出口位置的楔形空化腔溃灭瞬间并未导致明显的压强与受力冲击。

参考文献:

[1] WU W D, LIU K, LI L, et al. Evolution and influence of high-head pump-turbine cavitation during runaway transients [J]. IOP conference series: Earth and environmental science, 2022, 1037 (1): 012029.

[2] LIU K, LIU Z R, YANG Z Y, et al. Evolution and influence of pump-turbine cavitation during load rejection transients of a pumped-storage plant [J]. Journal of hydraulic research, 2022, 60(4): 527-542.

[3] FU X, LI D, WANG H, et al. Numerical simulation of the transient flow in a pump-turbine during the load rejection process with special emphasis on the cavitation effect [J]. Journal of fluids engineering, 2020, 142(1): 011103.

[4] ZHANG J. The influence of layout of water conveyance system on the hydraulic transients of pump-turbines load successive rejection in pumped storage station [J]. Journal of hydroelectric engineering, 2008, 27(5): 158-162.

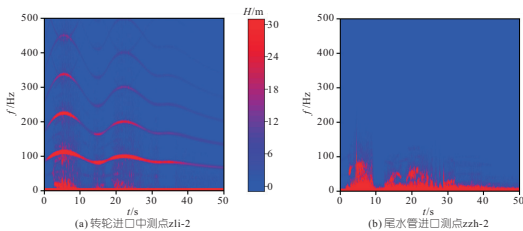


图 7 测点 SIFT 时域分布

Fig. 7 Time-frequency at different monitoring points

- [5] 胡金弘. 水泵水轮机 S 特性及压力脉动的分析与改进[D]. 武汉: 武汉大学, 2021.
- [6] AREFI M H, GHAEINI-HESSAROEYEH M, MEMARZADEH R. Numerical modeling of water hammer in long water transmission pipeline [J]. Applied water science, 2021, 11(8): 140-150.
- [7] BERGANT A, SIMPSON A R, TIJSSSELING A S. Water hammer with column separation: A historical review [J]. Journal of fluids and structures, 2006, 22(2): 135-71.
- [8] ZHANG X, CHENG Y, YANG Z, et al. Water column separation in pump-turbine after load rejection: 1D-3D coupled simulation of a model pumped-storage system [J]. Renewable energy, 2020, 163(1): 1-29.
- [9] NICOLET C, ALLIGNÉ S, BERGANT A, et al. Simulation of water column separation in Francis pump-turbine draft tube [J]. IOP conference series: Earth and environmental science, 2012, 15(2): 022002.
- [10] YANG Z, CHENG Y, XIA L, et al. Evolutions of flow patterns and pressure fluctuations in a prototype pump-turbine during the runaway transient process after pump-trip [J]. Renewable energy, 2020, 152(1): 1149-1159.
- [11] ZHANG X, CHENG Y, YANG J, et al. Simulation of the load rejection transient process of a Francis turbine by using a 1-D-3-D coupling approach [J]. Journal of hydrodynamics, 2014, 26(5): 715-724.
- [12] 冯俊, 毛秀丽, PAVESI GIORGIO, 等. 水泵水轮机甩负荷瞬态过程叶间流场分析 [J]. 水电能源科学, 2020, 38(10): 136-139, 33.
- [13] 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.
- [14] 李浩亮, 何启源, 赵威. 混流式水泵水轮机轴向水推力计算方法 [J]. 水电能源科学, 2020, 38(1): 151-155.

Evolutions and Influence of Cavitation in Simultaneous Load Rejection Transients of Two Pump-turbines with Splitter Blades

WU Wei-dong¹, LI Lei¹, LIU Xu-yang¹, LIU Ke², CHENG Yong-guang², TANG Mao-jia²

(1. Luoning Pumped-storage Company Ltd., State Grid Xinyuan Company LTD., Luoning 471700, China; 2. State Key Laboratory of Water Resources and Hydropower Engineering Science, Wuhan University, Wuhan 430072, China)

Abstract: The load rejection process is one of the most dangerous transients in pumped storage hydropower plants. The current design criteria of plant guarantee that the lowest pressure in draft-tube inlet is higher than the saturation pressure during transients, but there is still local cavitation inside the pump-turbines. The one-dimensional pipeline and three-dimensional pump-turbine coupled computational fluid dynamics simulation method was used to simulate the simultaneous load rejection process in a pumped-storage hydropower plant. The results show that a spiral cavitation cavity is in the center of the draft-tube inlet, and five wedge-shaped cavitation cavities are in the outlets of runner channels. The collapse of the spiral cavitation cavity in the draft-tube leads to instantaneous pulse impacts on the pressure and runner forces. There is no obvious impact when the wedge cavities collapse.

Key words: pump-turbine; simultaneous load rejection; guide-vane closure; cavitation cavity; axial forces; pressure pulsations; CFD

(上接第 207 页)

- [3] 薛小明, 曹苏群, 李超顺, 等. 基于能量熵重构与支持向量回归的水电机组状态趋势预测 [J]. 水电能源科学, 2019, 37(9): 139-142, 135.
- [4] 陆丹, 肖志怀, 刘东, 等. 基于 EEMD-GA-BP 的水电机组状态趋势预测 [J]. 中国农村水利水电, 2021(8): 186-194.
- [5] 杨华, 陈云良, 徐永, 等. 基于 VMD-HHT 方法的水电机组启动过渡过程振动信号分析研究 [J]. 工程科学与技术, 2017, 49(2): 92-99.
- [6] 付文龙, 周建中, 张勇传, 等. 基于 OVMD 与 SVR 的水电机组振动趋势预测 [J]. 振动与冲击, 2016, 35(8): 36-40.
- [7] 袁建成, 邓玉敏, 张雪桂, 等. 基于 VMD-GA-BP 和误差校正的水电机组振动趋势预测 [J]. 中国农村水利水电, 2023(1): 176-180, 184.
- [8] DRAGOMIRETSKIY K, ZOOSO D. Variational mode decomposition [J]. IEEE transactions on signal processing, 2014, 62(3): 531-544.
- [9] NARUEI I, KEYNIA F, SABBAGH MOLAHOSSEINI A. Hunter-prey optimization: algorithm and applications [J]. Soft computing, 2022, 26: 1279-1314.

Vibration Trend Prediction of Hydropower Units Based on OVMD-TVFEMD Secondary Decomposition and HPO-ELM

ZHANG Nan^{1a}, ZHU Yong-qi^{1a}, SUN Na^{1b}, LAI Xin-jie², LI Chao-shun³

(1a. Jiangsu Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology; b. Faculty of Automation, Huaiyin Institute of Technology, Huaian 223299, China; 2. Power China Huadong Engineering Corporation Limited, Hangzhou 311122, China; 3. School of Civil and Hydraulic Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: In order to address the limitations of the existing vibration trend prediction model for hydroelectric units, a vibration trend prediction method for hydroelectric units based on optimal variational mode decomposition (OVMD), time-varying filter empirical mode decomposition (TVFEMD), hunter-prey optimization algorithm (HPO), and extreme learning machine (ELM) is proposed. This method first applies OVMD to adaptively decompose the original vibration signal of the hydroelectric unit, and then further employs TVFEMD to perform a secondary decomposition of the residuals obtained from the first decomposition. Subsequently, vibration trend prediction models HPO-ELM are established for each subsequence. The final predicted vibration signal is obtained by aggregating and reconstructing the prediction results of all the sub-sequences. The research results demonstrate that this method outperforms traditional methods in terms of prediction accuracy for the vibration trend of hydroelectric units, and it has good engineering application value.

Key words: vibration trend prediction of hydropower unit; OVMD; secondary decomposition; ELM; optimization algorithm