

混流式水轮机低负荷运行非定常特性研究

林亚涛¹, 吴在强¹, 张厚瑜¹, 李颖杰¹, 郭绘娟², 郑源³

(1. 国网福建省电力有限公司电力科学研究院, 福建 福州 350007; 2. 河海大学水利水电学院, 江苏 南京 210098;
3. 河海大学能源与电气学院, 江苏 南京 210098)

摘要:水轮机长期运行在低负荷区域,会导致水电机组出现振动大,水流流态不良等情况,继而导致转轮叶片出现裂纹、机组发生汽蚀。为了探究机组内部不同部位的流动特性以及压力脉动特性,对某电站混流式水力发电机组进行三维建模,基于雷诺时均N-S方程,采用标准SST $k-\omega$ 湍流模型,对额定工况以及低负荷工况(45%额定工况)进行定常和非定常求解计算。结果表明:低负荷工况下,导叶内流体的流动情况较差,主要是因为导叶开度的变化使水流不能够充分进入到转轮中,转轮上冠附近压力变化较乱,没有按规律减小,能量转换情况差,从而导致效率降低。由压力脉动结果可知:活动导叶处的最大振幅为固定导叶处最大振幅的3倍以上,说明越靠近转轮处,动静干涉的作用越明显;转轮内的最大振幅为导叶处最大振幅的数倍;低负荷工况下的压力脉动振幅大多时候比额定工况下的最大振幅高很多,说明低负荷工况下的稳定性较差。本文的结果为混流式水轮机组低负荷安全运行范围设定提供一定的理论基础。

关键词:混流式水轮机;低负荷;非定常;压力脉动;动静干涉

中图分类号:TV734.1

文献标识码:A

DOI:10.12396/znsd.220289

林亚涛,吴在强,张厚瑜,等.混流式水轮机低负荷运行非定常特性研究[J].中国农村水利水电,2022(12):180-187+192. DOI:10.12396/znsd.220289.

LIN Y T, WU Z Q, ZHANG H Y, et al. Research on the unsteady characteristics of francis turbines under the low load operation [J]. China Rural Water and Hydropower, 2022(12):180-187+192. DOI:10.12396/znsd.220289.

Research on the Unsteady Characteristics of Francis Turbines under the Low Load Operation

LIN Ya-tao¹, WU Zai-qiang¹, ZHANG Hou-yu¹, LI Yin-jie¹, GUO Hui-juan², ZHENG Yuan³

(1. Fujian Provincial Electric Power Company Limited, Electric Research Institute, Fuzhou 350007, Fujian Province, China;

2. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, Jiangsu Province, China;

3. College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, Jiangsu Province, China)

Abstract: The long-term operation of the turbine in the low load area will lead to large vibration and poor flow pattern of the hydropower unit, which will lead to cracks in the runner blades and cavitation of the unit. In order to explore the flow characteristics and pressure pulsation characteristics in different parts of the unit, this paper makes a three-dimensional modeling of a mixed flow hydropower unit in a power station, based on Reynolds time averaged N-S equation and standard SST $k-\omega$ Based on the turbulence model, the steady and unsteady solutions are calculated for the rated working condition and partial load working condition (45% rated working condition). The results show that the flow in the guide vane is more turbulent under low load conditions, mainly because the opening of the guide vane does not allow the water to enter the runner fully, and the pressure change near the crown of the runner is chaotic and does not decrease according to the law, and the energy conversion is low, resulting in lower efficiency. From the pressure pulsation results can be seen: the maximum amplitude at the movable guide vane is more than 3 times the maximum amplitude at the fixed guide vane, indicating that the closer the runner, the more obvious the effect of static and dynamic interference; the maximum amplitude inside the runner is several times the maximum amplitude at the guide

收稿日期:2022-02-23

基金项目:国网福建省电力有限公司科技项目(52130420001F);国家重点研发计划政府间国际科技创新合作项目(2019YFE0105200)。

作者简介:林亚涛(1990-),男,工程师,主要从事水电机组振动分析及运行性能优化技术研究。E-mail:cicocm@163.com。

通讯作者:郭绘娟(1997-),女,博士研究生,主要从事流体机械、抽水蓄能方面的研究。E-mail:guohuijuanhhu@hhu.edu.cn。

vaness; the amplitude of pressure pulsation under low load conditions is mostly much higher than the maximum amplitude under rated conditions, indicating that the stability under low load conditions is poor. The results of this paper provide a certain theoretical basis for setting the safe operating range of mixed-flow turbine unit at low load.

Key words: Francis turbine; low load; unsteady flow; pressure pulsation; rotor-stator interaction

0 引言

近年来,根据国家环保要求,水电站在枯水季发电需要满足下游生态流量要求,同时水电运行还承担着电网调峰调频、旋转备用等重要职责,因而不可避免地长期运行在低负荷区域,这导致水电机组偏离最优运行区域,产生机组振动大,水流流态不良等情况,导致转轮叶片出现裂纹、机组汽蚀严重等不良后果^[1]。

采取优化水轮机过流部件及整体设计、优选工作参数、加装补气装置等手段对设计阶段水电机组进行优化,这显然对已建成电站作用有限。数值模拟作为一种适用范围广、实用性强的技术方法,有效改进低负荷水平水电机组运行状态,提升设备运行可靠性,保障水电站安全稳定运行。

朱李^[2]采用水轮机全流道非定常湍流数值模拟方法模拟典型工况下混流式水轮机内部流场,之后基于三维全流道非定常湍流模拟来探索尾水管涡带的可视化,预测了尾水管涡带的频率及尾水管涡带引起的低频压力脉动。林巧锋等人^[3]以福建高唐水电站灯泡贯流式水轮机真机为研究对象,针对水轮机满负荷工况、额定工况和低负荷工况进行了三维非定常数值模拟,研究了3种工况压力脉动特性和尾水管的流动情况。Feng等人^[4,5]对低比速泵在设计工况和部分负载工况下的周期性非定常流场进行了数值模拟和实验研究,重点分析了周期速度场和湍流场的行为,以及非定常相互作用引起的非定常现象。陈生荣^[6]通过目前国内外正在模型或真机上进行的尾水管压力脉动的测试和分析的大量研究,对尾水管中水流引起的低频水压脉动进行了理论分析,并对机组运行压力脉动的评价进行了讨论和探讨。冯金海^[7]从水轮机结构、能量和流场等角度出发,详细分析了偏负荷运行工况下高比转速混流式水轮机结构、能量和流场失稳规律和机理。

总体而言,对于低负荷运行稳定性问题,国内外进行了一些相关研究,并积累了大量宝贵经验。但目前多采用定常CFD模拟对小开度工况水轮机内部流动展开计算^[8-10],通过对比小开度工况流动与正常工作状态的异同,分析导致流动不稳定的原因,采用调整运行策略的方法规避不稳定运行区间^[11]。针对偏负荷运行工况下的非定常计算,目前研究还比较少。本文在前人研究的基础上,对某电站混流式水力发电机组进行三维建模,基于雷诺时均N-S方程,采用标准SST $k-\omega$ 湍流模型,对额定工况以及低负荷工况(45%额定工况)进行定常和非定常求解计算。通过探究机组内部不同部位的流动特性以及压力脉动特性,为混流式水轮机组的制造加工以及安全运行范围设定提供一定的理论基础。

1 计算模型及边界条件设置

1.1 计算模型

街面电站为典型的混流式水力发电机组,包括蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮和尾水管,计算模型如图1所示。水轮机转轮直径为4.1 m,转轮叶片数为13,固定导叶数为19,活动导叶数为20,水轮机额定水头为98 m,额定出力为153 MW,额定转速为187.5 r/min。利用UG软件对装置计算域进行三维建模,然后导入ICEM中完成非结构化网格的划分,并对关键部位进行网格加密,同时将边界层网格的 y^+ 控制在300以内。网格无关性验证如表1所示,由表1可以看出:随着网格数量的增加,水轮机的效率呈现出增大的趋势,当网格数量大于927万个后,水轮机效率的相对误差在1%以内,综合考虑计算精度和计算机性能,最终确定网格数量为9 272 143,各部分的网格单元数和网格节点数如表2所示。最后采用ANSYS-CFX软件对泵装置进行数值模拟计算。

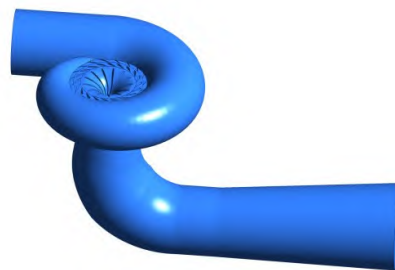


图1 水轮机计算模型

Fig.1 Calculation model of hydraulic turbine

表1 网格无关性验证

Tab.1 Mesh independence verification

方案	网格数量/万个	效率/%
1	760	84.92
2	886	86.34
3	927	87.22
4	991	87.53

表2 各部分网格单元数

Tab.2 Number of grid cells in each part

部位	网格单元数	网格节点数
蜗壳	1 952 716	332 568
固定导叶	1 425 044	247 154
活动导叶	1 120 674	195 275
转轮	3 184 164	542 613
尾水管	1 589 545	270 157
总计	9 272 143	1 587 767

1.2 边界条件设置

基于雷诺时均N-S方程,采用标准SST $k-\omega$ 湍流模型对

计算域进行求解^[12]。将进口边界条件设置为压力进口,出口边界条件设置为自由出流,固体壁面设置为无滑移壁面,近壁区流动采用 scalable 壁面函数处理,动静交界面选择冻结转子(Frozen Rotor)类型。离散方法为有限体积法,离散格式为二阶迎风格式,求解方法采用分离求解的SIMPLEC算法,收敛条件为计算残差值小于 10^{-5} 。

对于非正常计算,动静交界面采用瞬态冻结转子(Transient Frozen rotor)模型,转轮经过360个时间步长旋转1周,则时间步长 $\Delta t=8.8889 \times 10^{-4}$ s,这样每经过1个时间步长转轮旋转 1° ,并得到每个时间步长上的湍流收敛解,所有时刻的收敛解构成水轮机内部三维湍流场的非正常解。计算结果保证最大Courant数小于1,以保证瞬态细节的准确分辨率。非正常计算周期为10倍的转轮旋转周期,转动频率 $f_n=187.5/60=3.125$ Hz。

2 流动特性结果分析

为确保计算的准确性,通过计算两种工况,一个是100%额定出力工况,水头为额定水头98 m;一个是45%额定出力工况,水头为85 m,来探究两种不同工况下水轮机的性能、流场等特性。由表3可以看出,随着水头的降低,机组流量和转矩大幅降低,效率也相应减小。为进一步探究此现象的成因,对水轮机的内部流动特性进行分析。

表3 水轮机计算工况及结果

Tab.3 Calculation conditions and results of hydraulic turbine

工况	水头/m	流量/($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	转矩/($\text{N} \cdot \text{m}$)	效率/%
1	98	171.994	7 351 360	88.84
2	85	110.230	3 480 490	75.35

2.1 蜗壳内部流态分析

从图2和图3蜗壳内的流场压力分布和速度分布可以看出,蜗壳的静压分布相对比较均匀。蜗壳内水流能够均匀进入固定导叶,降低了水力损失,在圆周方向有较好的对称性,压力分布沿半径的增大而逐渐增大,流速分布沿半径的增大而逐渐减小。总体来看,蜗壳的内部流动状态比较平顺,较为理想,水力损失较小。

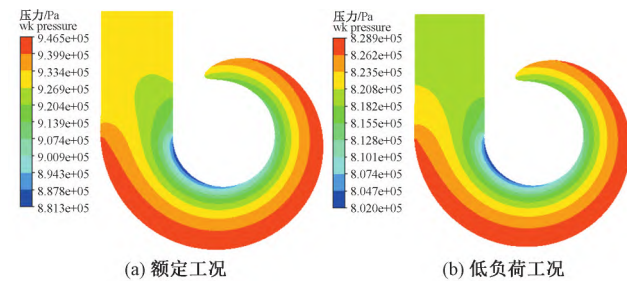


图2 不同工况下蜗壳压力分布

Fig.2 Volute pressure distribution under different working conditions

2.2 导叶内部流态分析

图4至图5为两种工况下的导水机构压力分布、流速分布图。可以看出,在低负荷时,导叶内流体流动情况较差,主要是因为导叶开度减小,活动导叶内平均流速增大,过流面积减小使水流不能够充分进入到转轮中,使转轮工作面上压力值较小,从而导致效率降低。导叶内部的水流呈周期性变化,叶道

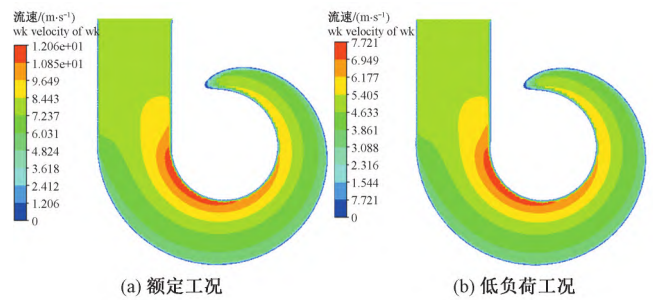


图3 不同工况下蜗壳速度分布

Fig.3 Volute velocity distribution under different working conditions

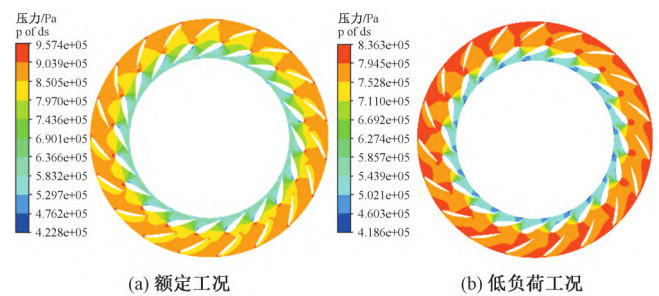


图4 不同工况下导水机构压力分布图

Fig.4 Pressure distribution diagram of water guide mechanism under different working conditions

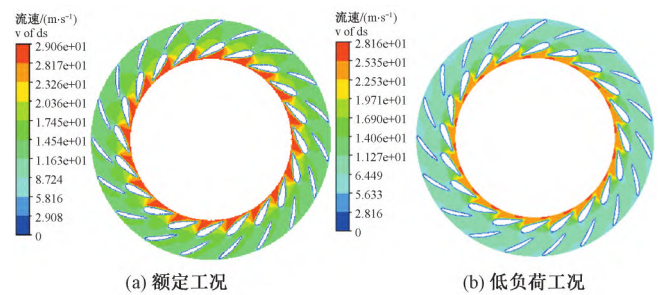


图5 不同工况下导水机构速度分布图

Fig.5 Velocity distribution of water guide mechanism under different working conditions

中间水流速度较大。两种工况下,压力和流速在圆周方向呈对称分布,压力从导叶进口到出口呈减小趋势,流速从导叶进口到出口呈增大趋势,两种工况下内部流态较好,未出现明显脱流现象。

2.3 转轮内部流态分析

图6是额定工况下转轮压力分布结果,叶片压力从进口到出口逐渐降低,且压力变化线与进口和出口接近平行,流态好,水力损失较小,所以水轮机在此工况下工作,能量特性较好。图7是低负荷工况转轮压力分布结果,叶片压力从进口到出口逐渐降低,压力变化线与进口和出口接近平行,但是上冠出口附近压力变化较乱,没有按一定规律减小,能量转换情况不好。

从整个流道的压强分布情况,不难看出,转轮中的压力降低最多,这是因为水流对转轮叶片做功,水流的能量大部分转换为水轮机转轮的机械能,这也与理论符合。

2.4 尾水管内部流态分析

图8至图9分别是水轮机额定工况和低负荷工况下尾水管内的压力及流线分布。从两种工况的压力分布图和流线分布

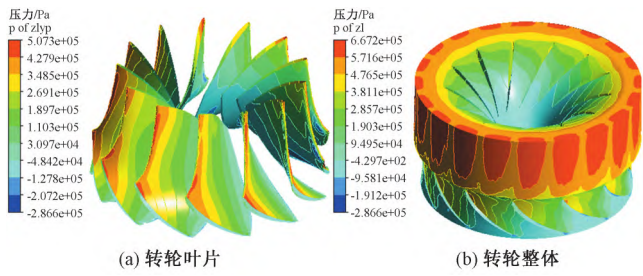


图6 额定工况转轮压力分布

Fig.6 Pressure distribution of runner under rated condition

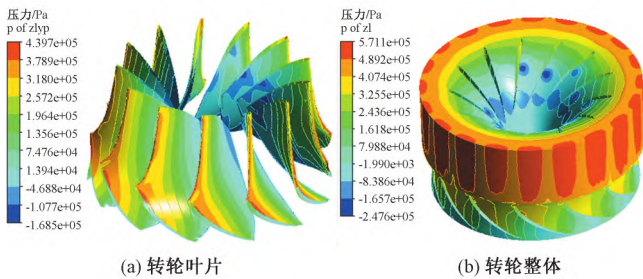


图7 低负荷工况转轮压力分布

Fig.7 Pressure distribution of runner under partial load conditions

图中可以看到,尾水管直锥段内部流线紊乱,各截面压力最低点也不在一条直线上,会有旋转偏心涡带的产生,低负荷工况下的流态比额定工况的流态更差。

3 非正常计算结果分析

3.1 计算工况点的选取

为了便于分析水轮机全流道内各过流部件的压力脉动情况,分别在水轮机蜗壳出口面、固定导叶的两两导叶片间、活动导叶的两两导叶片间、转轮 1/2 半径圆周、尾水管各截面均布置了多个静止坐标系的压力记录点,如图 10(a)、(b)所示分别为

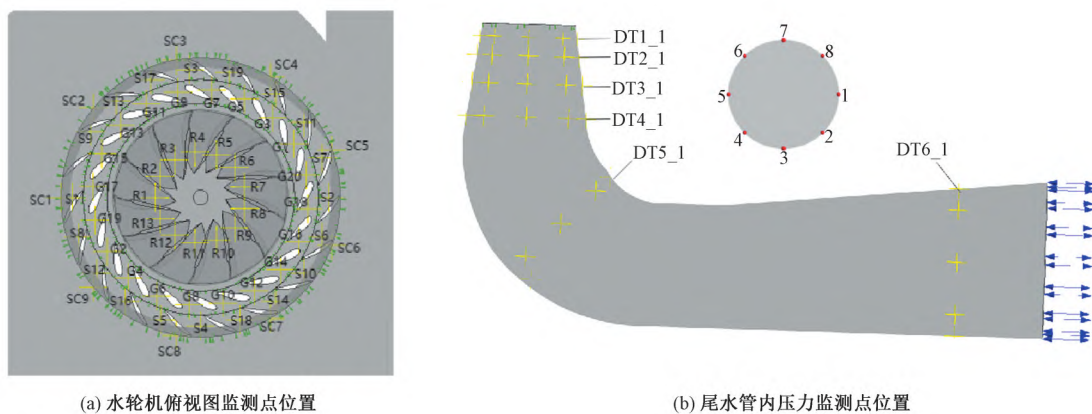


图10 各部件监测点布置

Fig.10 Layout of monitoring points for each component

3.3 导叶压力脉动分析

图 13 和图 14 分别为固定导叶流道内各监测点在额定工况和低负荷工况下的压力脉动时域图及频域图。由两种工况的时域图可以看出各监测点的压力值相差在 3% 以内,说明水流在固定导叶处的仍然可以保持均匀流入活动导叶。由两种工况的频域图可以看出,固定导叶处的压力脉动主频为 $13f_n$ (即叶

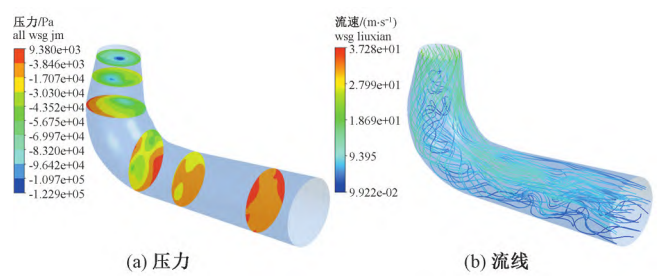


图8 额定工况尾水管内压力及流线分布图

Fig.8 Pressure and streamline distribution of tailpipe in rated condition

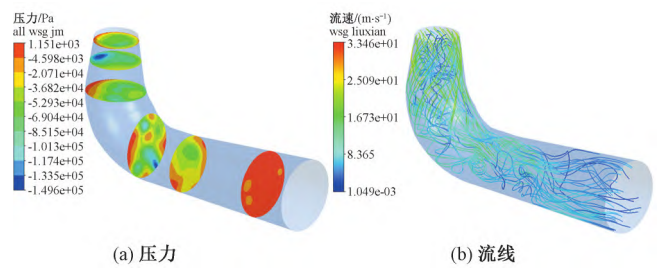


图9 低负荷工况尾水管内压力及流线分布图

Fig.9 Pressure and streamline distribution of tailpipe under partial load conditions

各个部件的压力记录点位置。

3.2 蜗壳出口压力脉动分析

蜗壳内部的流态稳定,相对其他位置的压力脉动振幅也较小。图 11 和图 12 分别为额定工况和低负荷工况下蜗壳截面压力脉动及频谱分析。由两种工况的时域图可知,越靠近隔舌位置处的压力值越大,越靠近蜗壳进口位置的压力值越小,压力值大小顺序为 $SC5 > SC4 > SC3 > SC2 > SC1 > SC9 > SC8 > SC6 > SC7$ 。由两种工况的频域图可以看出,蜗壳处压力脉动主频为 $13f_n$ (即叶频),在低于 $2f_n$ 的低频段压力脉动的幅值较大。

频),同时在 $2f_n$ 和 f_n 处可以看到较明显的次频。同时可以看出,低负荷工况下的最大振幅大于额定工况下的最大振幅,说明低负荷工况下固定导叶内的稳定性较差。

图 15 和图 16 分别为活动导叶流道内各监测点在额定工况和低负荷工况下的压力脉动时域图和频域图。同样由两种工况的时域图可以看出各监测点的压力值相差在 4% 以内,说明

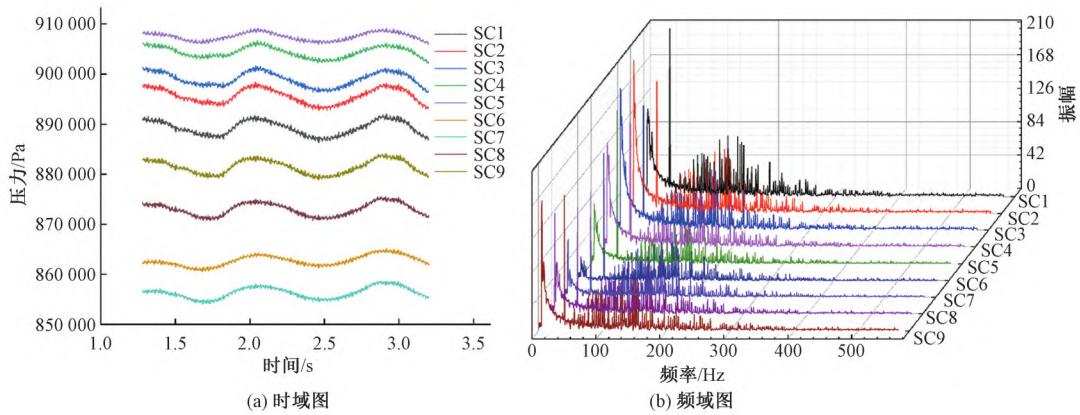


图 11 额定工况下蜗壳截面压力脉动及频谱分析

Fig.11 Pressure pulsation and spectrum analysis of volute section under rated working conditions

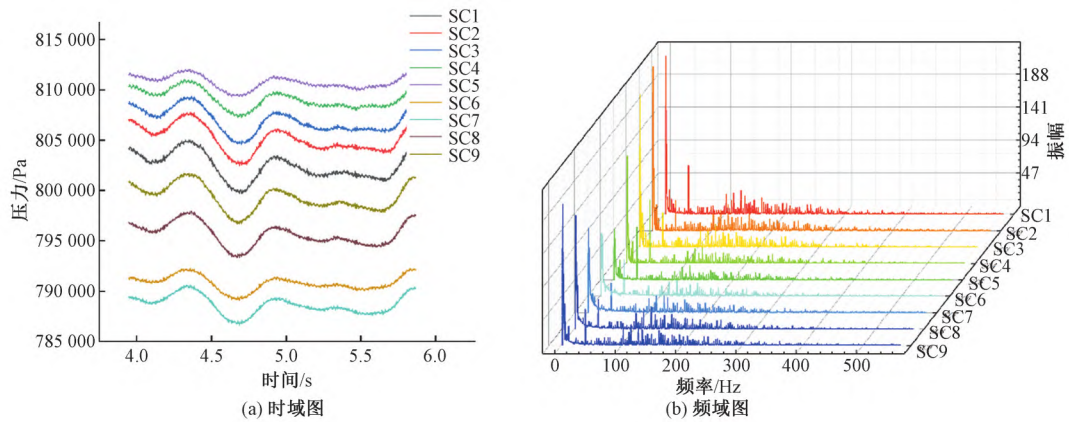


图 12 低负荷工况下蜗壳截面压力脉动及频谱分析

Fig.12 Pressure pulsation and spectrum analysis of volute section under partial load conditions

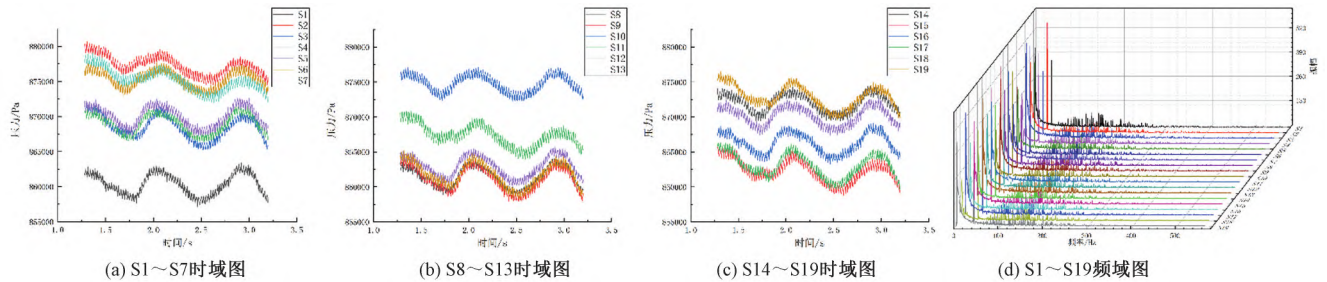


图 13 额定工况下固定导叶流道内各监测点压力脉动时域图与频域图

Fig.13 Pressure pulsation time domain diagram and frequency domain diagram of each monitoring point in the fixed guide vane passage under rated working condition

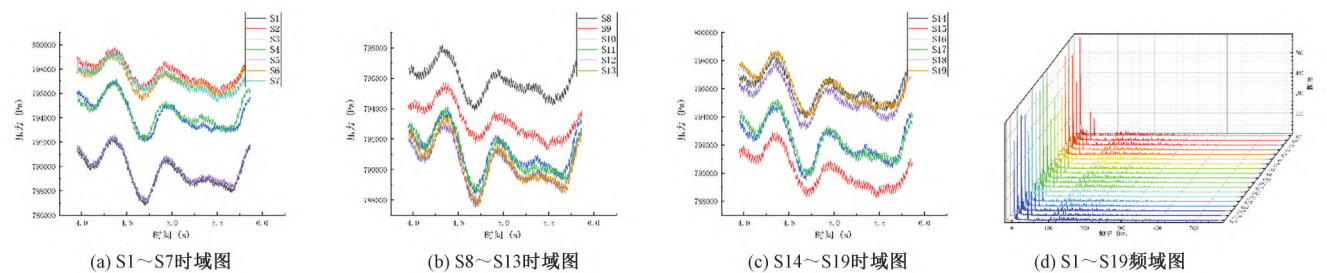


图 14 低负荷工况下固定导叶流道内各监测点压力脉动时域图与频域图

Fig.14 Pressure pulsation time domain diagram and frequency domain diagram of each monitoring point in the fixed guide vane passage under partial load conditions

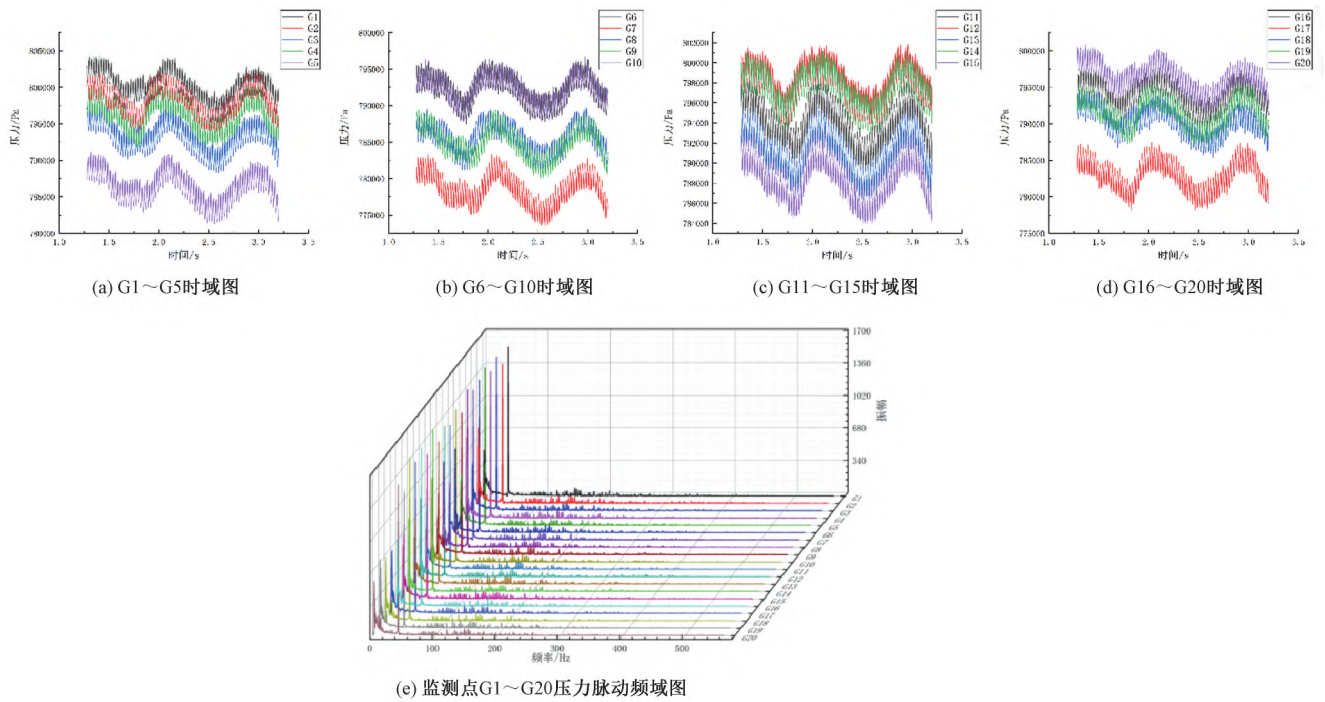


图 15 额定工况下活动导叶流道内各监测点压力脉动时域图与频域图

Fig.15 Pressure pulsation time domain diagram and frequency domain diagram of each monitoring point in the movable guide vane passage under rated working condition

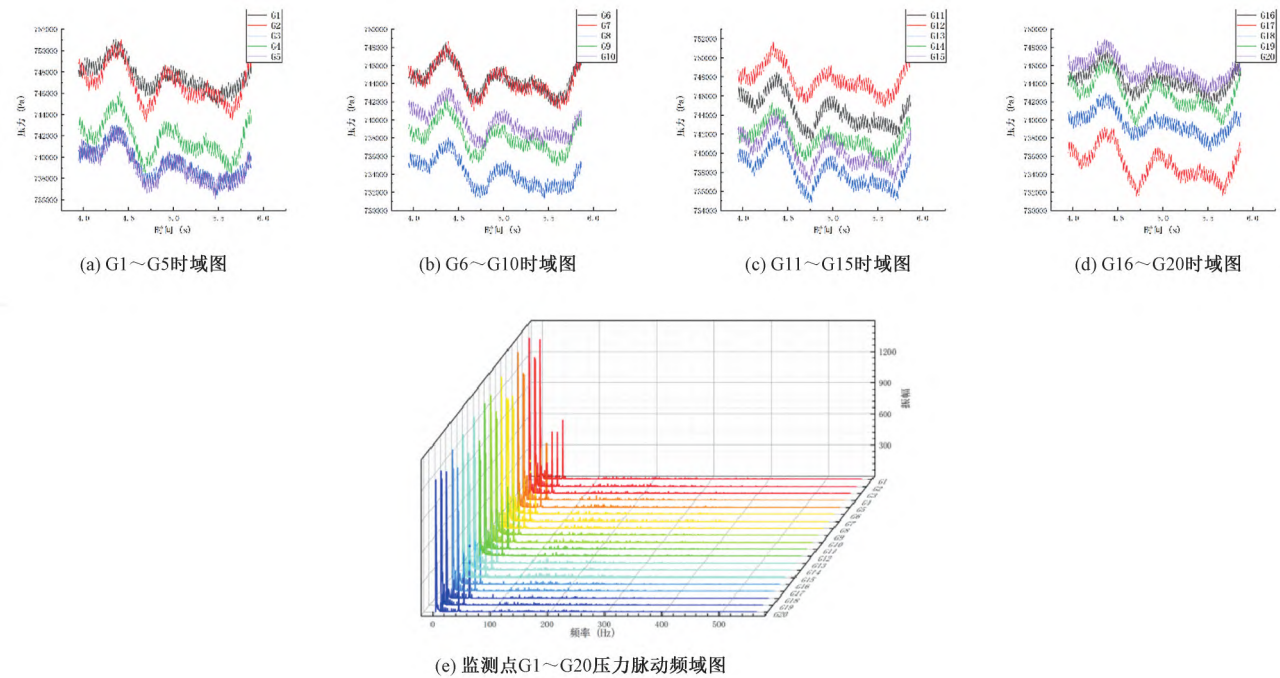


图 16 低负荷工况下活动导叶流道内各监测点压力脉动时域图与频域图

Fig.16 Pressure pulsation time domain diagram and frequency domain diagram of each monitoring point in the movable guide vane passage under partial load conditions

水流在此处仍然可以均匀流入转轮内。由两种工况的频域图可以看出,活动导叶处的压力脉动主频为叶频,但是可以明显看出活动导叶处的振幅较大,其最大振幅为固定导叶处最大振幅的3倍以上,说明越靠近转轮处,动静干涉的作用越明显。活动导叶处的次频主要发生在 f_n 以下。

3.4 转轮内部压力脉动分析

图 17 和图 18 分别为转轮内各监测点在额定工况和低负荷工况下的压力脉动时域图和频域图。从两种工况的时域图可以明显看出转轮内部监测点的压力值与其他位置有明显的区别,压力的变化范围较大且周期性并不是很明显,这是由于转

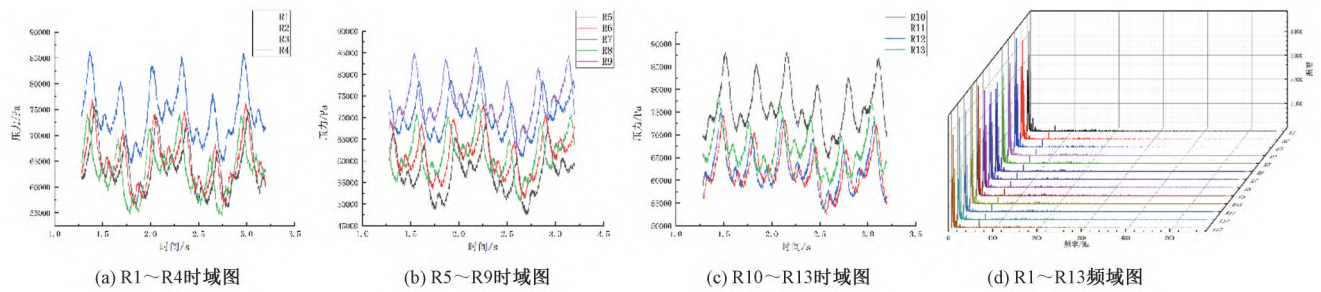


图 17 额定工况下转轮流道内各监测点压力脉动时域图与频域图

Fig.17 Pressure pulsation time domain and frequency domain diagrams of each monitoring point in runner runner under rated working conditions

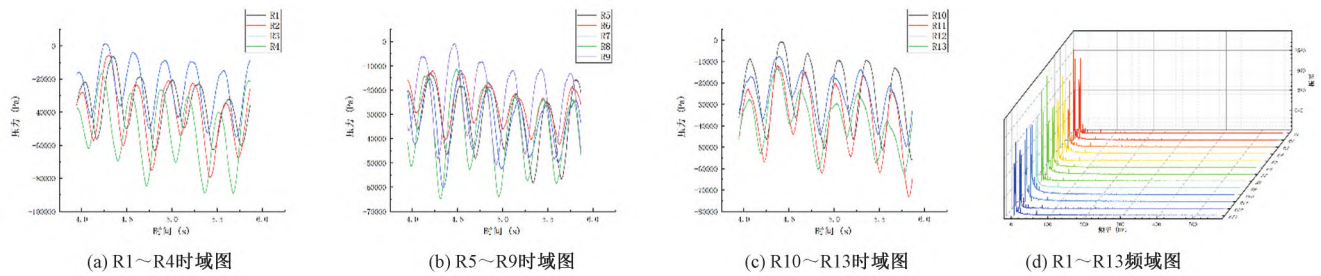


图 18 低负荷工况下转轮流道内各监测点压力脉动时域图与频域图

Fig.18 Pressure pulsation time domain and frequency domain diagrams of each monitoring point in runner runner under partial load conditions

轮为做功部件,内部流速快,流态变化复杂的原因。但是各监测点的压力值差异性不大,说明转轮作功良好,在转轮流道内压力、流速变化大,能量转换较好。由两种工况的频域图可以看出,转轮内部的压力脉动主频为 f_n ,次频发生在 $2f_n$ 、 $3f_n$ 处。同时转轮内的振幅数值更大,额定工况下,其最大值为固定导

叶处最大振幅的9倍以上,为活动导叶处最大振幅的3倍左右。在低负荷工况下,转轮处最大振幅约是蜗壳处最大振幅的13倍、固定导叶处最大振幅的4倍、活动导叶处最大振幅的2倍。

3.5 尾水管压力脉动分析

图 19 和图 20 分别为尾水管内各监测点在额定工况和低负

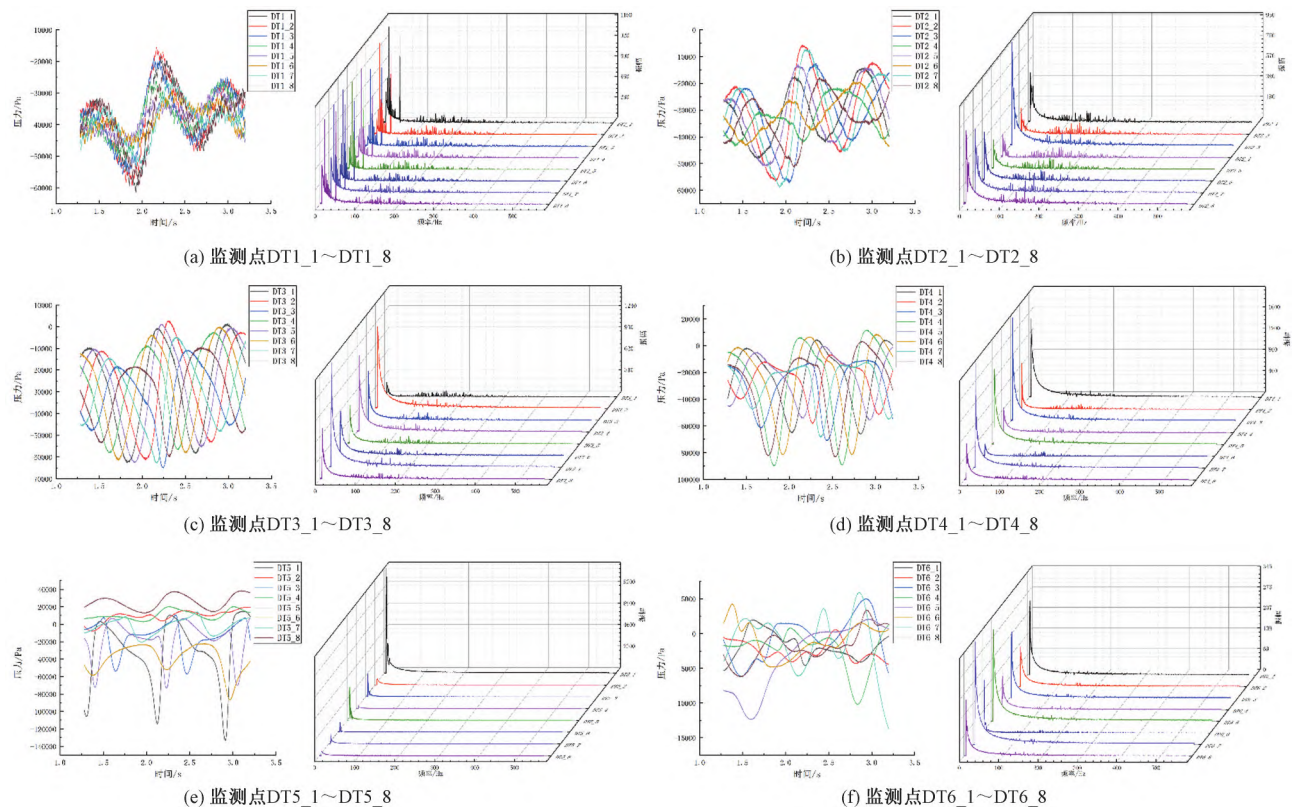


图 19 额定工况下尾水管流道内各监测点压力脉动时域图与频域图

Fig.19 Pressure pulsation time domain diagram and frequency domain diagram of each monitoring point in the tailpipe passage under rated working condition

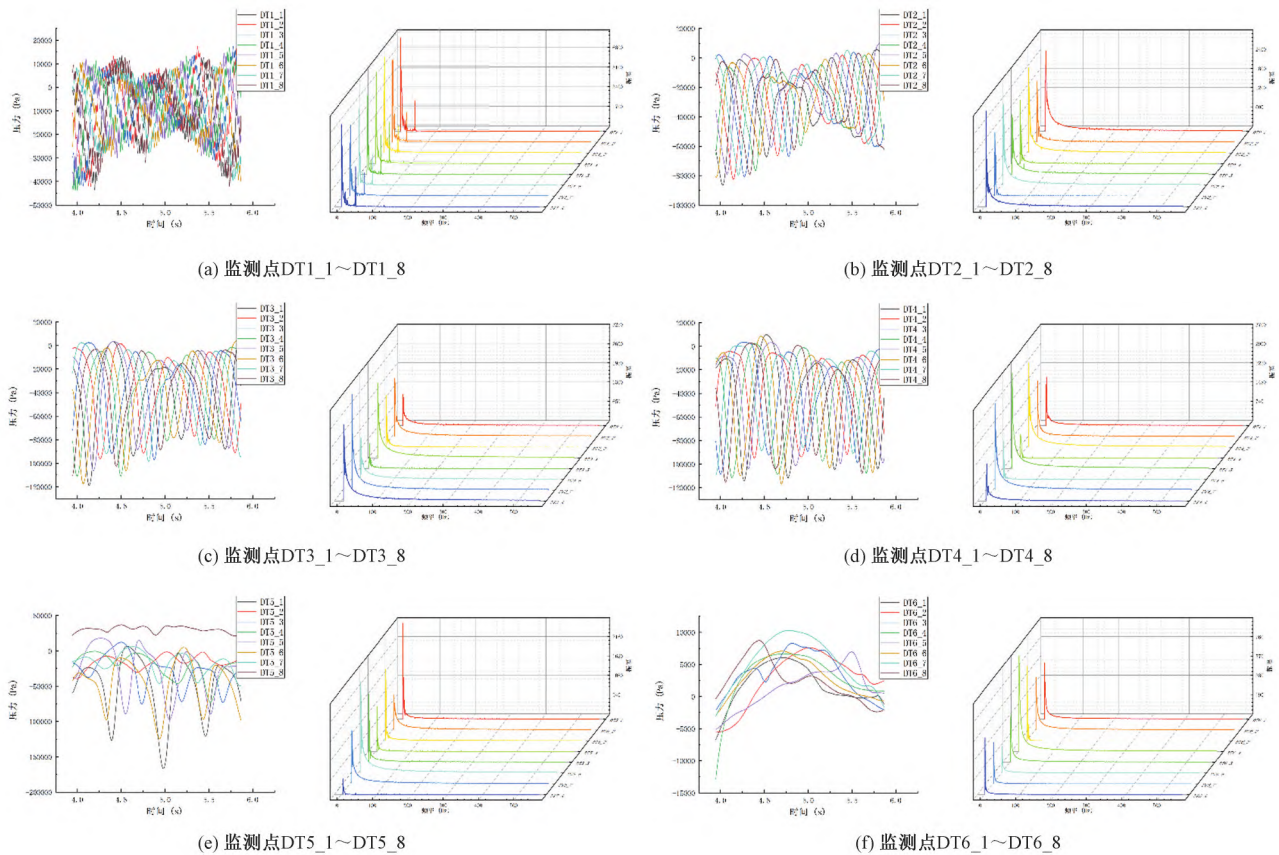


图20 低负荷工况下尾水管流道内各监测点压力脉动时域图与频域图

Fig.20 Pressure pulsation time domain diagram and frequency domain diagram of each monitoring point in the tailpipe passage under partial load conditions

荷工况下的压力脉动时域图和频域图。由两种工况的时域图可以看到,水流在经过转轮之后,流态发生了剧烈的变化。尾水管各个部分的压力脉动均变化明显,周期性不明显。在直锥段布置的DT1~DT4中,DT1处的压力值均值较小(负压),说明转轮出口处的负压明显,此处易产生尾水涡带,有助于能量的回收利用。与直锥段相比,弯肘段的压力值显得更加无序,说明水流在此处改变流向时流态紊乱,压力变化不定,但是经过扩散段的整流作用之后,在靠近出口的位置又慢慢恢复稳定。由两种工况的频域图可以看出在靠近转轮出口处的DT1处又较明显的主频,为叶频和 $4f_n$,且低负荷工况下的最大振幅约为额定工况下最大振幅的2倍。但是在远一点的DT2~DT4处,压力脉动无明显的主频,均是在低频的位置有很高的幅值,随后逐渐减小。在尾水管的弯肘段,特别是靠近弯肘较小直径的地方,压力脉动的幅值明显高于其他地方。在靠近出口的扩散段部分,由于整流作用,各监测点的压力脉动幅值相差不大,说明水流在此处已经基本恢复平顺。

4 结 论

针对低负荷运行稳定性问题,进行偏负荷运行工况下的非正常计算,通过探究机组不同工况下内部不同部位的流动特性以及压力脉动特性,揭示动静干涉机理,为混流式水轮机组低负荷安全运行范围设定提供一定的理论基础。主要研究成果

如下:

(1)与额定工况相比,低负荷工况下,导叶内流体流动情况较差,主要是因为导叶开度的变化使水流不能够充分进入到转轮中;转轮上冠出口附近压力变化较乱,没有按一定规律减小,能量转换情况不好,从而导致效率降低。

(2)由压力脉动的时域结果可知:蜗壳内越靠近隔舌位置处的压力值越大,越靠近蜗壳进口位置的压力值越小;固定导叶内各监测点的压力值相差在3%以内,活动导叶内各监测点的压力值相差在4%以内;转轮内各监测点的压力值与其他位置有明显的区别,压力的变化范围较大且周期性并不是很明显;尾水管直锥段处的压力为负压,此处易产生尾水涡带,有助于能量的回收利用。

(3)由压力脉动的频域结果可知:导叶处的压力脉动主频为叶频,且活动导叶处的最大振幅为固定导叶处最大振幅的3倍以上,说明越靠近转轮处,动静干涉的作用越明显;转轮内部的压力脉动主频为 f_n ,次频发生在 $2f_n$ 、 $3f_n$ 处,且转轮内的最大振幅为导叶处最大振幅的数倍;尾水管在靠近转轮出口处的DT1处有较明显的主频,为叶频和 $4f_n$,但是在远一点的DT2~DT4处,压力脉动无明显的主频;在尾水管的弯肘段,特别是靠近弯肘较小直径的地方,压力脉动的幅值明显高于其他地方。

(下转第192页)

小信号稳定下的电磁干扰始终具有信噪比检测能力,能够及时反映出白噪声和窄带干扰状态,在电磁干扰的模拟平台中,小信号稳定可以得到特征识别方面和脉冲信号方面的保障,增强了检测法的识别能力,进而减弱了外部环境中的电磁干扰。

5 结 语

对计及小信号水电机组监控设备电磁干扰检测方法的研究,主要得到以下结果。

(1)监控设备中的电磁干扰信号会根据区域的变化而变化信号特征,需要通过示波器或其他特征判断设备才能被传感器检测到。

(2)电磁波干扰信号在与数据采集卡建立联系信道的前提下,可以通过多进路进入到数据采集卡中。电磁干扰的等级划分是根据小信号在数据采集卡中的稳定程度来判断的。

(3)计及小信号水电机组监控设备电磁干扰在检测精度上和对外界电磁干扰信号的识别分别可以达到96.5%和99%以上。

但是本文所研究的内容还停留在小信号的特征层面上,没有更深层次地研究电磁干扰信号的自身原理对检测工作的影响,所以在后期的研究过程中应当进行更深层次的理论探讨。

参考文献:

- [1] 陈宇. 水电站计算机监控系统电磁干扰研究[J]. 湖南农机, 2014,41(11):38-39.
- [2] 李军,陈杰,邱瑞昌,等. 改进的并联逆变器小信号稳定性分析方法[J]. 铁道学报, 2020,42(2):34-40.
- [3] 侯宝森. 微波功率测量中的小信号检测研究[J]. 科技资讯, 2019,17(31):16+18.
- [4] 韩杨,宁星,方旭,等. 一种单相级联孤岛型逆变系统的小信号建模及稳定性分析方法: CN109378989A[P]. 2019.
- [5] 田春笋,刘万勋,邵红博,等. 光伏不确定性对电力系统小信号稳定性影响的评估方法: CN109861293A[P]. 2019.
- [6] 蒋佟佟. 变电站局放监测的电磁干扰特征及标准化测试研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2019.
- [7] 杨清河,詹乐贵,姚茂顺,等. 电力设备接头局部放电声光联合检测装置[J]. 自动化与仪器仪表, 2020(9):190-195.
- [8] 张凤霞,于江,周化鹏,等. 电力设备对周围电磁环境影响分析方法探讨[J]. 中国无线电, 2020(5):36-37+41.
- [9] 薛峰,徐卫东,刘勤锋. 无源谐振传感器用于超声波局部放电的检测方法[J]. 电工技术, 2020(4):42-44+54.
- [10] 何美生. 浅谈电网谐波的产生和检测技巧[J]. 湖北农机化, 2019(11):84-86.
- [11] 刘孟佳,余岩竹,于义亮,等. 基于三相幅值相位关系分析的交叉互联电缆局部放电宽频检测和分析[J]. 高压电器, 2019,55(1):226-230+236.
- [12] 林珊珊,赵明敏,成睿琦,等. 变电站中电压采集单元混合电磁干扰研究[J]. 自动化仪表, 2020,41(3):11-16+20.
- [13] 杨威. 变电所继电保护电磁干扰问题分析及解决方案[J]. 通信电源技术, 2019,36(10):265-266.
- [14] 何成翔,陈建兵. 基于变频器电磁干扰常见抑制措施探究[J]. 科学大众, 2019(12):2-2.
- [15] 罗四平. 开关电源电磁干扰及其抑制技术的分析[J]. 城市建设理论研究(电子版), 2019(3):83.
- [16] CHEN S R. Study on operation stability of mixed-flow turbine [D]. Tianjin University, 2004.
- [17] 冯金海. 混流式水轮机偏负荷运行工况稳定性研究[D]. 陕西杨凌:西北农林科技大学, 2021.
- [18] FENG J H. Study on stability of mixed-flow turbine under off-load operation condition [D]. Northwest A&F University, 2021.
- [19] LIN T, ZHU ZC, LI XI, et al. Theoretical, experimental, and numerical methods to predict the best efficiency point of centrifugal pump as turbine. [J]. Renewable Energy, 2021, 168(5):31-44.
- [20] KIM SJ, CHOI YS, CHO Y, et al. Effect of fins on the internal flow characteristics in the draft tube of a Francis turbine model [J]. Energies, 2020, 13(11):1-23.
- [21] SHYY W, BRAATEN ME. Three-dimensional analysis of the flow in a curved hydraulic turbine draft tube [J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 1986, 6(12):861-882.
- [22] 于波,刘忠贤. 水轮机在高水头低负荷工况下振动问题的研究[J]. 水力发电学报, 2001(1):58-65.
- [23] YU B, LIU Z X. The study on vibration of hydroturbine under high head and low load condition [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2001(1):58-65.
- [24] MENTER F R. Zonal Two Equation k-w Turbulence Models For Aerodynamic Flows [J]. NASA STI/Recon Technical Report N, 1992,93.

(上接第187页)

参考文献:

- [1] NASH S, PHOENIX A. A review of the current understanding of the hydro-environmental impacts of energy removal by tidal turbines [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 80:648-662.
- [2] 朱李. 混流式水轮机尾水管涡带的数值模拟及压力脉动预测[D]. 成都:西华大学, 2016.
- [3] ZHU L. Numerical simulation and pressure pulsation prediction of vortex zone in the tailpipe of a mixed flow turbine [D]. Xihua University, 2016.
- [4] 林巧锋,陈齐灯,何中伟,等. 贯流式水轮机压力脉动特性及尾水管流态分析[J]. 水电与抽水蓄能, 2021, 7(5):89-95.
- [5] LIN Q F, CHEN Q D, HE Z W, et al. Pressure pulsation characteristics and flow state analysis in the tailpipe of tubular turbine [J]. Water power and pumped storage, 2021, 7(5):89-95.
- [6] FENG J, F-KBENRA, DOHMEN H J. Unsteady flow visualization at part-load conditions of a radial diffuser pump: by PIV and CFD [J]. Journal of Visualization, 2009, 12(1):65-72.
- [7] FENG J, F-KBENRA, DOHMEN H J. Investigation of Periodically Unsteady Flow in a Radial Pump by CFD Simulations and LDV Measurements [J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(1):011 004.
- [8] 陈生荣. 混流式水轮机运行稳定性的研究[D]. 天津:天津大学, 2004.