排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2018 年 6 月 June 2018 | 第 36 卷 第 6 期 Vol. 36 No. 6

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.16.0110

混流式水泵水轮机驼峰区压力脉动特性

李琪飞[1,2*]，王源凯[1]，刘超[1]，张建勋[1]，张正杰[1]，王仁本[1]
（1. 兰州理工大学能源与动力工程学院，甘肃 兰州 730050；2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室，甘肃 兰州 730050）


李琪飞

摘要：为了研究混流式水泵水轮机在驼峰区内部流动的压力脉动特性，以某抽水蓄能电站模型水泵水轮机为研究对象，对模型机组进行了全流道非定常数值计算. 结合试验数据，分析了泵工况下驼峰区流道内不同位置处压力脉动特征和流态特征，讨论了流量变化对机组压力脉动特性的影响. 结果表明：驼峰区工况下，蜗壳出口的压力脉动主要受到其内部流动特性的影响，同时受到上游双列叶栅作用的影响，在驼峰区极小值工况点处其压力时域变化周期性被扰动；导叶后转轮前的压力脉动主频为低频，第 2 主频为 9 倍转频和 18 倍转频，压力脉动幅值随着流量减小而增大；锥管内压力脉动都属于低频压力脉动，在驼峰区极小值工况点处，锥管上游压力脉动受下游转轮－尾水管动静干涉作用影响较大，出现了高频成分的压力脉动.

关键词：混流式水泵水轮机；驼峰区；非定常；压力脉动；内部流动
中图分类号：TK734　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674－8530(2018)06－0488－06

李琪飞，王源凯，刘超，等. 混流式水泵水轮机驼峰区压力脉动特性[J]. 排灌机械工程学报，2018，36(6)：488－493.
LI Qifei，WANG Yuankai，LIU Chao，et al. Pressure fluctuation characteristics of Francis pump turbine in the Hump zone[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME)，2018，36(6)：488－493.(in Chinese)

Pressure fluctuation characteristics of Francis pump turbine in Hump zone

LI Qifei[1,2*]，*WANG Yuankai*[1]，*LIU Chao*[1]，*ZHANG Jianxun*[1]，*ZHANG Zhengjie*[1]，*WANG Renben*[1]
(1. College of Energy and Power Engineering，Lanzhou University of Technology，Lanzhou，Gansu 730050，China；2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems，Gansu Province，Lanzhou，Gansu 730050，China)

Abstract：In order to study the pressure characteristics of Francis pump turbine flow in the peak zone inside，with a pumped storage station pump turbine as the research object，the whole flow channel unsteady numerical calculation was conducted for the model unit. Combined with the test data，the pressure fluctuation characteristics and flow characteristics at different positions in the hump flow under the pump operating conditions were analyzed，and the impact of the flow on the unit pressure fluctuation characteristics was discussed. The results show that under the hump zone operating condition，the pressure pulsation at the volute outlet is mainly affected by the internal flow characteristics，and also affected by the upstream dual cascade role. The pressure time domain change periodicity at the minimal value point in the hump zone is disturbed. The pressure pulsation frequency between the runner and the guide vane is the low frequency，and the second frequency is 9 times and 18 times conversion frequencies. The pressure fluctuation amplitude increases with the flow rate decreasing. Cone tube pressure pulsation is the low-frequency pressure pulsation. The upstream pressure fluctuation of cone tube is greatly influenced by

收稿日期：2016－05－20；**修回日期**：2016－09－06；**网络出版时间**：2018－02－01
网络出版地址：http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20180201.1545.012.html
基金项目：国家自然科学基金资助项目(51566009)；甘肃省自然科学基金资助项目(1310RJZA023)
第一作者简介：李琪飞(1975—)，男，甘肃靖远人，副教授(通信作者，lqfy@lut.cn)，主要从事流体机械流动理论研究.
第二作者简介：王源凯(1990—)，男，甘肃兰州人，硕士研究生(754935079@qq.com)，主要从事流体机械流动理论研究.

the dynamic interaction of the downstream runner-tail water pipe at the minimal value point in the hump zone, and there appears the pressure fluctuation of the high-frequency component.

Key words: pump – turbine; hump characteristics zone; unsteady-flow; pressure fluctuation; internal flow

与常规的水轮机和水泵相比,混流式水泵水轮机自身存在水泵驼峰区不稳定的区域[1]. 机组在泵工况驼峰区运行过程中,流道内会出现剧烈的水力振动,甚至引发过流部件的严重破坏,驼峰区不稳定性是目前影响机组安全运行的重要问题[2],其研究难度要远远大于常规的水轮机与水泵单向流道中的湍流问题[3]. 为此,需要通过试验研究和数值计算,对水泵水轮机驼峰区不稳定性展开研究,为改善运行曲线、消除不稳定性提供参考[4].

近年来,国内外学者围绕水力机械运行稳定性的问题开展了大量相关研究,并取得了一定进展. BRAUN 等[5]发现了当机组在进入驼峰区时,双列叶栅之间存在强烈的旋涡,流道内流动状况十分恶劣. BACKMAN 等[6]运用了非定常流场运算,通过研究压力波动的频率、幅值探讨了动静干涉作用. 王焕茂等[7]通过定常数值分析得到了与试验值较符合的水泵水轮机组的 $H-Q$ 曲线. 舒崚峰[8]对模型水泵水轮机内部流动进行了定常分析,表明在偏离最优工况点时,转轮和活动导叶内的不良流动状态是造成泵工况损失加剧、效率下降的首要因素.

根据现有相关文献[9-12],针对驼峰区非定常流动特性原理的研究还相对较少. 因此,文中对水泵水轮机驼峰区工况进行了全流道非定常数值计算,并在此基础上对各过流部件压力脉动的特征及其内在诱发机理进行研究.

1　计算对象

以某抽蓄电站模型水泵水轮机为研究对象,全流道几何模型如图 1 所示.

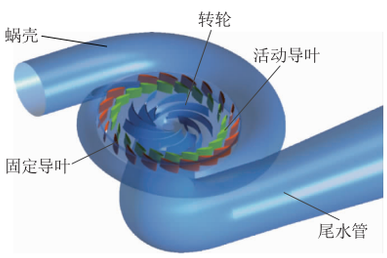


图 1　模型水泵水轮机全流道几何模型

Fig. 1　Geometric model of whole flow channel of model pump turbine

文中研究的模型水泵水轮机参数为转轮进口直径 $D_1=473.5$ mm,转轮出口直径 $D_2=300$ mm,转轮叶片数 $Z_b=9$,固定导叶数 $Z_c=20$,活动导叶数 $Z_0=20$,导叶高度 $b_0=66.72$ mm,蜗壳包角 $\phi_0=343°$,额定转速 $n=1\ 300$ r/min,比转数 $n_q=49.85$,原模型比例尺 $l=10.967$. 主要过流部件为尾水管、转轮、活动导叶、固定导叶、蜗壳. 水泵工况下,水流从尾水管进入,通过转轮能量转换后,进入活动导叶、固定导叶,再从蜗壳流出.

计算区域采用混合网格进行离散,由于蜗壳隔舌附近结构复杂,采用对复杂物理边界适应性强的非结构化四面体网格,其他区域则采用生成速度快、网格质量高的六面体结构化网格. 经网格无关性验证后,最终确定总网格单元数为 723.83 万. 图 2 为局部网格示意图.

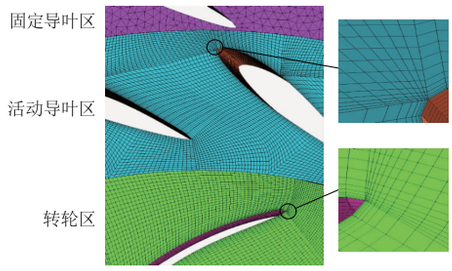


图 2　局部网格示意图

Fig. 2　Schematic of local grids

选取了 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型[13]进行计算. 动静交界面设置为 Interface 类型,采用滑移网格模型(Sliding mesh)以实现非定常条件下动静干扰流场的数据传递. 将尾水管进口边界条件设置为质量流量进口,蜗壳出口边界条件设置为压力出口,压力值按照试验参考值给定,采取有限体积法对控制方程进行离散,时间离散上采取二阶全隐式格式. 对控制方程中的对流项采取二阶迎风格式,对控制方程中的扩散项、源项均采取二阶中心格式. 压力 – 速度方程的迭代求解采取 SIMPLEC 算法. 非定常计算时将定常流场的结果作为非定常湍流计算初始条件. 时间步长选择转轮旋转周期的 1/120. 以残差 10^{-5} 作为迭代计算的收敛依据,选择第 10 个旋转周期的数据进行流场信息分析.

2 非定常数值分析值与试验值对比

将针对混流式水泵水轮机驼峰区特性进行内流场的数值计算. 为了获得真实可靠的驼峰区特性内流场模拟结果,借鉴模型试验数据,选择活动导叶开度 a_0 =21 mm 下与驼峰区相对应的共计9个工况点,进行了全流道三维非定常数值计算. 每个工况点选择如表1所示.

表1 活动开度 a_0 =21 mm 的工况点参数表
Tab.1 Operating point parameter table of active opening a_0 =21 mm

工况点	Q/(m³·s⁻¹)	H/m	N/kW	η/%
OP. #1	0.228	55.52	171.32	72.0
OP. #2	0.264	54.46	182.18	77.5
OP. #3	0.271	54.13	184.38	78.1
OP. #4	0.286	53.40	187.55	79.5
OP. #5	0.307	53.50	194.24	81.4
OP. #6	0.316	53.83	200.27	85.2
OP. #7	0.350	53.46	211.81	88.6
OP. #8	0.390	50.90	218.72	89.1
OP. #9	0.450	43.00	228.56	82.3

水泵水轮机泵工况驼峰区内流场复杂,为了了解泵工况时的运行状况,根据数值模拟计算后的进出口压差,得到计算扬程、效率、轴功率数值,然后分别绘制扬程-流量、效率-流量、轴功率-流量关系曲线,并与试验外特性曲线作对比,如图3所示.

从图3中可以看出,计算曲线与试验曲线均有较好的变化趋势,吻合度较高,扬程-流量曲线中,模型水泵水轮机的扬程随着流量的增大而逐渐减小,且流量越大,下降速度越快. 在0.22~0.32 m³/s,出现驼峰现象,计算值与试验值的平均误差不超过1.93%,设计工况处误差最小为1.02%,随着流量偏离设计工况越来越远,计算值与试验值的误差也越来越大. 并且在驼峰区计算扬程与试验值有较大误差,这是因为进入驼峰工况区,流动的不稳定性增强,造成非定常计算的数值波动变大,收敛程度增大,计算的准确性降低,反映出该区域流场的复杂性. 效率-流量曲线中,计算值与试验值的平均误差不超过3.97%,最大误差不超过5.71%. 效率先随着流量的增大而增大,在设计流量处到达最高值,之后随着流量的增大而减小,流量偏离设计工况越远,效率下降越快,并且在驼峰区,效率有明显的下跌趋势. 轴功率-流量曲线中,计算值与试验值平均误差不超过4.73%,最大误差不超过5.56%,轴功率随着流量的增大而增大,并且随着流量的增大,计算值与试验值误差在逐渐减小. 总体上,文中所采用的数值模拟方法具有较高的可靠度和可信度. 也说明考虑了重整化 $k-\varepsilon$ 模型对泵工况驼峰区在复杂的剪切、逆压梯度、旋涡不稳定流场有良好的适应性,能够预测出水泵水轮机在泵工况驼峰区的一些基本特征.

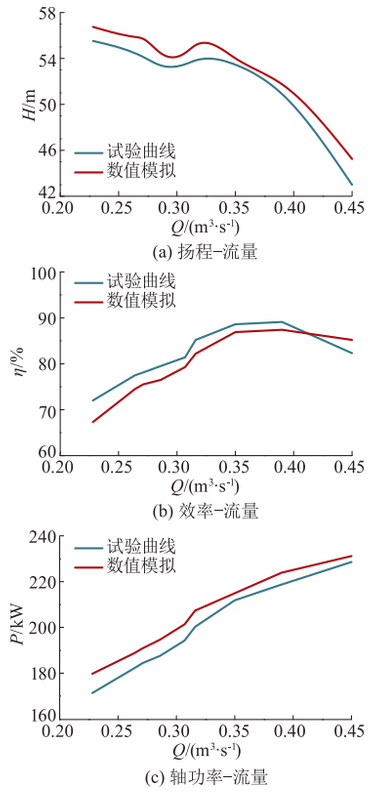


图3 混流式水泵水轮机外特性曲线
Fig. 3 Performance curves of Francis pump turbine

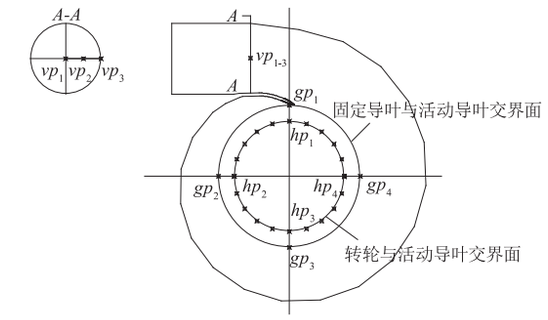
3 非定常计算结果与分析

混流式水泵水轮机内部流态是空间时间上不均匀、各向异性格外强的三维湍流流动. 应用 CFD-POST 软件对每个工况点的非定常计算结果进行后处理,选择驼峰区4个具有特征的工况点:驼峰区极大值工况点($0.8Q_{BEP}$)、极小值工况点($0.7Q_{BEP}$)、驼峰区负斜率工况点($0.6Q_{BEP}$)、小流量工况点($0.5Q_{BEP}$)得到相关的流场信息. 通过分析这些流场信息,就可以了解驼峰区真实的流动状态,认识驼峰区特性的内在机理.

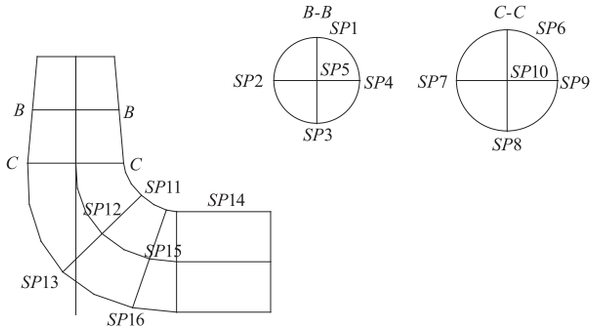
3.1 监测点布置

为了较为全面地分析整个流道内压力脉动的特征,沿着流动方向在蜗壳进口、导叶后转轮前、尾水管锥管上游布置压力监测点以监测各特征点的

压力,监测点的布置如图 4 所示.



(a) 蜗壳、固定导叶及活动导叶监测点布置



(b) 尾水管压力监测点布置

图 4　压力监测点

Fig. 4　Pressure monitoring points

非定常计算时,记录各监测点的静压随时间的变化历程,并在 Origin 软件中对数据进行频谱分析. 引入量纲为一的参数相对幅值$\frac{\Delta H}{H}$来表征各压力监测点静压值的波动程度,其表达式为

$$\frac{\Delta H}{H}=\frac{(p_i-\bar{p})}{\bar{p}}, \tag{1}$$

式中:$\frac{\Delta H}{H}$表示全振幅的相对值,%;p_i 为各监测点 i 时刻的压力值,Pa;$\bar{p}$ 为各工况下监测点对应的面积积分压力值,Pa.

3.2　蜗壳出口处的压力脉动特性

蜗壳出口是水泵水轮机泵工况下的总出口,在此安排放置压力脉动监测点能够对所有上游压力脉动状况有所了解,文中监测了模型水泵水轮机蜗壳出口处监测点的压力脉动状况. 图 5 为蜗壳出口处驼峰区 4 个不同工况点的时域特性和频域特性. 从图中可以看出,驼峰区极大值工况点($0.8Q_{BEP}$)、驼峰区负斜率工况点($0.6Q_{BEP}$)以及小流量工况点($0.5Q_{BEP}$)这 3 个工况点的压力变化相似,而极小值工况点($0.7Q_{BEP}$)处,压力时域变化的周期性被破坏,蜗壳内的流动环境极其恶劣,这也是其压力变化与其他工况不同的原因. 从频域图上可知,4 种工况下的幅值谱非常相近,在驼峰区极大值工况点下蜗壳出口的压力脉动主频为 0.16 倍转频,以及 9 倍转频(9 倍转频即叶轮叶片通过频率). 在 $0.7Q_{BEP}$ 工况点第 2 主频改变,向低倍频方向发展,主频幅值降低. 当流量降到 $0.6Q_{BEP}$ 工况和 $0.5Q_{BEP}$ 工况,第 1 主频分别变为 0.10 倍和 0.13 倍转频,且幅值较 $0.7Q_{BEP}$ 工况均有所上升. 在 0 ~ 3 倍转频处的压力脉动幅值 $0.7Q_{BEP}$ 工况点约是 $0.8Q_{BEP}$ 工况点的 25%. 结合非定常流场解析,在驼峰区工况范围内双列叶栅内流态紊乱,流动环境恶劣,且在流道内产生的旋涡沿着流动方向向下游传播. 这些旋涡运动可能是蜗壳出口处出现低倍频主频的原因之一,而双列叶栅内流场变化又可引起第 1 主频的改变.

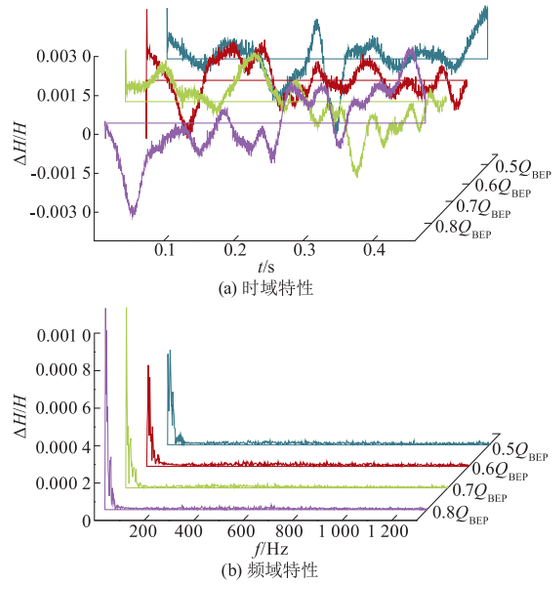


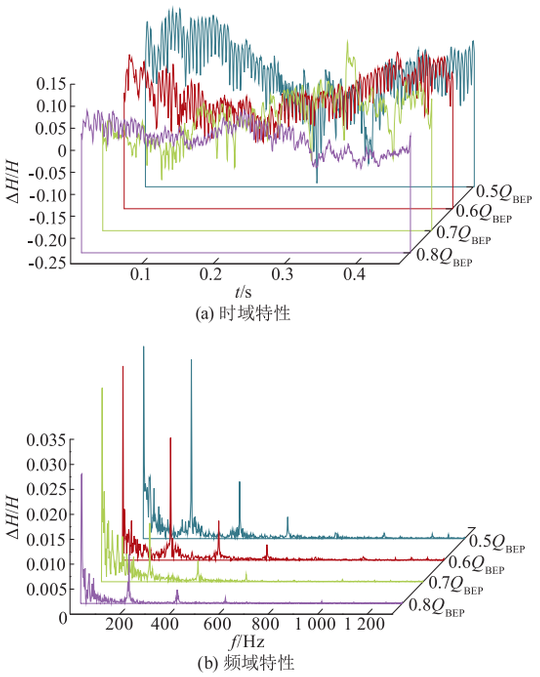
图 5　蜗壳出口处的压力脉动特性

Fig. 5　Pressure fluctuation characteristics at volute outlet

3.3　导叶后转轮前的压力脉动特性

图 6 为导叶后转轮前的压力脉动特性. 从图中可以看出,整个叶轮内的压力变化呈周期性,1 个旋转周期内压力值出现 9 个波峰和波谷,这与叶轮叶片数相一致. 说明导叶后转轮前压力的周期性变化完全受叶片数目的控制,脉动频率与叶频及其倍频保持一致,也反映了导叶后转轮前的内流区域压力脉动与叶片旋转所引起的动静干涉有很大的关系. 可以看出,$0.8Q_{BEP}$ 工况点下导叶后转轮前的压力脉动主频为 0.16 倍转频,第 2 主频主要是 9 倍转频和 18 倍转频. 随着流量的减小,在 $0.7Q_{BEP}$ 工况、$0.6Q_{BEP}$ 工况下,第 1 主频发生改变,分别变为 0.13 倍转频和 0.65 倍转频;到 $0.5Q_{BEP}$ 工况下,第 1 主频

又回到0.13倍的转频. 此外,在9~12倍转频附近出现其他高幅值频率成分,这主要是由于流量的减小,水流从叶轮出来进入活动导叶进口的入流条件越来越差,来流与切线方向形成的夹角增大,导致水流冲击活动导叶出现旋涡,但此处的压力脉动主要还是由叶轮旋转所导致的叶轮——活动导叶的动静干涉引起,并且在$0.7Q_{BEP}$工况下,其高频分量所占分量较大. 对于驼峰区的4个工况点,其第2主频的幅值随着流量的减小而逐渐增大. 通过非定常分析的结果显示,这可能是流量减小过程中活动导叶进口存在较为恶劣的回流、旋涡.



(a) 时域特性

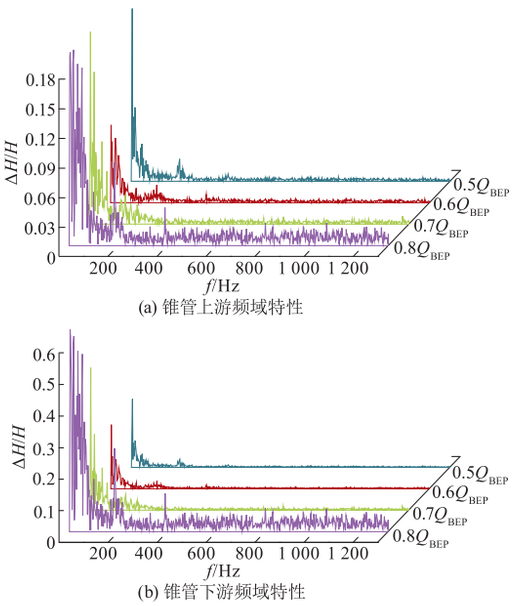
(b) 频域特性

图6 导叶后转轮前的压力脉动特性

Fig. 6 Pressure fluctuation characteristics between runner and guide vane

3.4 锥管的压力脉动特性

流场分析发现,在流量减小的过程中叶轮进口会出现二次流、旋涡、脱流等一系列不良流动状态. 伴随着流态越来越恶劣,不良流态的区域范围会不断地扩大并进入到直锥管段. 为此,文中监测了锥管上游和锥管下游内流的压力脉动状况. 图7为锥管段上游和下游的压力频域图. 从图中可以看出,在$0.8Q_{BEP}$工况下,锥管上下游的频域图极为相似,第1主频均为0.16倍的转频,第2主频为转频和叶频;当流量减小到$0.7Q_{BEP}$工况下时,锥管上游处第1主频为5.04倍的转频,而锥管下游处第1主频为0.03倍的转频. 这是因为驼峰区极小值工况点处流态极差,在叶片入口由于流动分离而产生旋涡,使流动的不稳定性增强,这种不良流态影响到锥管上游的流态,形成了锥管上游的高频压力脉动. 流量继续减小,在$0.6Q_{BEP}$工况及$0.5Q_{BEP}$工况下,锥管上下游都形成了低频压力脉动. 流量减小过程中,各个工况的第1、第2主频的压力脉动幅值也依次降低,且锥管上游压力脉动幅值是锥管下游压力脉动幅值的25%.



(a) 锥管上游频域特性

(b) 锥管下游频域特性

图7 锥管段的压力脉动特性

Fig. 7 Pressure fluctuation characteristics in cone tube

4 结 论

1)蜗壳出口的压力脉动主要受到其内部流动特性的影响,同时受到上游双列叶栅作用的影响,在驼峰区极小值工况点处其压力时域变化周期性被破坏.

2)在导叶后转轮前的流动区域压力脉动主频为低频,第2主频为9倍转频和18倍转频,其压力脉动幅值都随着流量减小而增大.

3)锥管内压力脉动都属于低频压力脉动,在驼峰区极小值工况点处,锥管上游压力脉动受下游转轮-尾水管动静干涉作用影响较大,出现了高频成分的压力脉动.

参考文献(References)

[1] 梅祖彦. 抽水蓄能发电技术[M]. 北京:机械工业出版社,2000.

[2] 胡旭光. 水泵水轮机不稳定性运行的初步探讨[J]. 水电站机电技术,2001(2):18-20.

HU Xuguang. Preliminary study on the non-steady-operation of pump – turbine[J]. Mechanical & electrical technique of hydropower station, 2001(2):18 – 20. (in Chinese)

[3] 徐宇,唐学林,吴玉林. 水泵水轮机转轮内水泵工况絮流分析[J]. 水力发电学报, 2000(3):75 – 83.
XU Yu, TANG Xuelin, WU Yulin. Three-dimensional turbulent flow analysis through a pump – turbine runner at pump modes[J]. Journal of hydroelectric engineering, 2000(3):75 – 83. (in Chinese)

[4] 陈顺义,李成军,周杰. 水泵水轮机稳定性预判与对策[J]. 水力发电,2011,37(14):50 – 54.
CHEN Shunyi, LI Chenjun, ZHOU Jie. Prognosis on the stability of pump – turbine and the countermeasures[J]. Water power, 2011,37(14):50 – 54. (in Chinese)

[5] BRAUN O, KUENY J L, AVELLAN F. Numerical analysis of flow phenomena related to the unstable energy – discharge characteristic of a pump – turbine in pump mode[C]//Proceedings of 2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. New York: ASME, 2005:944 – 949.

[6] BACKMAN G. CFD validation of pressure fluctuations in a pump turbine[D]. Lulea: Lulea University of Technology, 2008.

[7] 王焕茂, 吴钢, 吴伟章,等. 混流式水泵水轮机驼峰区数值模拟及分析[J]. 水力发电学报, 2012, 31(6):253 – 258.
WANG Huanmao, WU Gang, WU Weizhang, et al. Numerical simulation and analysis of the hump district of Francis pump-turbine[J]. Journal of hydroelectric engineering, 2012,31(6):253 – 258. (in Chinese)

[8] 舒崚峰. 水泵水轮机驼峰区与“S”区数值模拟研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2013.

[9] YAN J, KOUTNIK J, SEIDEL U, et al. Compressible simulation of rotor – stator interaction in pump – turbines[C]//Proceedings of 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Bristol: Institute of Physics Publishing, 2010:012008.

[10] 王乐勤,刘锦涛,张乐福,等. 水泵水轮机泵工况小流量波动特性[J]. 浙江大学学报(工学版),2011,45(7):1239 – 1243.
WANG Leqin, LIU Jintao, ZHANG Lefu, et al. Low flow′s fluctuation characteristics in pump – turbine′s pump mode[J]. Journal of Zhejiang University (engineering science), 2011,45(7):1239 – 1243. (in Chinese)

[11] 冉红娟,张瑶,罗先武,等. 可逆式水轮机泵工况下驼峰现象的数值模拟[J]. 水力发电学报,2011,30(3):175 – 179.
RAN Hongjuan, ZHANG Yao, LUO Xianwu, et al. Numerical simulation of the positive-slope performance curve of a reversible hydro-turbine in pumping mode[J]. Journal of hydroelectric engineering, 2011, 30(3):175 – 179. (in Chinese)

[12] 李德友,宫汝志,王洪杰,等. 水泵水轮机不同导叶开口的驼峰特性[J]. 排灌机械工程学报,2016, 34(1): 1 – 8.
LI Deyou, GONG Ruzhi, WANG Hongjie, et al. Unstable head-flow characteristics of pump – turbine under different guide vane openings in pump mode[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2016, 34(1): 1 – 8. (in Chinese)

[13] 钱忠东,杨建东. 湍流模型对水轮机压力脉动数值预测的比较[J]. 水力发电学报, 2007, 26(6): 111 – 115.
QIAN Zhongdong, YANG Jiandong. Comparison of numerical simulation of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine by different turbulence models[J]. Journal of hydroelectric engineering, 2007, 26(6): 111 – 115. (in Chinese)

(责任编辑　盛杰)