

DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdtqk.2018.0142

汪昊蓝, 郑源, 孙奥冉, 等. 导叶开度对混流式水轮机压力脉动特性及流动诱导噪声的影响[J]. 南水北调与水利科技, 2018, 16(5): 186-192. WANG H L, ZHENG Y, SUN A R, et al. The influence of guide vane opening on pressure pulsation characteristics and flow-induced noise in Francis turbine[J]. South to North Water Transfers and Water Science & Technology, 2018, 16(5): 186-192. (in Chinese)

# 导叶开度对混流式水轮机压力脉动特性及流动诱导噪声的影响

汪昊蓝<sup>1</sup>, 郑源<sup>2</sup>, 孙奥冉<sup>1</sup>, 张付林<sup>1</sup>, 高成昊<sup>1</sup>, 周颖<sup>1</sup>

(1. 河海大学 水利水电学院, 南京 210098; 2. 河海大学 创新研究院, 南京 210098)

**摘要:** 为研究导叶开度对混流式水轮机压力脉动特性及流动诱导噪声的影响, 应用 CFD 和 LMS Virtual Lab 软件分别对混流式水轮机在三种导叶开度下进行非定常流场和声场数值计算。结果表明: 混流式水轮机内压力脉动主要受到叶片通过频率(108.33 Hz)以及低频脉动(4.15 Hz)的影响; 随着导叶开度的增大, 叶频对转轮进口和蜗壳内压力脉动的影响逐渐增加; 外场噪声的分布与混流式水轮机的几何轮廓相吻合; 尾水管弯肘段有助于减弱混流式水轮机流动噪声声压; 导叶开度越大, 混流式水轮机辐射出的外场噪声声压值越大, 偶极子特性越明显。研究结果可为混流式水轮机组的稳定运行及流动诱导噪声的控制提供参考。

**关键词:** 混流式水轮机; 导叶开度; 压力脉动; 流动诱导噪声; 数值计算

**中图分类号:** TV 742 **文献标志码:** A **文章编号:** 1672-1683(2018)05-0186-07

## The influence of guide vane opening on pressure pulsation characteristics and flow induced noise in Francis turbine

WANG Haolan<sup>1</sup>, ZHENG Yuan<sup>2</sup>, SUN Aoran<sup>1</sup>, ZHANG Fulin<sup>1</sup>, GAO Chenghao<sup>1</sup>, ZHOU Ying<sup>1</sup>

(1. College of Water Conservancy and Hydropower, Hohai University, Nanjing 210098, China;  
2. Institute of Innovation, Hohai University, Nanjing 210098, China)

**Abstract:** In order to study the influence of different guide vane openings on the pressure pulsation characteristics and flow-induced noise in Francis turbine, we used CFD and LMS Virtual Lab software to calculate the unsteady flow field and sound field in a Francis turbine under three guide vane opening degrees. The results showed that the pressure pulsation in the Francis turbine was mainly affected by the rotation frequency of blade (108.33 Hz) and the low frequency pressure pulse (4.15 Hz). With the increase of the guide vane opening, the influence of blade frequency on the pressure pulsation in the inlet of the runner and the volute would gradually increase. The distribution of outfield noise accorded with the geometric contour of the Francis turbine. The elbow section of the draft tube was helpful for the attenuation of the flow-induced noise of the Francis turbine. The greater the guide vane opening, the greater the sound pressure of the external noise generated by the Francis turbine, and the more obvious the dipole characteristics. The research results can provide a reference for the stable operation of Francis turbine and the control of flow-induced noise.

**Key words:** francis turbine; guide vane opening; pressure pulsation; flow-induced noise; numerical calculation

收稿日期: 2018-06-25 修回日期: 2018-08-23 网络出版时间: 2018-08-29  
网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1334.TV.20180827.1546.010.html>  
基金项目: 国家自然科学基金(51339005; 51579080)

**Funds:** National Natural Science Foundation of China (51339005; 51579080)

**作者简介:** 汪昊蓝(1995-), 女, 江苏南通人, 主要从事流体机械及水利水电工程方面研究。E-mail: 1293288577@qq.com

**通讯作者:** 郑源(1964-), 男, 山东日照人, 教授, 博士, 主要从事流体机械及水利水电工程方面研究。E-mail: zhengyuan@hhu.edu.cn

混流式水轮机由于应用水头广、运行稳定效率高,被广泛应用<sup>[1]</sup>。随着国家水电开发技术日益成熟,对水能资源利用的最大化,水力机组容量迅速增大,水力设备的运行稳定性成为水电事业发展的阻碍,如机组运行过程中的压力脉动、振动、噪声现象<sup>[2-7]</sup>。

国内外学者对水轮机压力脉动进行了相关研究。刘树红等<sup>[8]</sup>采用数值模拟与模型试验相结合的方法,分析了混流式水轮机内部非定常流动,结果表明转轮与活动导叶间的动静干扰以及尾水管内涡带是产生压力脉动的两个主要脉动源,并在整个水轮机流道内传播;季斌等<sup>[9]</sup>采用三维非定常湍流模拟的方法,探讨压力脉动在转轮内的传播规律,结果表明叶片表面的低频脉动由叶片出口到进口逐渐衰减,而高频脉动由叶片进口到出口逐渐衰减。文献[10-14]通过数值模拟技术对水轮机尾水管涡带进行探讨,结果表明随着导叶开度由小变大,尾水管涡带经历了由双螺旋到单螺旋再到柱状涡的变化过程,加长泄水锥、在尾水管内安装阻尼栅或者导流板等措施均可在一定程度上消除尾水涡带。郑源<sup>[15]</sup>等对混流泵进行非定常数值计算,结果表明混流泵产生流动诱导噪声的主要原因是叶轮和蜗壳之间的动静干涉,压力脉动的主频和泵体的固有频率决定了流动诱导噪声的主频。文献[16-23]等对轴流泵、离心泵进行流动噪声数值模拟,提出降低噪声的措施。

上述针对混流式水轮机的研究主要集中于压力脉动特性分析和尾水管涡带及其改善措施,鲜有对其流动诱导噪声的研究,对于噪声的研究以泵为主。本文以某混流式水轮机为研究对象,应用 CFD 和 LMS Virtual Lab 软件对其在三种导叶开度下分别进行非定常流场和声场数值计算,研究导叶开度对压力脉动及流动诱导噪声的影响,以为混流式水轮机组的稳定运行及流动诱导噪声的控制提供参考。

## 1 计算模型及方法

混流式水轮机数值模拟计算模型见图 1,包括蜗壳、导水机构、转轮以及尾水管。水轮机转轮直径  $D_1 = 780 \text{ mm}$ , 叶片数  $Z = 13$ , 固定导叶数  $Z_c = 9$ , 活动导叶数  $Z_0 = 16$ , 额定流量  $Q = 4.42 \text{ m}^3/\text{s}$ , 额定水头  $H = 27 \text{ m}$ , 额定转速  $n = 500 \text{ r/min}$ , 转频  $f_r = 8.33 \text{ Hz}$ , 叶片通过频率(以下简称叶频)为  $108.33 \text{ Hz}$ 。选取  $13.5^\circ$ 、 $22.5^\circ$  和  $31.5^\circ$  三个导叶开度进行对比研究,分别代表小开度工况、额定开度工况和大开度工况。

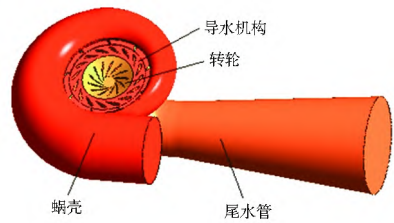


图 1 混流式水轮机计算模型

Fig. 1 Calculation model of Francis turbine

### 1.1 流场计算

应用 ICEM CFD 对计算模型进行非结构化网格划分,并对活动导叶和转轮进行局部网格加密。为验证网格无关性,以额定工况为例,如表 1 所示对流道进行不同数目的网格划分。

表 1 网格无关性验证  
Tab. 1 Mesh independence verification

方案	网格数/万	效率(%)
1	200	87.45
2	300	88.36
3	400	89.48
4	430	89.51
5	450	89.49

经过网格无关性验证后可知,当网格数目达到一定量级之后,再增加网格数对计算结果并没有显著影响,效率的相对差值在 1% 以内,而增加网格的数目,对计算机的要求也会越高,因此,最终将网格数量确定在 430 万左右。计算模型网格划分结果见图 2,各部分网格数量以及质量见表 2。

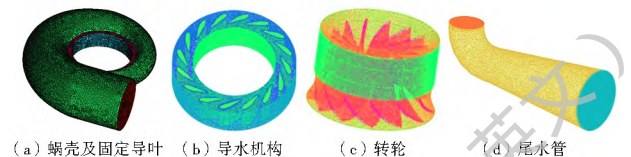


图 2 网格划分

Fig. 2 Mesh of computational domain

表 2 网格单元数以及质量  
Tab. 2 Number and quality of mesh

部位	网格单元数	网格质量
蜗壳	965 096	0.25
导水机构	1 201 319	0.30
转轮	1 390 769	0.25
尾水管	762 085	0.35
总计	4 319 269	

计算中选用 SST  $k-\omega$  湍流模型,该湍流模型融合了  $k-\omega$  模型和  $k-\epsilon$  模型的优点,在近壁面调用  $k-\omega$  模型,利用其较好的鲁棒性捕捉黏性底层的流动,在核心区域调用  $k-\epsilon$  模型,提高计算效率。该模型对于

曲率变化较大的计算域可以进行较为准确的模拟,既能较好地预估模型水轮机内部流场的声源结构,又不至于对硬件的要求过高。计算精度设置为  $10^{-5}$ 。壁面设置为无滑移壁面;进口边界条件设置为流量进口,出口边界条件设置为自由出流;定常计算时,动静交界面设置为冻结转子(Frozen rotor)类型;非定常计算时,动静交界面设置为瞬态冻结转子(Transient rotor stator)类型。非定常计算的时间步长设置为 0.001 s,即转轮旋转 3° 所需要的时间。采样时间设置为 16 个周期,每个周期内转轮旋转 360°,选取最后 2 个周期的数据进行压力脉动特性分析。

为获得该混流式水轮机运行时内部压力脉动信息,分别在蜗壳内部、转轮进口处以及尾水管内部设置了若干监测点,见图 3。在蜗壳内部,从进口到鼻端,设置 4 个监测点,分别是  $G_1$  至  $G_4$ ;在转轮进口处,沿高度方向,均匀布置 3 个监测点,分别是  $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ ;在尾水管内部,从进口到出口处,设置 5 个监测点,分别是  $Q_1$  至  $Q_5$ 。

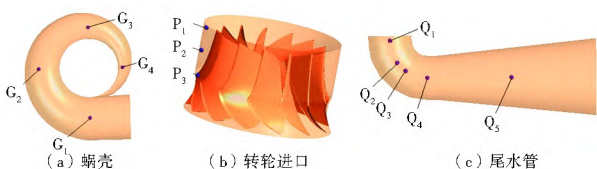


图 3 混流式水轮机内部监测点设置

Fig.3 Location of monitoring points in the Francis turbine

## 1.2 声场计算

将非定常计算最后 8 个周期的数据文件作为声场计算的声源,应用 LMS Virtual lab 中的间接声学边界元法(BEM)进行流动诱导噪声数值计算,定义声学数据为扇声源,叶片表面的非定常压力脉动激励经过快速傅里叶变换之后作为声学边界条件,定义外声场传播介质为空气。间接法的理论基础是由 N-S 方程推导的 Lighthill 声类比方程(FW-H 方程)<sup>[24]</sup>:

$$\frac{\partial^2(\rho - \rho_0)}{\partial t^2} - c_0^2 \Delta^2(\rho - \rho_0) = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial X_i \partial X_j} - \frac{\partial}{\partial X_i} \left\{ [(p - p_0) \delta_{ij}] \frac{\partial f}{\partial X_j} \delta(f) \right\} + \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 u_i \frac{\partial f}{\partial X_j} \delta(f)] \quad (1)$$

式中: $\rho$ 为流体密度( $\text{kg}/\text{m}^3$ ); $\rho_0$ 为平均密度( $\text{kg}/\text{m}^3$ ); $\rho - \rho_0$ 为流体密度的波动量( $\text{kg}/\text{m}^3$ ); $c_0$ 为声速( $\text{m}/\text{s}$ ); $\Delta$ 为拉普拉斯算子; $T_{ij}$ 为 Lighthill 应力张量; $X$ 为空间坐标,指标  $i, j$  表示坐标轴方向分量; $p$ 为流场压力(Pa); $p_0$ 为流场压力时均值(Pa); $p - p_0$ 为流场压力脉动量(Pa); $\delta_{ij}$ 为单位张量,  $\delta_{ij} = \begin{cases} 0 (i \neq j) \\ 1 (i = j) \end{cases}$ ; $f$ 为固体边界函数; $t$ 为时间(s); $u_i$ 为速度。方程右端的 3 个分量分别代表流动诱导噪声中的四极子源、偶极子源以及单极子源。

混流式水轮机中的主要噪声源是由蜗壳、导叶、叶片等固体表面与湍流相干涉产生的偶极子噪声源,本文主要对由叶片旋转偶极子源产生的流动诱导噪声进行研究。

## 2 流场数值计算结果分析

通过数值计算得到混流式水轮机内部各监测点压力脉动的时域信息,经傅里叶变换得到压力脉动的频域信息。为便于更加直观分析压力脉动信息,参考文献[25],定义压力脉动系数,其计算公式为:

$$C_p = \frac{\Delta H}{H} \times 100\% \quad (2)$$

式中: $\Delta H$ 为水头脉动值(m); $H$ 为计算水头(m)。

### 2.1 尾水管压力脉动分析

图 4 所示为三种导叶开度下尾水管内各监测点的频域特性。由图 4 可知,尾水管内压力脉动主频为低频脉动(4.15 Hz),是转频( $f_r = 8.3 \text{ Hz}$ )的 0.5 倍,随着导叶开度的增大,尾水管内压力脉动幅值先减小后增大,小开度工况下压力脉动幅值最大为 0.65,是大开度工况下压力脉动最大幅值的 2.1 倍。小开度工况下,尾水管进口处压力脉动幅值最大,原因是开度小时转轮出口水流明显偏离法向出口,产生环量,引起较大的尾水管涡带;额定开度和大开度工况下,尾水管弯肘处压力脉动幅值最大,原因是流体流经该部位时,流向突变且流量较大,其内部水流的不均匀程度加剧,水流紊乱。

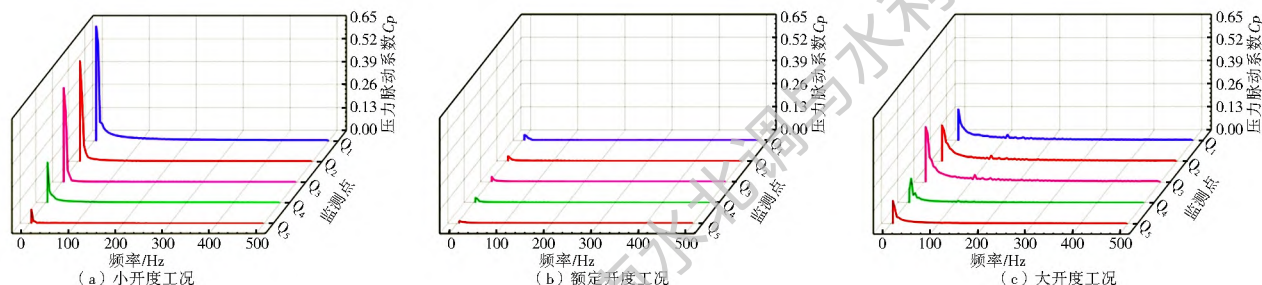


图 4 三种导叶开度下尾水管内各监测点频域特性

Fig.4 Frequency domain characteristics of each monitoring point in the draft tube under three guide vane openings

## 2.2 转轮进口处压力脉动分析

图5所示为三种导叶开度下转轮进口处各监测点的频域特性。由图5可知,转轮进口处压力脉动频率主要为低频脉动(4~15 Hz)和叶频(108.33 Hz)。压力脉动幅值由上冠往下环方向逐渐增加,越靠近下环叶频的影响越显著,叶频在下侧点P3的幅值接近上侧点P1幅值的14倍,主

要是由于水流方向在转轮进口处由径向变为轴向,在靠近下环处角度变化更大近乎直角,水流更为紊乱。随着导叶开度的增大,低频脉动的影响逐渐减弱,其最大幅值降低了0.69倍,而叶频的影响逐渐加强,说明随着导叶开度的增大,尾水管内涡带的影响逐渐减小,活动导叶和转轮之间的动静干涉影响逐渐增大。

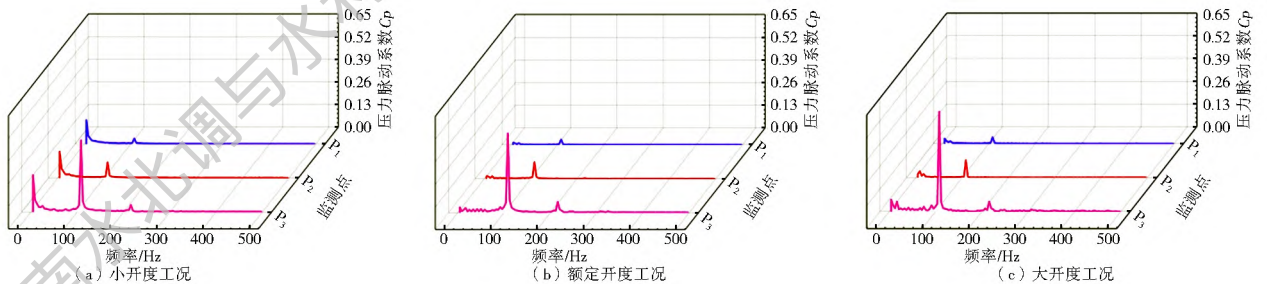


图5 三种导叶开度下转轮进口处各监测点频域特性

Fig. 5 Frequency domain characteristics of each monitoring point in the runner inlet under three guide vane openings

## 2.3 蜗壳内压力脉动分析

图6所示为三种导叶开度下蜗壳内各监测点的频域特性。由图6可知,小开度工况下,蜗壳内压力脉动主频为低频脉动,幅值由进口到鼻端增大了2.45倍。额定开度和大开度工况下,主频主要呈现为低频脉动,但其幅值较小开度工况明显减小,这是由于小开度工况下尾水管内产生的低频脉动较大,并向上游传播至蜗壳,导致蜗壳内受低频脉动影响显著;而额定开度和大开度工况下,尾水管内产生的低频脉动明显减小,故蜗壳内低频脉动的幅值明显降低,且在靠近鼻端的G4点压力

脉动主频为叶频,这是由于鼻端距转轮较近,更易受到转轮叶片旋转的影响。随着导叶开度的增大,蜗壳内叶频的最大幅值增大了1.5倍,表明叶频的影响逐渐加强,说明导叶开度越大,转轮叶片旋转对蜗壳的影响越大,主要原因是大开度工况下水流量较大,由此产生的压力脉动及转轮的不稳定性也随之增加,因此由转轮叶片旋转引起的压力脉动向上游传播后对蜗壳产生的影响也增大;而额定工况下机组内部流态较好,有利于转轮旋转引起的压力脉动成分向上游传播,导致蜗壳受转轮叶片旋转影响显著。

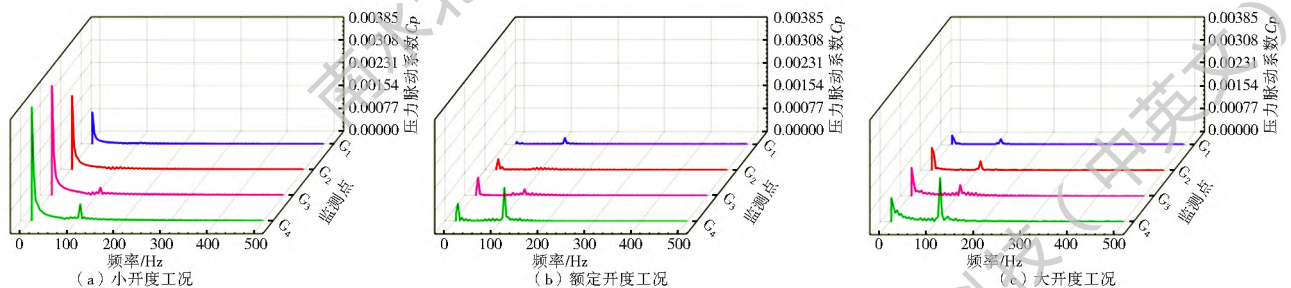


图6 三种导叶开度下蜗壳内各监测点频域特性

Fig. 6 Frequency domain characteristics of each monitoring point in the volute under three guide vane openings

综上所述,随着导叶开度的增大,尾水管内压力脉动幅值先减小后增大;转轮进口处压力脉动幅值逐渐增大,且低频脉动的影响逐渐减弱,叶频的影响逐渐加强;蜗壳内叶频的影响逐渐加强。

## 3 声场数值计算结果分析

声音的传播具有明显的方向性,为充分了解混流式水轮机流动诱导噪声的分布及其辐射水平,见

图7,针对三种导叶开度工况,以转轮的旋转中心为圆心,分别在XY平面、XZ平面以及YZ平面上建立一半径为8 m的声学监测面,考察其外场声压分布情况,得到外场声压分布云图。

图8是三种导叶开度下混流式水轮机在XY平面的外场噪声声压分布云图。由图8可以看出,XY平面上,三种导叶开度下外场声压分布均呈现出明显的偶极子特性,在蜗壳鼻端中心对称方向辐射出,

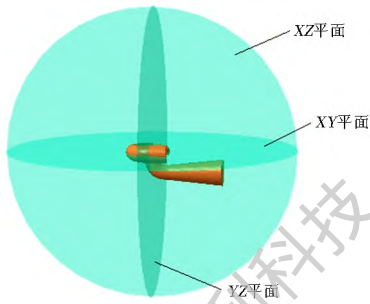


图 7 声场监测面布置

Fig. 7 Monitoring planes of sound field

较大的声压，偶极子的声压分布基本关于 Y 轴对称，噪声辐射水平向四周逐渐衰减且声场的分布与混流式水轮机的几何轮廓相吻合。随着导叶开度的增大，外场辐射出较大声压的区域逐渐增大，在进口侧尤为显著，主要原因是蜗壳进口侧靠近鼻端，水流流经鼻端时，过流断面的面积发生突变，且鼻端距离转轮较近，易受到活动导叶和转轮动静干涉的影响。

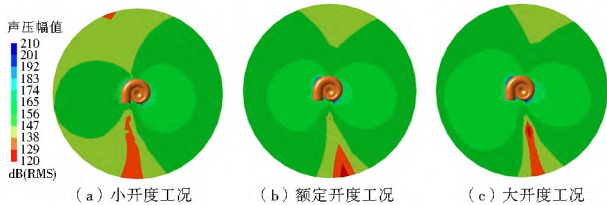


图 8 三种导叶开度下 XY 平面外场噪声声压分布云图

Fig. 8 Exterior sound pressure distribution cloud map of XY plane under three guide vane openings

图 9 是三种导叶开度下混流式水轮机在 XZ 平面的外场噪声声压分布云图。由图 9 可以看出，XZ 平面上，三种导叶开度下外场声压分布也呈现出明显的偶极子特性，在水轮机纵向方向辐射出较大的声压，偶极子的声压分布基本关于 X 轴对称。噪声随着导叶开度的增大而增大的规律在水轮机上游侧表现尤为明显。从尾水管进口到尾水管出口，声压逐渐衰减，弯肘段后的声压明显减小，说明尾水管弯肘段有助于减弱混流式水轮机流动噪声声压。

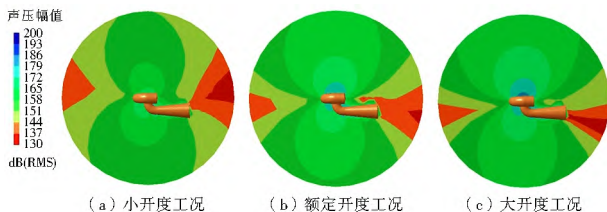


图 9 三种导叶开度下 XZ 平面外场噪声声压分布云图

Fig. 9 Exterior sound pressure distribution cloud map of XZ plane under three guide vane openings

图 10 是三种导叶开度下混流式水轮机在 YZ 平面的外场噪声声压分布云图。由图 10(a) 可以看出，YZ 平面上，小开度工况下外场声压分布呈“三瓣型”，在转轮下环靠近尾水管处声压较大，而在蜗壳进口侧声压相对较小；由图 10(b)、图 10(c) 可以看出，额定开度和大开度工况下噪声分布近似偶极子，在转轮下环靠近尾水管处依旧辐射出较大声压。说明导叶开度越大，外场声压分布的偶极子特性越明显。

瓣型”，在转轮下环靠近尾水管处声压较大，而在蜗壳进口侧声压相对较小；由图 10(b)、图 10(c) 可以看出，额定开度和大开度工况下噪声分布近似偶极子，在转轮下环靠近尾水管处依旧辐射出较大声压。说明导叶开度越大，外场声压分布的偶极子特性越明显。

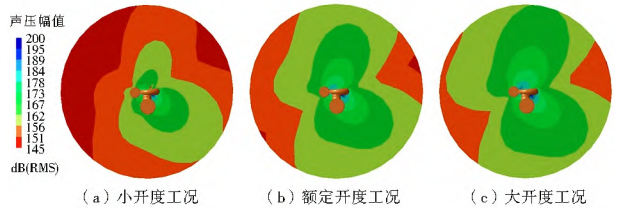


图 10 三种导叶开度下 YZ 平面外场噪声声压分布云图

Fig. 10 Exterior sound pressure distribution cloud map of YZ plane under three guide vane openings

为更加直观观察噪声分布，进一步分析了声场的指向性分布。在距离转轮中心 8 m 的圆周上每间隔 10° 布置一个监测点，每个面上布置 36 个监测点，计算得到混流式水轮机在叶频下的噪声指向性分布图。图 11 是三种导叶开度下混流式水轮机在 XY 平面、XZ 平面以及 YZ 平面的外场噪声的指向性分布图。

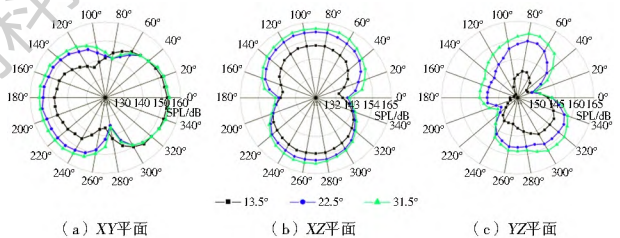


图 11 三种导叶开度下空间三个平面外场噪声指向性分布图

Fig. 11 Exterior noise directivity of three planes in space under three guide vane openings

由图 11(a) 可以看出，XY 平面上，声压极小值位于 90° 和 270° 附近，声压极大值位于 0° 和 180° 附近，表现出不对称偶极子特性，随着导叶开度的增大，外声场声压分布的偶极子形状两端大小不一，方向相反。小开度工况下，靠近蜗壳进口侧声压值较其对称侧声压值小；大开度工况下，靠近蜗壳进口侧声压值较其对称侧声压值大。由上文蜗壳内压力脉动分析可知，小开度工况下，蜗壳进口对称侧受叶频影响较大，而大开度工况下，蜗壳进口侧受叶频影响显著增大，由此可知，活动导叶与转轮间的动静干涉作用是产生流动诱导噪声的主要原因。

由图 11(b) 可以看出，XZ 平面上，声压极小值位于 0° 和 180° 附近，声压极大值位于 90° 和 270° 附近，表现出标准的偶极子特性，随着导叶开度的增大，水轮机转轮上冠上侧噪声辐射水平显著增加，主要是

由于导叶开度增大后上冠侧主频由低频变为叶频。

由图 11(c) 可以看出,  $YZ$  平面上, 声压极小值位于  $20^\circ$  和  $210^\circ$  附近, 声压极大值位于  $80^\circ$  和  $300^\circ$  附近, 随着导叶开度的增大, 声压分布逐渐表现出偶极子特性。总体而言, 在转轮靠近下环处噪声辐射水平较大, 与转轮进口处压力脉动变化规律一致。

综合分析三个导叶开度下外场  $XY$  平面、 $XZ$  平面和  $YZ$  平面辐射的噪声, 可以发现导叶开度越大, 外场声压分布的偶极子特性越明显。且随着导叶开度的增大, 混流式水轮机辐射出的外场噪声逐渐增大, 辐射出较大声压的区域也逐渐增大, 这与转轮进口处压力脉动幅值随着导叶开度的增大而增大的规律一致。

## 4 结论

(1) 混流式水轮机转轮进口处的压力脉动主频是叶频, 且幅值沿着上冠到下环方向逐渐增大, 蜗壳内越靠近鼻端叶频的影响越显著; 随着导叶开度的增大, 转轮进口处压力脉动幅值逐渐增大, 而尾水管内压力脉动幅值最大处由进口变为弯肘处, 蜗壳内压力脉动受叶频的影响显著增大; 导叶开度越大, 尾水管内涡带对转轮进口和蜗壳内压力脉动的影响越小, 活动导叶和转轮之间的动静干涉对其影响越大。

(2) 混流式水轮机外场噪声的分布与水轮机的几何轮廓相吻合, 噪声辐射水平在转轮进口靠近下环处最大, 并向四周逐渐衰减; 声压传播到弯肘段以后明显减小, 尾水管弯肘段有助于混流式水轮机流动噪声传播的衰减。

(3) 随着导叶开度的增大, 混流式水轮机外声场声压分布的偶极子形状两端大小不一, 方向相反; 辐射出的外场噪声声压值逐渐增大, 辐射出较大声压的区域也逐渐增大; 导叶开度越大, 外场声压分布的偶极子特性越明显。

### 参考文献(References):

- [1] 郑源, 陈德新, 等. 水轮机[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2011. (ZHENG Y, CHEN D X, et al. Hydroturbine[M]. Beijing: China Water Power Press, 2011. (in Chinese))
- [2] 刘小伟. 混流式水轮机全流道仿真研究与压力脉动分析[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2017. (LIU X W. Simulation and pressure pulsation analysis of total flow path of Francis turbine[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2017. (in Chinese))
- [3] 王学谦, 赵兰浩. 抽水蓄能电站地下厂房振因仿真分析[J]. 南水北调与水利科技, 2013, 11(3): 76-81. (WANG X Q, ZHAO L H. Simulation analysis of the vibration causes of underground powerhouse in pumped storage power station[J]. South to North
- [4] Water Transfers and Water Science & Technology, 2013, 11(3): 76-81. (in Chinese) DOI: 10.3724/SP.J.1201.2013.03076.
- [5] 张飞, 周喜军, 孙慧芳, 等. 水力激振作用下的蓄能机组泵工况稳定性分析[J]. 南水北调与水利科技, 2017, 15(5): 202-208. (ZHANG F, ZHOU X J, SUN H F, et al. Stability of pumped storage unit in pump operation mode under hydraulic excitation[J]. South to North Water Transfers and Water Science & Technology, 2017, 15(5): 202-208. (in Chinese) DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdkq.2017.05.031.
- [6] 刘攀, 陈学力, 汪泉, 李德忠. 高水头混流式水轮机的动静干涉与振动问题研究[J]. 水力发电学报, 2016, 35(3): 91-98. (LIU P, CHEN X L, WANG Q, et al. Analysis of rotor stator interaction and vibration in high head Francis turbines[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2016, 35(3): 91-98. (in Chinese) DOI: 10.11660/slfdx.20160311.
- [7] 卢磊, 张礼达, 杨静, 等. 低水头混流式水轮机振动噪声的原因分析及研究[J]. 水力发电, 2014, 40(3): 47-49. (LU L, ZHANG L D, YANG J, et al. Analysis and Research on the Vibration and Noise of a Low Head Francis Turbine[J]. Water Power, 2014, 40(3): 47-49. (in Chinese) DOI: 10.3969/j.issn.0559-9342.2014.03.014.
- [8] 代翠, 董亮, 孔繁余, 等. 泵作透平振动噪声机理分析与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(15): 114-119. (DAI C, DONG L, KONG F Y, et al. Mechanism analysis of vibration and noise for centrifugal pump working as turbine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2014, 30(15): 114-119. (in Chinese) DOI: 10.3969/j.issn.1002-6819.2014.15.016.
- [9] 刘树红, 邵奇, 杨建明, 等. 三峡水轮机的非定常湍流计算及整机压力脉动分析[J]. 水力发电学报, 2004(5): 97-101. (LIU S H, SHAO Q, YANG J M, et al. Unsteady turbulent simulation of three gorges hydraulic turbine and analysis of pressure in the whole passage[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2004(5): 97-101. (in Chinese) DOI: 10.3969/j.issn.1003-1243.2004.05.021.
- [10] 季斌, 罗先武, 西道弘, 等. 混流式水轮机涡带工况下两级动静干涉及其压力脉动传播特性分析[J]. 水力发电学报, 2014, 33(1): 191-196. (JI B, LUO X W, XI D H, et al. Analysis on characteristics of two stage rotor stator interaction and pressure fluctuation propagation in Francis turbine under partial load[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2014, 33(1): 191-196. (in Chinese))
- [11] 张兴, 赖喜德, 廖蛟, 等. 混流式水轮机尾水管涡带及其改善措施研究[J]. 水力发电学报, 2017, 36(6): 79-85. (ZHANG X, LAI X D, LIAO J, et al. Pressure fluctuation generated by vortex rope and improvement measures inside draft tube of Francis turbine[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2017, 36(6): 79-85. (in Chinese) DOI: 10.11660/slfdx.20170609.
- [12] 郑源, 蒋文青, 陈宇杰, 等. 贯流式水轮机低频脉动及尾水管涡带特性研究[J]. 农业机械学报, 2018, 49(4): 165-171. (ZHENG Y, JIANG W Q, CHEN Y J, et al. Investigation on low frequency pulsating and draft tube vortex of tubular tur-

- bin[ J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery. 2018, 49 ( 4): 165-171. (in Chinese) DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.04.019.
- [ 12] 齐继贺. 混流式水轮机尾水管涡带及压力脉动数值模拟[ J]. 水资源与水工程学报, 2017, 28(3): 168-172. (QI J H. Numerical simulation of francis turbine draft tube vortex and pressure pulsation[ J]. Journal of Water Resources & Water Engineering. 2017, 28(3): 168-172. (in Chinese) DOI: 10.11705/j.issn.1672-643X.2017.03.31.
- [ 13] 冯建军, 武桦, 吴广宽, 等. 偏工况下混流式水轮机压力脉动数值仿真及其改善措施研究[ J]. 水利学报, 2014, 45(9): 1099-1105. (FENG J J, WU H, WU G K, et al. Numerical simulation of pressure fluctuation in a Francis turbine at part load conditions with improved measures[ J]. Journal of Hydraulic Engineering. 2014, 45(9): 1099-1105. (in Chinese) DOI: 10.13243/j.cnki.slxb.2014.09.011.
- [ 14] LI W F, FENG J J, WU H, et al. Numerical investigation of pressure fluctuation reducing in draft tube of Francis turbines[ J]. International Journal of Fluid Machinery & Systems, 2015, 8(3): 202-208. DOI: 10.5293/IJFMS.2015.8.3.202.
- [ 15] 郑源, 陈宇杰, 毛秀丽, 等. 混流泵压力脉动特性及其对流动诱导噪声的影响[ J]. 农业工程学报, 2015, 31(23): 67-73. (ZHENG Y, CHEN Y J, MAO X L, et al. Pressure pulsation characteristics and its impact on flow-induced noise in mixed flow pump[ J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(23): 67-73. (in Chinese) DOI: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.23.009.
- [ 16] 张德胜, 王海宇, 施卫东, 等. 轴流泵多工况压力脉动特性试验[ J]. 农业机械学报, 2014, 45(11): 139-145. (ZHANG D S, WANG H Y, SHI W D, et al. Experimental investigation of pressure fluctuation with multiple flow rates in scaled axial flow pump[ J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(11): 139-145. (in Chinese) DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.11.022.
- [ 17] 季燕羽, 吴贤芳, 刘厚林, 等. 轴流泵内部流动诱导噪声数值研究[ J]. 水电能源科学, 2018, 36(7): 130-134. (JI Y Y, WU X F, LIU H L, et al. Numerical study on internal flow-induced noise in axial flow pump[ J]. Water Resources and Power, 2018, 36(7): 130-134. (in Chinese)
- [ 18] SI Q R, YU AN S Q, YU AN J P, et al. Investigation on Flow-Induced Noise due to Backflow in Low Specific Speed Centrifugal Pumps[ J]. Advances in Mechanical Engineering, 2013, 109048.
- [ 19] OPPERWALL T, VACCA A. A combined FEM/BEM model and experimental investigation into the effects of fluid borne noise sources on the air-borne noise generated by hydraulic pumps and motors[ J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(3): 457-471. DOI: 10.1177/0954406213486591.
- [ 20] 袁寿其, 薛菲, 袁建平, 等. 离心泵压力脉动对流动噪声影响的试验研究[ J]. 排灌机械, 2009, 27(5): 287-290. (YU AN S Q, XU E F, YU AN J P, et al. Experimental study on impact of pressure fluctuation on flow noise in centrifugal pump[ J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2009, 27(5): 287-290. (in Chinese)
- [ 21] 代翠. 离心泵作透平流体诱发噪声特性理论数值与试验研究[ D]. 镇江: 江苏大学, 2014. (DAI C. Flow-induced noise characteristics for centrifugal pump as turbine: theoretical, numerical and experimental investigations[ D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2014. (in Chinese)
- [ 22] YANG J, YUAN S, YUAN J, et al. Numerical and experimental study on Flow-induced noise at blade passing frequency in centrifugal pumps[ J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 27(3): 606-614. DOI: 10.3901/CJME.2014.03.606.
- [ 23] DONG R, CHU S, KATZ J. Effect of modification to tongue and impeller geometry on unsteady flow pressure fluctuations and noise in a centrifugal pump[ J]. Transactions of the ASME, 1997(119): 506-515.
- [ 24] 施伟. 大型低扬程泵优化设计及内部流动特性研究[ D]. 镇江: 江苏大学, 2015. (SHI W. Study on internal flow characteristics and optimal design of large scale pumps with low head[ D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2015. (in Chinese)
- [ 25] 李启章, 张强, 于纪幸, 等. 混流式水轮机水力稳定性研究[ M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2014. (LI Q Z, ZHANG Q, YU J X, et al. Study on hydraulic stability of Francis turbine[ M]. Beijing: China Water Power Press, 2014. (in Chinese))