DOI：10.13245/j.hust.250225

混流式水轮机增负荷工况流动诱导噪声研究

毛秀丽[1,2,3] 王一帆[1,2] 李全武[1,2] 李继成[4] 李晟亘[1,2] 曹天宇[1,2]

(1．西北农林科技大学水利与建筑工程学院，陕西 杨陵 712100；2．西北农林科技大学旱区农业水土工程教育部重点实验室，陕西 杨陵 712100；3．早稻田大学基础科学与工程学院，日本 东京 169-8555；4．中国电建集团西北勘测设计研究院有限公司，陕西 西安 710065)

摘要 为探究瞬态工况下混流式水轮机的流动诱导噪声及流场与声场之间的关联性，结合计算流体动力学与间接边界元法，求解增负荷工况下其内流演变与声压级的特性，并构建流场与声场参数间的量性关系．结果表明：水轮机流道内的高频压力脉动主频分别为$28f_n$(转轮叶片的转频)与$30f_n$，对应活动导叶与转轮叶片的通过频率，且压力频谱最大值位于活动导叶与转轮间的无叶区(压力系数频谱值为0.202)，流道内的旋涡结构主频为$0.1f_n$与$64f_n$；增负荷过程叶片头部的局部旋涡及叶间流速增大致使叶片背面湍动能增大，而叶片尾端的旋涡强度与湍动能高值区面积均减小；一阶叶频f_b(转轮叶频)的声压级呈现偶极子特征，更高阶数的叶频对应更弱的偶极子特性．经过傅里叶变换后的压力与流速，与声压级分别呈现三次函数、四次函数的关系．

关键词 混流式水轮机；增负荷工况；内流演变；流动诱导噪声；声压级

中图分类号 TK730 **文献标志码** A **文章编号** 1671-4512(2026)10-0044-07

Study on flow-induced noise of Francis turbine under load-increasing condition

MAO Xiuli[1,2,3] *WANG Yifan*[1,2] *LI Quanwu*[1,2] *LI Jicheng*[4] *LI Shenggen*[1,2] *CAO Tianyu*[1,2]

(1．College of Water Resources and Architectural Engineering，Northwest A&F University，Yangling 712100，Shannxi China；2．Key Laboratory of Agricultural Soil and Water Engineering in Arid and Semiarid Areas of Ministry of Education，Northwest A&F University，Yangling 712100，Shannxi China；3．College of Basic Science and Engineering，Waseda University，Tokyo 169-8555，Japan；4．Powerchina Northwest Engineering Co. Ltd.，Xi'an 710065，China)

Abstract To explore the flow-induced noise of Francis turbine under transient condition and the correlation between the flow field and the sound field，computational fluid dynamics and the indirect boundary element method were integrated to resolve the internal flow evolution and the sound pressure level (SPL) characteristics during a load-increasing condition，and a quantitative relationship between the flow field and the acoustic field parameters was systematically established. Results show that the dominant high-frequency pressure pulsations in the turbine passage are observed at $28f_n$ (where f_n denotes the rotational frequency of the rotor blades) and $30f_n$，corresponding to the blade-passing frequency of the guide vanes and the runner blades，respectively. The pressure spectrum peak (spectral value of the pressure coefficient is 0.202) is localized in the vaneless space between the guide vanes and the runner，and dominant frequencies of $0.1f_n$ and $64f_n$ are identified in the vortex structures within the flow passage. During the load-increasing process，enhanced turbulent kinetic energy on the blade suction side is induced by the local vortex near the blade leading edge and the accelerated inter-blade flow，whereas the vortex intensity and the high-turbulence region at the trailing edge are reduced. Pronounced dipole characteristics are exhibited by the SPL at the first blade-passing frequency f_b (where f_b denotes the blade-passing frequency)，while attenuation is observed at higher harmonics. After Fourier transform，cubic and quartic functional

收稿日期 2025-05-19．

作者简介 毛秀丽(1991—)，女，副教授，E-mail：maoxl@nwafu.edu.cn．

基金项目 中国博士后科学基金面上项目(2024M752625)；陕西省博士后资助项目(2023BSHTBZZ22)；陕西省博士后资助项目(2024BSHSDZZ234)．

relationships are found to exist between the pressure and SPL，and between the flow velocity and SPL，respectively.

Key words　Francis turbine；load-increasing condition；evolution of internal flow field；flow-induced noise；sound pressure level

水电站逐步从承担基荷转向调荷运行，携手新能源助力推动新型能源结构的优化与升级[1-2]．水轮机作为水电站的核心设备，须频繁经历启停机、负荷调节等瞬态工况以满足调荷目标，使其偏离设计工况运行[3-4]．频繁的工况转换易引起机组应力疲劳、振动、噪声等外特性问题，甚至诱发机组扫膛、叶片裂纹、管道破裂等事故，严重影响水电站的安全稳定运行[5-8]．除水轮机的内流演变特性外，其噪声亦是封闭流道传递水流运行状态的特征信号，通过布置传感器或水听器提取噪声信号可作为水轮机运行故障的诊断依据[9-10]．因此探究瞬态工况下水轮机的内流特性与噪声特性，对水轮机安全稳定运行和设计优化具有重要意义．

在水轮机增、减负荷及启停机等瞬态工况下，活动导叶开度可采用动网格技术实现流量的控制[11-12]．瞬态工况下，水轮机内部的二次流、回流、动静干涉等现象更为显著，同时伴随着压力、流速等参量指标的剧烈变化，进而诱发多频段的噪声[13-15]．国内外学者通过系统性解析水力机械的噪声源特性及其频谱响应规律，用以探究噪声的生成机理与传播规律．噪声源主要包含两个方面：一为壁面偶极子声源，主要影响内场噪声的频响特性；二为结构振动，是外部辐射噪声的主要激励源[16]．在频响特性方面，其主要用于描述噪声的频域分布及不同频率下的噪声幅值．水力机械受动静干涉的影响，流道内存在对应叶片通过频率的压力脉动幅值，并诱发噪声．因此流动噪声的幅值通常出现在叶片通过频率及其倍频处，并随频率的增加逐渐衰减[17]．在水轮机噪声优化方面，基于对水力机械噪声源产生机理与频响特性的深入分析，通过采取仿生构造切割转轮出口、添加分流叶片、改变叶片型线及调整导叶倾角等措施，可有效控制噪声源并阻断其传播路径，从而实现水力机械的降噪目标[18-20]．

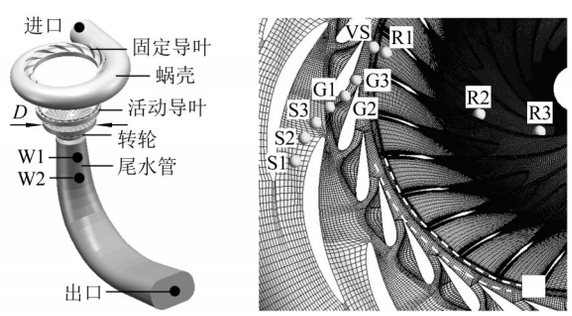
现有研究多集中在水轮机的稳态工况流动诱导噪声特性分析，对瞬态工况下水动力噪声的流向分布规律及声场与流场之间量性关系的探讨仍较为有限．本研究针对某混流式水轮机的增负荷工况，从内流演变与噪声辐射两个角度探讨单场特性，揭示流场与声场参数之间的关联性，为水轮机的设计、运行提供理论与技术的双向指导支撑．

1　数值计算方法

1.1　模型建立与网格划分

以Francis-99混流式水轮机为研究对象，其三维结构、监测点分布及局部网格划分如图1所示．水轮机模型由1个蜗壳、14个固定导叶、28个活动导叶、含长短叶片各15个的转轮(直径D=0.63 m)，以及1个弯肘形尾水管组成．沿流向依次在固定导叶域(S1～S3)、活动导叶流域(G1～G3)、活动导叶-转轮无叶区V1(VS)、转轮流道(R1～R3)及尾水管(W1～W2)设置监测点，用于实时监测相应流域的压力、流速与声压级变化．

水轮机各过流部件均采用六面体结构化网格，划分5组网格方案(570万、706万、865万、962万与1 095万)开展无关性验证．当网格数量不少于962万时，数模与试验水头之比趋于稳定，因此选取962万网格方案开展后续数值模拟研究(蜗壳58万、固定导叶110万、活动导叶210万、转轮550万、尾水管34万)．



(a) 三维模型　　(b) 模型网格与监测点

图1　三维流道模型、监测点及局部网格

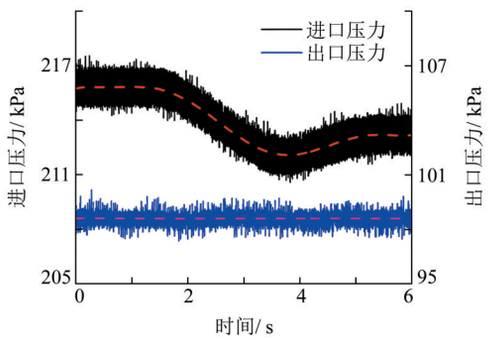
1.2　流场与声场计算设置

图2所示为流场边界条件及声学场点网格设置，数值计算采用同试验测量一致的进、出口压力与导叶开度，试验在挪威科技大学开放性试验台进行[21]．增负荷工况试验进、出口压力变化如图2(a)所示，导叶开度α随时间t的变化规律为

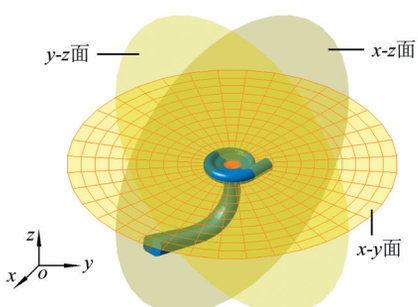
$$\alpha = 1.295t + 8.545 \quad (1\ \mathrm{s} \leqslant t \leqslant 3\ \mathrm{s})\ .$$

SST k-ω模型在湍流黏度计算中考虑湍流剪切应力的传输，从而提高分离流动和逆压梯度流动的预测精度，能够更精确地进行数值计算，故选用SST k-ω湍流模型进行流场计算[22]．采用前期课题

组提出的网格壁面滑移技术实现导叶持续性运动，其中每个活动导叶围绕各自的坐标轴独立旋转[23]．蜗壳进口与尾水管出口分别设置图2(a)中的总压进口(total pressure inlet)与静压出口(static pressure outlet)，壁面设置无滑移，压力-速度耦合方式为Simplec，对流项离散格式选择二阶迎风格式，收敛残差精度设置为1×10^{-6}．时间步长Δt=0.000 5 s(对应转轮旋转1°)，总计算时长t=6 s．数模计算在西北农林科技大学高性能计算平台完成，使用48核(Intel Xeon Gold 6248R CPU，3.0 GHz，96线程)和256 GiB运行内存，计算总时长约为60 d．



(a) 水轮机进、出口压力试验值



(b) 声场的场点网格

图2　流场与声场数模信息

声场计算采用间接边界元法，声场网格尺寸采用前期课题组相关研究方法确定，即$d\leqslant c/(6f_{max})$，其中：d为声学边界元网格尺寸；f_{max}为最高计算频率；c为声音在水中的传播速度．图2(b)中以转轮旋转中心为原点设置3个声学监测面(x-y面，x-z面与y-z面)，每个监测面沿周向间隔10°布置一个场点网格，沿径向等距布置12个监测点，即每个平面各设置432个监测点．

2　结果分析

2.1　内流特性分析

图3为水轮机水头、VS点压力的数模结果与试验数据，二者的整体变化趋势基本相符．t=0～1 s阶段，当水轮机以Q_{BEP}(最优工况点流量)运行时，其水头与VS点压力变化基本保持一致．t=1～3 s阶段，活动导叶开度由α=9.84°增加至12.43°，VS点压力上升，但水轮机的水头降低．值得注意的是，由于数模计算的边界条件设置相对理想化，以及试验过程中存在测量误差等因素，导致VS点压力的试验值增幅Δp_1≈5.48 kPa，稍大于数模结果Δp_2≈4.34 kPa．在t=3～6 s阶段，水轮机的水头与VS点的压力变化逐渐趋于稳定．综合对比试验数据与数模结果，得出增负荷工况下水轮机的水头、VS点压力的最大相对误差分别为1.21%(t=3.69 s)与2.41%(t=4.22 s)．

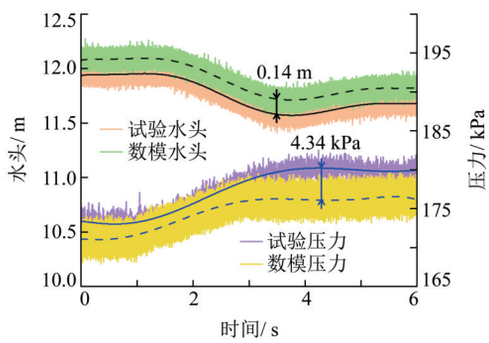


图3　压力、水头试验与数模对比

水轮机叶片区沿流向监测点S1→W2(见图1)的压力系数

$$C_p=(p_i-p_{ave})/(\rho gH),$$

式中：p_i和p_{ave}分别为监测点的瞬时压力与平均压力；ρ为水的密度；g为重力加速度；H为水轮机的水头．

图4中压力脉动频谱表明S1→VS点的主频集中在0.1f_n(f_n≈5.547 Hz，为水轮机转频)、30f_n(转轮叶频)和60f_n．其中：转轮叶频在VS点表现最为突出，其C_p频谱值为0.202，且叶频信号在向上游传播过程中逐渐衰减，因而沿G3→S1方向C_p频谱值逐渐减小，二倍叶频的C_p频谱值变化规律与此相似．在图5区域①中，导叶域内低频0.1f_n主要受到

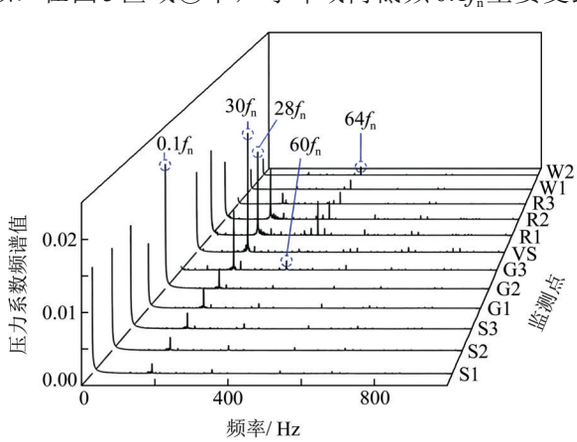


图4　水轮机内监测点压力脉动幅值频谱图

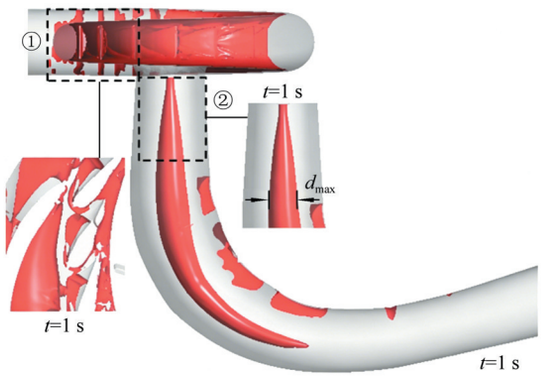


图5　水轮机导叶域与尾水管流道旋涡分布

头部绕流的影响，出现违背设计时速度的变化规律，导致压力梯度显著变化对应 C_p 频谱值变大．

R1→R3 的主频分别为 $0.1f_n$，$28f_n$ 和 $64f_n$，受活动导叶与转轮间的相互干涉影响，转轮内流主频 $28f_n$(活动导叶的叶频)沿流向逐渐减弱，具体为 R1→R3 的 C_p 频谱值由 0.139 1 减小至 0.019 8．增负荷工况下，V1 无叶区内出现高速水环(与转轮转向相同)，引发速度和压力的突变，对应主频为 $64f_n$，且高速水环的影响沿转轮流向逐渐减弱，其幅值沿流向递减．

尾水管内 W1 和 W2 附近的低频 $0.1f_n$ 主要受到图 5 区域②中涡带影响，不同时刻涡带最大直径 d_{max} 分别为 0.15，0.11 与 0.082 m，d_{max} 随时间的变化规律为

$$\{d_{max}\}_m = -0.034\{t\}_s + 0.182.$$

尾水管直锥段因流道扩张效应与涡量扩散与能量耗散的双重作用，导致 W1 在 $0.1f_n$ 的幅值略高于 W2．尾水管内另一个主频 $64f_n$ 延续了转轮流道内的变化趋势，亦沿流向递减．

图 6 与图 7 中转轮三维流线与湍动能(turbulence kinetic energy，TKE)显示，当 t=1 s 时，转轮内的整体流态较为稳定，短叶片尾部绕流、水流汇聚、几何约束的缩小等因素造成区域①的旋涡(与转轮转向相同)．该旋涡区与短叶片尾部的 TKE 高值区(湍动能不小于 0.5 m^2/s^2，区域②)基本重合，

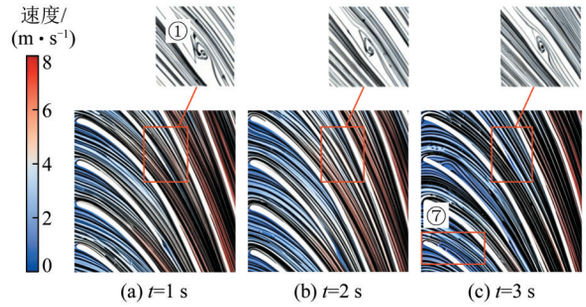


图6　转轮叶间流道三维流线

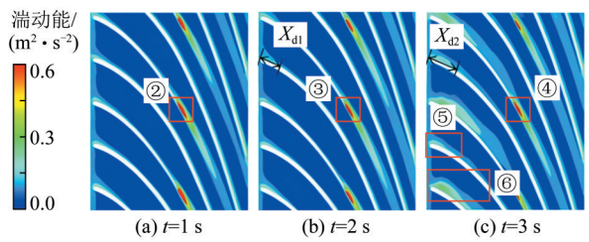


图7　转轮叶间流道湍动能分布

增负荷过程中(t=1～3 s)，TKE 高值区面积逐渐减小(区域③和④)．

在增负荷后期(t=2～3 s)，距离转轮进口 X_{d1}(t=2 s)与 X_{d2}(t=3 s)的叶片背面存在高 TKE 区域，其中：受到分流叶片尾迹干涉的影响，t=3 s 处短叶片背面的高 TKE 区域面积显著大于长叶片背面．长叶片背面的湍动能从 0.06 m^2/s^2 增加至 0.15 m^2/s^2(区域⑤)，而短叶片背面的湍动能则从 0.08 m^2/s^2 增加至 0.3 m^2/s^2(区域⑥，对应区域⑦小旋涡)，主要受叶片前缘受到来流撞击与叶间流速增大的双重作用．

2.2　噪声特性分析

用声压级 L_p 分析噪声信号强度，有

$$L_p = 20\lg(p_s/p_{ref}),$$

式中：p_s 为声压；p_{ref}=1×10⁻³ Pa 为水中的参考声压[24]．

图 8 为水轮机各阶叶频(一阶叶频 f_b=30f_n=166.4 Hz)下，不同监测面上的 L_p 分布．f_b 的声压级最大值约为 160 dB，随着叶频阶数增加，声压级峰值逐渐减小 $6f_b$ 的声压级最大值约为 106 dB，相较于 f_b 下

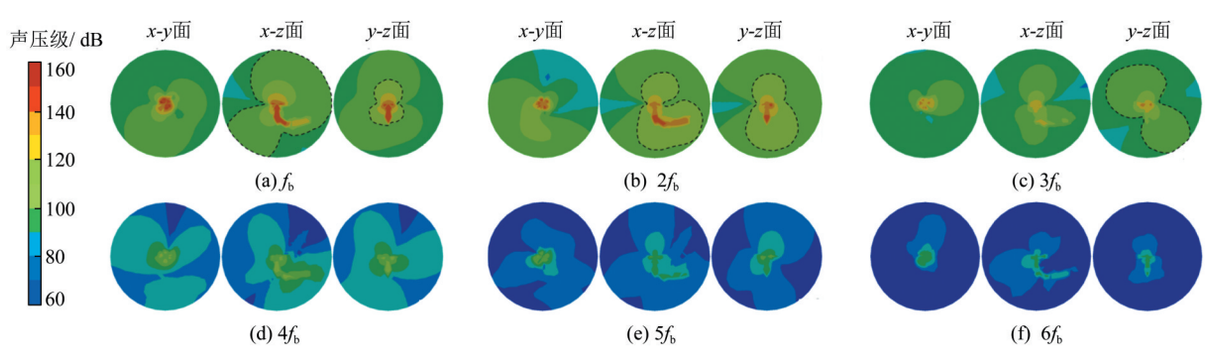


图8　监测面声压级分布

降约33%，主要原因为高频声波的传播受到更加强烈的湍流耗散作用，从而导致辐射能量显著衰减．

在不同阶数叶频下，*x*-*y*面(转轮旋转平面)的L_p沿径向的分布趋势基本相同．以f_b为例，转轮旋转中心的L_p≈140 dB，并沿径向逐步增加，直至无叶区V1达到最大值(L_p≈160 dB)，随后沿径向递减．该趋势说明水轮机内的流动诱导噪声的主要来源为活动导叶与转轮叶片之间的干涉作用，其中无叶区V1受动动干涉作用的影响最为显著，该处的L_p达到峰值．对比*x*-*z*与*y*-*z*面的声压级分布，各阶数叶频下L_p沿旋转轴(*Z*轴)的变化趋势相似．+*Z*轴方向的L_p衰减速率高于−*Z*轴，表现为−*Z*轴方向的L_p整体高于+*Z*轴，主要由水轮机流道内涡结构诱发的压力脉动引起．

x-*z*，*y*-*z*面的L_p分布在f_b呈现出偶极子特征(近似“∞”的形状，如图8黑色虚线所示)，该特征主要源于叶片表面的周期性脉动力引起的低频噪声辐射，具有较高的辐射效率，并在特定方向上形成集中辐射．相较于低阶叶频，高阶叶频的噪声主要由湍流脉动诱发，声能辐射效率相对较低，能量分布也更弥散，因此随着叶频阶数增加，*x*-*z*，*y*-*z*面的偶极子特征逐渐弱化，直至四阶f_b监测面L_p云图无偶极子特性．

综合f_b各监测面的L_p分布云图，水轮机声压级高值区(L_p≥150 dB)主要集中在无叶区与尾水管区域．其中：无叶区的高声压级主要受活动导叶与转轮叶片之间的动动干涉的影响，而尾水管区域的声压级高值区则与内部涡带结构引发的流动扰动密切相关．

图9为水轮机f_b～$6f_b$沿流向监测点的L_p变化曲线，将流道监测点划分为三个区域，分别为区域Ⅰ(蜗壳至无叶区V1)、区域Ⅱ(转轮流道)与区域Ⅲ(尾水管直锥段)．在图8区域Ⅰ，各阶叶频L_p沿流向逐渐升高，直至无叶区V1达到最大值，其中f_b的L_p最大为159.83 dB．该现象主要源于活动导叶尾流与转轮叶片前缘间的动动干涉作用，致使无

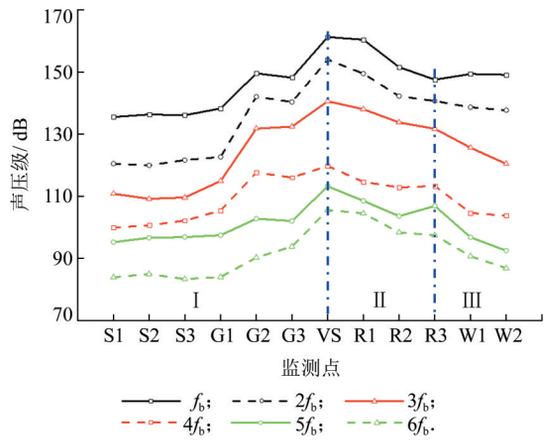


图9　流域监测点声压级变化曲线

叶区V1内产生高幅值的压力脉动(f_b对应C_p频谱值为0.202)．水流进入转轮后，区域Ⅱ的声压级递减说明转轮内湍流结构能量的耗散，且逐渐远离高幅脉动V1区，所以转轮内噪声强度沿流向呈现递减趋势．区域Ⅲ尾水管内正向涡带与转轮旋转共同作用，导致f_b对应的声压级在W1与W2段略有升高．二阶f_b至六阶f_b的声压级均沿流向递减，主要原因是涡带在尾水管沿流向减弱，且涡带作用强度高于高倍频叶频的影响．

2.3　流场与声场关联性分析

为探究水轮机流场与声场之间的关联，选择蜗壳进口、无叶区V1及尾水管出口作为代表性区域，开展压力(ε)、流速(v)与L_p的相关性分析，其中流场参数均经过傅里叶变换处理．区域选择原因如下：监测进口区域可用于评估水轮机来流扰动对整体噪声水平的潜在影响；V1受活动导叶与转轮间干涉作用的影响最为显著，监测V1旨在深入探讨动动干涉作用对流动噪声强度变化的影响机制；监测出口区域可用于评估湍流结构在尾水管内的演变过程及其对噪声传播特性的影响．

典型区域内不同阶数叶频的流场参数与声场参数见表1，二者的关联性使用皮尔逊相关系数表征，当该系数趋于0时，说明两个变量基本不相关[25]．以傅里叶变换后的ε与v为自变量，L_p为因变

表1　典型区域监测点流场与声场参数

水轮机叶频	蜗壳进口特性参数			无叶区V1特性参数			尾水管出口特性参数		
	ε/(Pa·Hz^{-1})	v/(10^{-4}m·Hz^{-1})	L_p/dB	ε/(Pa·Hz^{-1})	v/(10^{-4}m·Hz^{-1})	L_p/dB	ε/(Pa·Hz^{-1})	v/(10^{-4}m·Hz^{-1})	L_p/dB
f_b	6.03	4.76	107.92	138.43	230.00	159.83	126.26	11.00	119.86
$2f_b$	7.81	2.29	109.59	65.65	120.00	153.94	77.59	6.83	134.86
$3f_b$	0.41	1.69	121.84	55.88	21.00	140.56	14.38	4.77	111.74
$4f_b$	1.19	1.28	106.81	23.59	6.32	119.73	14.93	2.30	107.49
$5f_b$	2.21	1.23	94.44	25.39	9.43	113.17	8.99	3.83	93.17
$6f_b$	3.18	1.20	84.41	14.94	1.75	105.53	6.12	3.17	87.86

量，求解得进口、无叶区V1与出口的声压级与压力的关联系数分别为−0.048，0.884与0.721，声压级与流速的关联系数分别为0.311，0.852与0.618．

随着叶频阶数的增加，进口的压力变化幅度最大值$\Delta\varepsilon_{max}$=7.4 Pa/Hz，L_p先增后减，而ε呈波动变化，L_p的变化由监测位置与声源间的相对距离主导，与ε之间的关联系数趋近于0．无叶区V1与出口的ε发生显著变化($\Delta\varepsilon_{max}$分别为72.78 Pa/Hz与63.21 Pa/Hz)，且ε整体均呈现递减趋势，与声压级变化趋势相似，二者关联系数较高．同理，典型区域的v整体均呈递减趋势，且出口与无叶区V1的速度变化幅度Δv_{max}大于进口，因此无叶区V1与出口的声压级与流速的关联系数大于进口．

L_{p1}，L_{p2}，L_{p3}分别用于表示水轮机进口、无叶区V1与出口的声压级，L_p-ε与L_p-v的非线性关系为

$$L_{p1}(\varepsilon)=C_1\varepsilon^3+C_2\varepsilon^2+C_3\varepsilon+C_4; \tag{1}$$

$$L_{p1}(v)=C_5v^4+C_6v^3+C_7v^2+C_8v+C_9; \tag{2}$$

$$L_{p2}(\varepsilon)=C_{10}\varepsilon^3+C_{11}\varepsilon^2+C_{12}\varepsilon+C_{13}; \tag{3}$$

$$L_{p2}(v)=C_{14}v^4+C_{15}v^3+C_{16}v^2+C_{17}v+C_{18}; \tag{4}$$

$$L_{p3}(\varepsilon)=C_{19}\varepsilon^3+C_{20}\varepsilon^2+C_{21}\varepsilon+C_{22}; \tag{5}$$

$$L_{p3}(v)=C_{23}v^4+C_{24}v^3+C_{25}v^2+C_{26}v+C_{27}, \tag{6}$$

式中系数C取值范围见表2．采用决定系数R^2评估式(1)～(6)的精准度，各式的R^2分别为0.926，0.997，0.979，0.972，0.986与0.998(当R^2趋近于1时，表明自变量与因变量的关系式越精准)．

表2　系数C取值范围

系数	取值范围	系数	取值范围	系数	取值范围	系数	取值范围
C_1	−0.8～−0.3	C_8	5.3×10^{7}～5.7×10^{7}	C_{15}	-2.3×10^{9}～9.8×10^{9}	C_{22}	60.5～72.6
C_2	5.7～11.4	C_9	−2813.3～−2598.9	C_{16}	-1.1×10^{7}～2.1×10^{7}	C_{23}	3.7×10^{15}～3.9×10^{15}
C_3	−45.7～−27.1	C_{10}	-1.8×10^{-4}～4.7×10^{-5}	C_{17}	-2.1×10^{4}～3.9×10^{4}	C_{24}	-1.1×10^{13}～-9.8×10^{12}
C_4	129.2～144.7	C_{11}	−0.02～0.03	C_{18}	93.4～117.8	C_{25}	8.8×10^{9}～9.2×10^{9}
C_5	-1.1×10^{18}～-0.9×10^{18}	C_{12}	−0.9～2.1	C_{19}	1.5×10^{-4}～2.6×10^{-4}	C_{26}	-3.3×10^{6}～-3.2×10^{6}
C_6	1.1×10^{15}～1.2×10^{15}	C_{13}	77.4～117.6	C_{20}	−0.06～−0.04	C_{27}	474.4～489.1
C_7	-4.0×10^{11}～-3.7×10^{11}	C_{14}	-2.5×10^{10}～6.2×10^{10}	C_{21}	2.9～4.3		

3　结论

a．水轮机流道内监测到显著的低频压力($0.1f_n$)，C_p频谱值随旋涡体积增大而升高．导叶域与转轮域的压力脉动主频分别为$30f_n$与$28f_n$，C_p频谱值的最大值位于无叶区．转轮流道与尾水管直锥段存在无叶区高速水环诱发的频率为$64f_n$的高频压力脉动，沿流向递减．增负荷工况下，转轮进口附近的长、短叶片背面的湍动能最大值分别约上升了1.5倍与2.75倍；叶片尾端的湍动能高值区面积减小，且湍动能高值区与转轮内旋涡分布空间相对应．

b．一阶叶频(f_b)水轮机声压级呈现偶极子特征，峰值位于V1无叶区(L_{pmax}=159.83 dB)，随着叶频阶数增加，声压级偶极子特性逐渐减弱，峰值减小．声压级自固定导叶至转轮出口沿流向呈现先增后减的趋势，尾水管直锥段入口处f_b的声压级强度增加，$2f_b$～$6f_b$的声压级强度降低．不同叶频阶数下的声压级与压力遵循三次函数的变化规律，与流速之间呈现四次函数的变化趋势．

参　考　文　献

[1] ZHANG J T，CHENG C T，YU S，et al．Preliminary feasibility analysis for remaking the function of cascade hydropower stations to enhance hydropower flexibility：a case study in China[J]．Energy，2022，260：125163．

[2] WANG Z N，FANG G H，WEN X，et al．Coordinated operation of conventional hydropower plants as hybrid pumped storage hydropower with wind and photovoltaic plants[J]．Energy Conversion and Management，2023，277：116654．

[3] LI Y Y，SUN L G，GUO P C．Investigation of the transient characteristics of the Francis turbine during runaway process[J]．Renewable Energy，2024，237(PC)：121840．

[4] 李颜雁，孙龙刚，郭鹏程，等．混流式水轮机飞逸过程瞬态流动与能量耗散研究[J]．水利学报，2023，54(7)：794-805．

[5] GUO J X，ZHOU D Q，CHEN H X，et al．Flow-induced vibration analysis in a pump-turbine runner under transient operating conditions[J]．Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics，2023，17(1)：2266662．

[6] 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)：6959-6972．

[7] 李剑华，张文武，祝宝山，等．水泵水轮机无叶区压力脉动研究[J]．工程热物理学报，2021，42(5)：1213-1223．

[8] 张军智，何振忠，王子瑞，等．风光水多能互补混流式水轮机全负荷范围稳定经济运行设计[J]．西北水电，2021(6)：15-21．

[9] DAO F，ZENG Y，QIAN J．Fault diagnosis of hydroturbine via the incorporation of Bayesian algorithm optimized CNN-LSTM neural network[J]．Energy，2024，290(C)：130326．

[10] RISCH D，VAN GEEL N，GILLESPIE D，et al．Characterisation of underwater operational sound of a tidal stream turbine[J]．The Journal of the Acoustical Society of America，2020，147(4)：2547-2555．

[11] 赵亚萍，赵晨，秦笛舸，等．灯泡贯流式水轮机增减负荷动态特性分析[J]．农业工程学报，2024，40(5)：99-108．

[12] 李琪飞，黄腾，马琴珍，等．水泵水轮机启动过程转轮叶片受力分析[J]．太阳能学报，2022，43(10)：371-377．

[13] 谈明高，胡胜，吴贤芳，等．基于流动诱导噪声的喷水推进泵进水流道优化[J]．华中科技大学学报(自然科学版)，2024，52(4)：100-105．

[14] 司乔瑞，廖敏泉，邱宁，等．离心泵空化诱导噪声研究进展[J]．船舶力学，2022，26(5)：761-773．

[15] GANGIPAMULA R，RANJAN P，PATIL R S．Comparative studies on air borne noise and flow induced noise of a double suction centrifugal pump[J]．Applied Acoustics，2023，202：109148．

[16] GUO C，GAO M，HE S Y．A review of the flow-induced noise study for centrifugal pumps[J]．Applied Sciences，2020，10(3)：1022．

[17] YANG S，LIU Y，SHAO C L，et al．Study on the characteristics of internal and external sound fields in centrifugal pumps under cavitation induced monopole and dipole sound sources[J]．Applied Acoustics，2025，231：110499．

[18] 代翠，戈志鹏，董亮，等．离心泵仿生表面减阻降噪特性研究[J]．华中科技大学学报(自然科学版)，2020，48(9)：113-118．

[19] SHI F X，ZHAO G B，TANG Y C，et al．Numerical study of the effect of splitter blades on the flow-induced noise of hydraulic turbine[J]．Sound & Vibration，2024，58(1)：101-117．

[20] WEI Z C，LI N，XIAO R F，et al．Reduction of flow-induce noise of a high-speed centrifugal pump by applying blade leaning on guide vane[J]．Journal of Physics：Conference Series，2022，2217(1)：012035．

[21] 毛秀丽，陈星锟，尹进步，等．混流式水轮机发电转空载工况转轮特性研究[J]．水利学报，2024，55(11)：1356-1365．

[22] LIU S Y，YANG S S，SINGH P，et al．Analysis of double suction pumps in both pump and turbine modes using entropy factor[J]．Renewable Energy，2024，237：121555．

[23] MAO X L，HU J R，PAN Z Y，et al．A brief review of recent research on reversible francis pump turbines in pumped storage plants[J]．Energies，2025，18(2)：394．

[24] HOU T Y，LIU X R，LI Z X，et al．Numerical investigation of cavitation induced noise and noise reduction mechanism for the leading-edge protuberances[J]．Applied Ocean Research，2025，154：104361．

[25] QIN Y L，LI D Y，WANG H J，et al．Investigation on the relationship between hydraulic loss and vortex evolution in pump mode of a pump-turbine[J]．Journal of Hydrodynamics，2022，34(4)：555-569．