

DOI: 10.20040/j.cnki.1000-7709.2026.20250447

单喷嘴运行对大型冲击式水轮发电机组轴系稳定性影响

陈磊¹, 张海库¹, 李贵吉¹, 杨进¹, 谭晓霞¹, 刘振东²

(1. 大唐水电科学技术研究院有限公司, 四川 成都 610083; 2. 西藏大唐扎拉水电开发有限公司, 西藏 昌都 854413)

摘要: 大型冲击式水轮机在单喷嘴运行工况下, 转轮径向力异常增大, 轴系稳定性受到严重影响。对此建立了包含转轮、主轴及轴承支撑的轴承—转子系统动力学模型, 基于 COMSOL Multiphysics 计算了轴系的临界转速及振型特征, 同时分析了轴系在不同径向水推力下瞬态响应特征。结果显示, 机组轴系一阶临界转速为 534.49 r/min, 满足设计规范要求, 单喷嘴运行时径向水推力可视为常径向力, 各导轴承轴心轨迹质心在径向水推力作用下发生偏移, 其中水导轴承偏移量最大。结果表明, 单喷嘴运行时, 水导轴承承受径向力合力集中在单侧, 并在射流方向 $\pm 1.5^\circ$ 左右波动。研究成果可为冲击式机组结构优化及特殊工况运行控制提供参考。

关键词: 冲击式水轮机; 轴系; 单喷嘴; 临界转速; 稳定性

中图分类号: [TV734.2⁺1]

文献标志码: A

文章编号: 1000-7709(2026)01-0207-05

Stability Analysis of Shaft Systems of Large-scale Impulse Turbine Under Single Nozzle Operation

CHEN Lei¹, ZHANG Hai-ku¹, LI Gui-ji¹, YANG Jin¹, TAN Xiao-xia¹, LIU Zhen-dong²

(1. Datang Hydropower Science & Technology Research Institute Co., Ltd., Chengdu 610083, China;

2. Xizang Datang Zhala Hydropower Development Co., Ltd., Changdu 854413, China)

Abstract: Under single-nozzle operating conditions, the radial force of the runner for large-scale impulse turbine abnormally increases, severely affecting shafting stability. This study establishes a dynamics model of the bearing-rotor system incorporating the runner, main shaft, and bearing supports. The critical speed and vibration mode characteristics of the shafting system were calculated by using COMSOL Multiphysics software. And then the transient response characteristics under different radial hydraulic thrust forces were analyzed. The results indicate that the first-order critical speed of the unit shafting is 534.49 r/min, meeting the design specification requirements. The radial hydraulic thrust under single-nozzle operation can be considered as a constant radial force. The centroids of shaft orbits in all guide bearings exhibit displacement under radial hydraulic thrust, with the maximum offset observed in the turbine guide bearing. Analysis reveals that during single-nozzle operation, the resultant radial force on the water guide bearing concentrates on the one side, fluctuating within approximately $\pm 1.5^\circ$ relative to the jet direction. This research can provide reference for structural optimization and operational control of impulse turbine units under special operating conditions.

Key words: impulse turbine; shaft system; single nozzle; critical speed; stability

1 引言

冲击式水轮机发电机组在启动过程中常以“1-2-3-4-6”作为启动策略, 即开机时先投入单喷嘴, 当负荷增加到设定值时, 由单喷嘴转为双喷嘴

运行, 当负荷继续增加时, 依次投入剩余喷嘴, 机组在单喷嘴运行时将承受较大径向水推力, 对机组轴系稳定性造成不良影响^[1]。金窝水电站装设有国内单机容量最大的冲击式水轮发电机组, 单机容量为 140 MW, 机组在小波随动故障下短暂不对称运行 2 次, 水导轴承因径向受力过大而造

收稿日期: 2025-03-12, **修回日期:** 2025-04-15, **接受日期:** 2025-04-25

基金项目: 大唐集团公司科研项目基金(DTXZ-2021-10054)

作者简介: 陈磊(1998-), 男, 硕士研究生, 研究方向为水电站机电设备事故预防, E-mail: dtsdy_hydrop_cl@163.com

通讯作者: 张海库(1983-), 男, 博士、正高级工程师, 研究方向为水力机械性能预测及故障诊断, E-mail: zhk336@

163.com

成烧瓦事故^[2]。卿启维等^[3]研究了冲击式机组在射流偏移下水轮机振动情况,结果显示射流向斗叶外缘方向偏移后轴向振动和径向摆度分别增加 3.40、1.30 倍;王慧斌等^[4]基于模态叠加的谐响应分析法研究了六喷嘴冲击式机组振动特性,得到了存在谐共振风险的多个转速。目前,关于水轮发电机组轴系稳定性的研究主要集中在质量不平衡分析、轴承不对中分析等,而针对高水头大容量冲击式机组在单喷嘴运行条件下轴系响应的研究相对较少。本文以某大型冲击式水轮发电机组为例,分析单喷嘴运行对轴系稳定性的影响,可为大型冲击式水轮发电机组的设计及后期运行提供理论依据。

2 研究方法

某大型冲击式机组为立式水轮发电机组,设有上导、下导和水导,转子结构主要由主轴、发电机、转轮等组成。采用梁单元计算方法建立轴系的动力学模型,将轴系离散化为多个梁单元^[5],根据轴的不同直径设置每段梁单元截面特征,且假设每段梁单元是均匀的,使用附加质量点代替转轮、发电机等大型部件,计算临界转速时忽略扭转效应。水轮机发电机组轴系一维梁单元由 17 个节点组成,发电机和转轮分别位于节点 5、16,上导轴承段为节点 1、2,下导轴承段为节点 9、10,水导轴承段为节点 13、14,冲击式机组三维结构图与一维梁单元模型见图 1,使用 COMSOL Multiphysics 软件开展计算,发电机转动部分质量 800 t,水轮机转轮质量 90 t,上导轴承与下导轴承中心距离为 6.985 m,下导轴承与水导轴承中心距离为 5.227 m,主轴材料为 20SiMn,密度 $7\,850\text{ kg/m}^3$,弹性模量 $2\times 10^5\text{ MPa}$,泊松比 0.3。

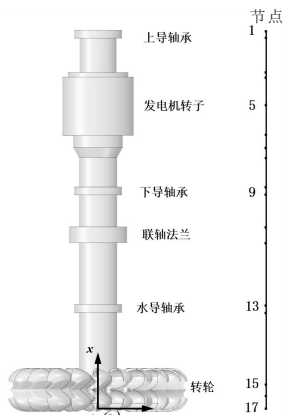


图 1 冲击式水轮机轴系示意图及梁单元模型

Fig. 1 Schematic diagram of the pelton turbine shaft system and its beam element model

3 机组轴系临界转速计算

基于建立的轴系动力学模型,进一步分析冲击式机组轴系的临界转速。根据设计参数,水轮机发电机组额定转速为 214.3 r/min ^[6],飞逸转速为 379 r/min ,上导轴承径向刚度设计值 1.5 MN/mm ,下导轴承径向刚度设计值 2.5 MN/mm ,水导轴承径向刚度设计值 1.0 MN/mm 。基于 ARPACK 算法求解特征值方程,提取轴系固有频率,当转速为零时,机组轴系固有频率为 8.35 Hz ,与机组转频 3.57 Hz 有较大的富裕度。轴系横向振动振型见图 2。由图 2 可知,轴系在转轮及发电机处模态位移较大。

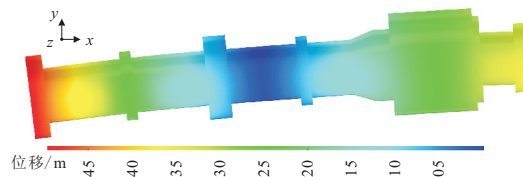


图 2 轴系一阶横向振动振型

Fig. 2 First-order lateral vibration mode shape of the shaft system

为确定临界转速,绘制了机组轴系坎贝尔图(图 3)。该图展示了冲击式水轮机机组轴系的固有频率随转速的变化情况。当轴系转速为零时,一阶正向涡动与反向涡动的固有频率退化至相同,随着转速的增加,轴系受陀螺效应的影响,正向涡动与反向涡动发生分离,机组轴系稳定性降低,因此需确定合理的机组转速及设计有效的轴承支撑。由图 3 可知,机组一阶临界转速和二阶临界转速分别为 534.49 、 594.06 r/min 。机组轴系一阶临界转速分别为额定转速和飞逸转速的 2.49 、 1.41 倍,满足《水轮机基本技术条件》(GB/T 15468-2020)^[7]要求。

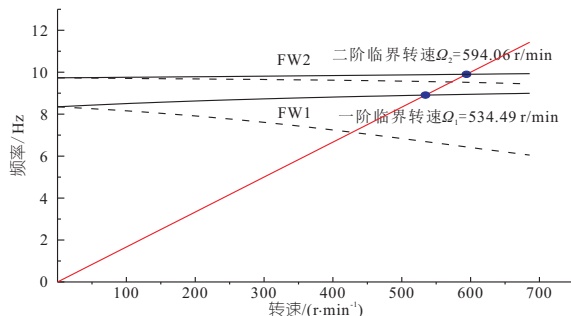


图 3 机组轴系坎贝尔图

Fig. 3 Campbell diagram of the shaft system

图 4 展示了轴系在一阶临界转速下的正向和反向涡动轨迹,这里主要分析轴系正向涡动。由图 4(b)可知,轴系在水轮机轴和发电机联轴器位

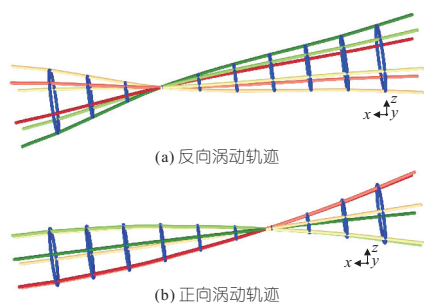


图 4 一阶临界转速下轴系涡动轨迹

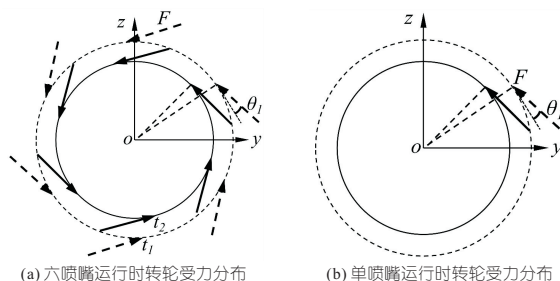
Fig. 4 Whirl orbit of the shaft system at the first-order critical speed

置位移最小,并从联轴器处向两端发展,轴系在转轮及发电机处位移最大,这是因为发电机、转轮的质量及转动惯量较大,在分析不稳定运行工况时,也应重点关注这两处的运动情况。

4 单喷嘴运行下轴系瞬态响应分析

4.1 轴系径向水推力分析

冲击式水轮机不同运行工况下转轮受力分布示意图如图 5 所示,其中实线为转轮节圆,虚线为水斗尖端外圆,对于任意水斗, t_1 时刻开始受到射流冲击,此时水斗的受力面与射流并非垂直,而是存在夹角 θ_1 ,因此射流便会在径向方向产生分速度,进而产生径向水推力。 t_2 时刻水斗运动至节圆处,此时水斗受力面与射流几乎垂直,水能利用效率最高。在六喷嘴工况下运行时,由于喷嘴对称布置,在理想情况下,转轮所受径向水推力合力为零,而当单喷嘴运行时,转轮在单处受到周期性冲击,且产生的径向水推力只能依靠轴承平衡,因此在单喷嘴运行时,必须密切关注导轴承运行情况。此外,由图 5(b)可知,单喷嘴运行时,在射流进入水斗时所产生的径向水推力最大,而随着水斗的运动,径向水推力逐渐减少,射流与节圆相切时所产生的径向水推力最小。因单个水斗每次受力时间较短,在单喷嘴运行时,可以将转轮所受的径向水推力视为一个方向不变的常力。



(a) 六喷嘴运行时转轮受力分布 (b) 单喷嘴运行时转轮受力分布

图 5 不同运行工况下转轮受力分布示意图

Fig. 5 Schematic diagram of runner force distribution under different operating conditions

4.2 单喷嘴运行轴系瞬态响应

在计算轴系临界转速模型的基础上,轴承模型采用滑动液压轴承,液压油采用[#]46 汽轮机操作油,轴承间隙 0.3 mm,轴径直径 2 130 mm,轴径长度 240 mm。目前尚未有冲击式水轮机真机开展径向水推力测试的相关报道,假定六喷嘴运行时径向水推力为零,单喷嘴运行时,受流量及水头影响,不同运行条件下转轮所受径向力大小不同,根据相关研究结果^[8],本文取径向分别为 60、150、240 kN 三个工况(分别对应工况 1、2、3)开展研究。

不平衡磁拉力采用以下公式^[9]计算:

$$F_{ump} = \frac{gLDB^2}{16K_\delta} (k_1 e + k_3 e^3) \times 10^6 \quad (1)$$

式中, F_{ump} 为作用在发电机的不平衡磁拉力; L 为定子铁心长度; D 为定子铁心直径; B 为气隙磁密; K_δ 为卡氏系数; k_1 、 k_3 均为常数; e 为相对偏心率。

根据机组参数, L 取 3.05 m, D 取 9.45 m, B 取 0.918 T, K_δ 取 1.1, k_1 、 k_3 均取 1, e 取 0.54%, 计算得到 F_{ump} 为 67.62 kN。转轮和发电机偏心距 e_1 、 e_2 均取 0.1 mm。将径向水推力和不平衡磁拉力通过点载荷形式直接加载到轴系,计算轴系瞬态响应。

图 6 为六喷嘴运行时各轴承处轴心轨迹,其中上导轴承和下导轴承处轴心轨迹呈近椭圆分布,说明轴系上端存在微小的不平衡,这主要是由发电机质量不平衡引起。此外,水导轴承处轴在启动时摆度变化较大,随着时间的推移,轴心轨迹趋于稳定,并呈圆形分布,在无径向水推力时,轴系整体运行情况平稳。

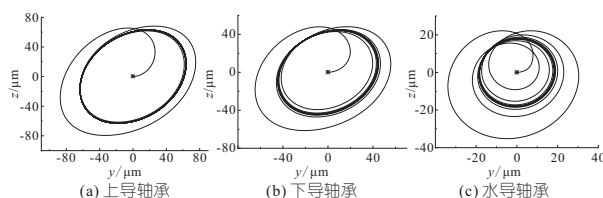


图 6 六喷嘴运行时轴心轨迹

Fig. 6 Shaft center orbit during six-nozzle operation

在单喷嘴运行工况 1 时,各轴承处轴心轨迹如图 7 所示,上导轴承和下导轴承呈明显的椭圆形分布,且轴承处摆度大幅增加,这是由于轴系下端受常径向力,转轴可视为刚性部件,导致发电机偏心距进一步增大,其所受不平衡质量力进一步增大,因此摆度值大幅增加。由图 7(c)可知,单喷嘴运行时水导轴承处轴心轨迹质心偏离原点较多,轴系稳定性变差,此现象在葛洲坝机组启动过

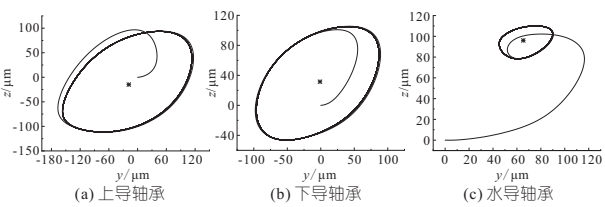


图 7 单喷嘴运行工况 1 导轴承轴心轨迹

Fig. 7 Shaft center orbit of the guide bearing under single-nozzle operation (case 1)

程曾被观测到^[10]。

不同运行工况下导轴承轴心轨迹质心偏移量见表 1,在六喷嘴运行时,轴心运行平稳后各导轴承轴心轨迹质心偏移量均较小,而在单喷嘴运行工况下,各导轴承轴心轨迹质心发生显著偏移,且偏移量与径向水推力大小呈正相关。径向力增大对水导轴承影响最大,当径向水推力为 240 kN 时,其偏移量高达 201.18 μm,因此在实际运行中应尽可能避免机组在单喷嘴工况下运行。

表 1 不同运行工况导轴承轴心轨迹质心偏移量及水导轴承受力情况

Tab.1 Centroid offset of guide bearing shaft center orbit and turbine guide bearing load conditions under different operating conditions

序号	运行工况	轴心轨迹质心偏移量/μm		水导轴承受力最大值/kN		
		上导轴承	下导轴承	水导轴承	y 方向	z 方向
1	六喷嘴运行	0.56	0.31	0.09	9.33(—)	8.41(+)
2	单喷嘴运行工况 1(60 kN)	23.93	31.39	116.13	105.19(—)	33.11(+)
3	单喷嘴运行工况 2(150 kN)	40.02	39.46	178.87	258.31(—)	84.17(—)
4	单喷嘴运行工况 3(240 kN)	62.49	40.64	201.18	497.52(—)	149.97(—)

为分析水导轴承受力情况,绘制六喷嘴运行和单喷嘴运行工况 1 时水导轴承处径向力分布图(图 8),在六喷嘴运行时,y、z 方向径向力均呈周期性分布,说明此时水导轴承周向受力较为均匀,且水导轴承承受的径向力较小。当机组在单喷嘴工况 1 运行时,水导轴承径向力分布发生明显改变,水导轴承 y、z 方向径向力最大幅值分别为 105.19、33.11 kN,分别为六喷嘴运行时的 11.2、3.93 倍。由表 1 可知,随着径向水推力增

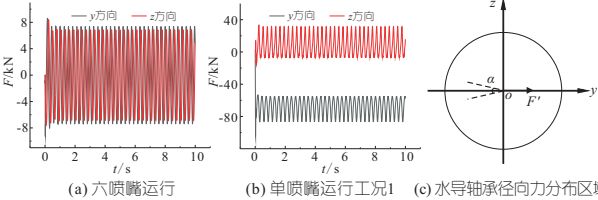


图 8 水导轴承处径向力分布

Fig. 8 Radial force distribution at the turbine guide bearing

加,水导轴承在 y、z 方向受力逐渐增加,当径向水推力为 240 kN 时,水导轴承为 y 方向最大受力为 497.52 kN。由图 8(b)可知,单喷嘴运行时,z 方向径向力仍在正负方向波动,但主要为 z 向正值,而在 y 方向径向力均在负方向波动,在 zy 坐标系中,若径向水推力为 F',则水导轴承所受径向力合力主要分布在第二、三象限,其分布区域为 α,容易计算得到在三种径向水推力下,α 分别为 1.94°、2.15°、2.45°,即可以推断水导轴承径向力约在 y 轴±1.5°波动,这是因为转轮处承受方向不变的径向力,对水导轴承单向冲击较为突出,且在刚启动时,径向力存在突然增加现象,此时容易引起轴承油膜局部温度过高,进而引起烧瓦。

水导轴承的刚度和阻尼对轴系的稳定性具有重要影响,表 2 给出了不同运行工况水导轴承刚度系数和阻尼系数变化情况,随着径向力增大,主刚度 K_{xx} 、 K_{yy} 逐渐增加,当径向力分别为 150、240 kN 时, K_{yy} 分别达 2.32×10^9 、 5.07×10^9 N/m,已高于设计选型值(10^9 N/m),需进一步对水导轴承开展优化设计,提高其在极端工况下的承载能力。

5 结论

- a. 某大型冲击式机组轴系一阶临界转速为 534.49 r/min,为额定转速的 2.49 倍,满足规范要求,但单喷嘴运行时导轴承轴心轨迹质心显著偏移,轴系稳定性劣化,需避免该工况长期运行。
- b. 单喷嘴工况下,水导轴承受力方向集中于射流方向单侧±1.5°范围,主刚度系数在 150 kN 径向水推力下超设计值 10^9 N/m,需优化其抗偏载设计以提升特殊工况适应性。

表 2 不同运行工况水导轴承刚度系数和阻尼系数(均值)

Tab.2 Stiffness and damping coefficients (mean values) of the water guide bearing under different operating conditions

序号	运行工况	刚度系数/($10^8 \cdot \text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)				阻尼系数/($10^7 \cdot \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)			
		K_{xx}	K_{xy}	K_{yx}	K_{yy}	C_{xx}	C_{xy}	C_{yx}	C_{yy}
1	六喷嘴运行	0.61	3.84	-3.94	3.12	3.44	-0.27	-0.27	3.49
2	单喷嘴运行工况 1(60 kN)	5.19	3.59	-9.16	5.11	4.27	-2.34	-2.34	7.09
3	单喷嘴运行工况 2(150 kN)	12.41	2.03	-24.55	23.21	6.06	-5.65	-5.65	17.62
4	单喷嘴运行工况 3(240 kN)	19.51	-0.53	-43.25	50.74	7.71	-8.93	-8.93	30.35

参考文献:

- [1] 顾国彪, 郑小康, 阮琳. 浅谈中国未来大型水电装备技术挑战与创新[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(17): 6959-6973. (GU G B, ZHENG X K, RU-AN L. Discussion on the technical challenges and innovations of large hydropower equipment in the future in China [J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(17): 6959-6973. (in Chinese))
- [2] 王志勇, 王勇. 金窝电站水导轴承烧瓦、烧轴事故原因浅析[J]. 水电站机电技术, 2018, 41(1): 38-40, 61. (WANG Z Y, WANG Y. An analysis of the causes of water guide bearing burnt tile and burnt shaft accidents in Jinwo Power Station [J]. Mechanical & electrical technique of hydropower station, 2018, 41(1): 38-40, 61. (in Chinese))
- [3] 卿启维, 邓方雄, 李文斌, 等. 喷嘴射流径向偏移斗叶对冲击式水轮机稳定性的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2023, 41(12): 1283-1289, 1296. (QING Q W, DENG F X, LI W B, et al. Effect of radial offset bucket blades of nozzle jet on stability of Pelton turbines [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2023, 41(12): 1283-1289, 1296. (in Chinese))
- [4] 王慧斌, 李德友, 段雪晴, 等. 基于谐响应分析的冲击式水轮机转轮共振预测[J]. 大电机技术, 2024(2): 50-57, 96. (WANG H B, LI D Y, DU-AN X Q, et al. Resonance prediction of pelton turbine runner based on harmonic response analysis [J]. Large electric machine and hydraulic turbine, 2024(2): 50-57, 96. (in Chinese))
- [5] 钟一谔. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987. (ZHONG Y E. Rotor dynamics [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1987. (in Chinese))
- [6] 蔡爽, 杨彬, 张海库, 等. 500 MW 级冲击式水轮机设计制造可行性研究[J]. 大电机技术, 2023(1): 53-59. (CAI S, YANG B, ZHANG H K, et al. Feasibility study on design and manufacture of 500MW pelton turbine [J]. Large electric machine and hydraulic turbine, 2023(1): 53-59. (in Chinese))
- [7] 付亮, 王治国, 王佩. 灯泡贯流式机组水导轴承振动评估[J]. 水利水电技术(中英文), 2024, 55(7): 104-113. (FU L, WANG Z G, WANG P. Vibration evaluation of water guide bearing of bulb tubular unit [J]. Water resources and hydropower engineering, 2024, 55(7): 104-113. (in Chinese))
- [8] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 水轮机基本技术条件: GB/T 15468-2020[S]. 北京: 中国标准出版社, 2020. (Standardization Administration of the People's Republic of China. Fundamental technical requirements for hydraulic turbines: GB/T 15468-2020 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2020. (in Chinese))
- [9] 赵玺, 朱李, 赖喜德, 等. 基于 Workbench 的水轮机轴疲劳寿命分析[J]. 中国农村水利水电, 2015(9): 169-171, 174. (ZHAO X, ZHU L, LAI X D, et al. Fatigue life analysis of the turbine shaft based on workbench [J]. China rural water and hydropower, 2015(9): 169-171, 174. (in Chinese))
- [10] 徐永. 大型水轮发电机组轴系动力学建模与仿真分析[D]. 武汉: 华中科技大学, 2012. (XU Y. Dynamic modeling and simulation analysis of the shaft system for large hydro-turbine generator units [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2012. (in Chinese))
- *****
- (上接第 146 页)
- [4] ZUHAIRA A A, AL-HAMD R K S, ALZABEE-BEE S, et al. Numerical investigation of skimming flow characteristics over non-uniform gabion-stepped spillways [J]. Innovative infrastructure solutions, 2021, 6(4): 225.
- [5] 武英豪, 张瑞海. 不均匀台阶式溢洪道消能特性研究[J]. 中国农村水利水电, 2025(8): 191-195. (WU Y H, ZHANG R H. Research on hydraulic characteristics of stepped spillways with non-uniform step lengths [J]. China rural water and hydropower, 2025(8): 191-195. (in Chinese))
- [6] CHANSON H, PAINTAL A S. Hydraulics of stepped chutes and spillways [J]. Applied mechanics reviews, 2003, 56(1): B10-B11.
- [7] BOES R M, HAGER W H. Hydraulic design of stepped spillways [J]. Journal of hydraulic engineering, 2003, 129(9): 671-679.
- [8] 董宗师. 分层水气湍流及高速掺气水流的精细模拟 [D]. 武汉: 武汉大学, 2020. (DONG Z S. Meticulous simulation of stratified air-water turbulent flow and high-velocity aerated flow [D]. Wuhan: Wuhan University, 2020. (in Chinese))
- [9] 王海波, 沈立群, 张晋锋, 等. 台阶式溢洪道数值模拟计算精度评价方法[J]. 中国农村水利水电, 2023(2): 239-245, 254. (WANG H B, SHEN L Q, ZHANG J F, et al. Evaluation method of numerical simulation calculation accuracy of stepped spillway [J]. China rural water and hydropower, 2023(2): 239-245, 254. (in Chinese))
- [10] 张文传. 多体型台阶式溢洪道湍流特性及消能机理研究 [D]. 武汉: 武汉大学, 2020. (ZHANG W C. Research on turbulence characteristics and energy dissipation mechanism of multiform stepped spillways [D]. Wuhan: Wuhan University, 2020. (in Chinese))
- [11] 武英豪, 李继伟. 步长对台阶式溢洪道消能特性的影响[J]. 水电能源科学, 2024, 42(8): 92-96. (WU Y H, LI J W. Study on influence of step length on energy dissipation of stepped spillway [J]. Water resources and power, 2024, 42(8): 92-96. (in Chinese))