

DOI: 10.13245/j.hust.180608

射流离心式自吸泵外场流体动力噪声特性分析

郭荣^a 李仁年^{a,b} 张人会^{a,b} 宋启策^a

(兰州理工大学大学 a 能源与动力工程学院;

b 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 甘肃 兰州 730050)

摘要 在非稳态湍流模型 LES(大涡模拟)数值计算基础上, 运用声学有限元及有限元声振耦合方法对 Jet750G1 型的射流离心式自吸泵外场流体动力噪声进行计算, 分析三个典型工况下各过流部件诱发的外场噪声贡献和辐射特性. 建立了流体动力噪声实验系统, 用水听器测试泵出口处的噪声信息, 结果表明: 导叶偶极子声源对外场噪声的贡献最大; 外场流体动力噪声在轴面上呈现明显的偶极子对称分布特性, 泵体本身的结构特点使极小值出现在旋转轴方向; 泵在非额定工况下运行的叶轮辐射声功率较额定工况明显提高, 但定子部件辐射声功率随工况变化较小; 泵体结构的固有频率和泵内流体的压力脉动相互作用是外场噪声产生的主要原因.

关键词 射流离心式自吸泵; 外场流体动力噪声; 声振耦合; 过流部件; 声功率

中图分类号 TH311; TH317 **文献标志码** A **文章编号** 1671-4512(2018)06-0043-06

Characteristic analysis of exterior hydrodynamic noise of jetting centrifugal self-priming pump

Guo Rong^a Li Rennian^{a,b} Zhang Renhui^{a,b} Song Qice^a

(a School of Energy and Power Engineering; b Gansu Province Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract On the basis of large-eddy simulation (LES) numerical calculation of unsteady turbulence model, exterior hydrodynamic noise of jetting centrifugal self-priming pump (JCSP) of Jet750G1 were calculated by finite element method (FEM) and finite element vibro-acoustic coupling method. Contribution and radiation characteristics of noise induced by flowing-passed components were analyzed under three typical conditions. The experiment system was built, and noise information were tested by hydrophone at pump outlet. The results show that the vane has the greatest contribution and plays a major role to the exterior hydrodynamic noise of the JCSP. The exterior hydrodynamic noise takes on symmetrical dipole distribution on the meridian plane, and minimum value appear in the axis direction because of the structural characteristics of the pump casing. The radiated sound power of the impeller under the non-rated condition is obviously higher than the rated condition, but the stators varies little with the working condition. It is main cause of exterior hydrodynamic noise that interaction between the natural frequency of the pump casing and the pressure fluctuation of fluid.

Key words jetting self-priming centrifugal pump; exterior hydrodynamic noise; vibro-acoustic coupling; flowing-passed components; sound power

射流离心式自吸泵由于其强大的低位提水能力及良好的自吸性能等优点而广泛用于纯净水系统、农村家庭抽井水、楼层管道增压、汽车喷洗、油罐

抽油、喷泉、园艺灌溉等诸多行业和领域^[1]. 研究者针对射流离心式自吸泵做了大量工作, 文献[2]基于CFD方法探索了该类型泵的设计要点和内部流动

收稿日期 2017-10-26.

作者简介 郭荣(1987-), 男, 博士研究生; 李仁年(通信作者), 教授, E-mail: lirn@lut.cn.

基金项目 国家自然科学基金资助项目(51579125); 国家重点研发计划资助项目(2016YFB0200901).

规律, 为小流量、高扬程、高自吸性能的射流离心式自吸泵设计提供了理论支持. 文献[3]对射流离心式自吸泵内部非定常流动特性进行多工况数值分析, 分析了射流器内部的速度压力转换、进口回流等特征, 揭示了泵运行效率偏低的原因. 文献[4]采用数值模拟和正交试验的方法研究了射流喷嘴几何参数对泵性能的影响. 文献[5-6]采用数值模拟与试验相结合的方法研究了泵腔内部环流对气液分离情况及自吸性能的影响, 并通过正交试验方法对射流器和叶轮两大过流部件主要几何参数进行最优组合研究. 上述工作对认清射流离心式自吸泵的内部流动规律、结构改型设计以及性能优化作出了重要贡献, 但对其流体动力噪声的外场噪声源的识别和辐射特性分析基本没有涉及.

大涡模拟是目前应用最广泛的湍流数值模拟方法之一, 采用大涡模拟湍流模型结合 Lighthill 声类比理论研究水泵流体动力噪声也越来越普遍^[7-9]. 近年来, 大涡模拟方法也被用于射流离心式自吸泵的内部流动特性分析^[10-11].

本研究以 JET750G1 型的射流离心式自吸泵为对象, 建立流场、结构场和声场的耦合模型, 分析各过流部件诱发的外场噪声贡献和辐射特性. 搭建流体动力噪声试验系统, 使用水听器测试泵出口处的噪声信息.

1 数值计算方法

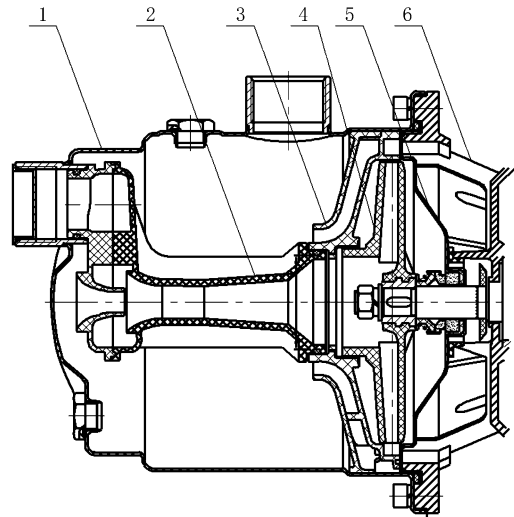
1.1 几何模型及流场计算

以型号为 JET750G1 型的射流离心式自吸泵为模型, 其主要设计参数如下: 流量 $Q=2.5 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H=23 \text{ m}$, 效率 $\eta=20\%$, 转速 $n=2\ 850 \text{ r}/\text{min}$, 轴频 $f_a=47.5 \text{ Hz}$, 叶频 $f_b=285 \text{ Hz}$. 该泵结构图如图 1 所示.

其中叶轮叶片数 $Z_1=6$, 叶轮进口直径 $D_j=40 \text{ mm}$, 叶轮出口宽 $b_2=5.3 \text{ mm}$, 叶轮出口直径 $D_2=120 \text{ mm}$, 叶片包角 $\varphi=76^\circ$; 导叶基圆直径 $D_3=125 \text{ mm}$, 正导叶叶片数 $Z_2=5$, 反导叶叶片数 $Z_3=5$.

整个计算域包括叶轮、导叶、喷射器、前泵腔、后泵腔、进水管、出水管及泵体. 鉴于射流离心式自吸泵结构的复杂性及非结构化网格强大的适应能力, 将整个计算区域划分为非结构化网格, 为了满足大涡模拟对 Y^+ 值的要求, 须多次预模拟确保叶轮的 Y^+ 值控制在 25 以内^[12-13]. 经过网格进行无关性检查, 最终确定网格数约为 320 万.

基于 CFX16.0 软件进行射流离心式自吸泵流场



1—泵体; 2—喷射器; 3—导叶;
4—叶轮; 5—泵盖; 6—支架.

图 1 模型泵结构图

的定常和非定常计算. 采用多重坐标系, 叶轮流场在旋转坐标系中计算, 其余过流部件流场在静止坐标系中. 动静部件间使用 GGI(通用网格接口) 交界面技术进行数据交换. 采用 LES(发射脱离系统) Smagorinsky 湍流模型进行瞬态计算, 并使用瞬态动静交界面.

设置压力进口、速度出口边界条件, 进口压力值依据试验测试得到的进口压力值给定; 所有固壁表面采用无滑移壁面条件, 并按实际加工设置粗糙度为 $25 \mu\text{m}$; 湍流黏度项采用二阶迎风格式, 时间项采用二阶全隐格式进行离散, 计算精度为 1×10^{-4} . 时间步长设置为 $1.17 \times 10^{-4} \text{ s}$, 即每个时间步长内叶轮转过约 2° . 忽略叶轮进口口环间隙影响.

将定常计算的结果作为初始场进行非定常计算, 在流场呈现出稳定的周期性变化后, 分别输出泵体、喷射器、导叶、叶轮表面的 8 个旋转周期压力脉动信息文件用于后续声学计算, 即采样时间 $t=0.168\ 48 \text{ s}$.

1.2 模态计算

本研究中模型泵的泵体和支架连为一体, 但材质不同. 在建模过程中, 为降低问题的复杂性, 忽略螺纹孔、凸台等微小尺寸结构特征. 泵体和支架的材质、相关材料特性如表 1 所示,

表 1 泵体和支架材料特性

| 参数 | 泵体 | 支架 |
|--|-------|-------|
| 材质 | 不锈钢 | 硬铝合金 |
| 密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) | 7 900 | 2 700 |
| 弹性模量/GPa | 195 | 70 |
| 泊松比 | 0.3 | 0.3 |

基于有限元结构分析相关理论, 借助 ANSYS Workbench 16.0 软件, 根据实际情况对泵体和支架

整体施加约束, 进行网格划分及前5阶的模态响应计算. 计算前进行网格无关性检查, 结果显示在网格密度小于8 mm以后, 固有频率最大相对误差不超过1%. 采用8 mm的网格步长求解, 计算结果如表2所示.

表2 泵体固有频率计算结果

| 网格密度/ mm | 固有频率/Hz | | | | |
|-------------|---------|-------|-------|-------|-------|
| | 1阶 | 2阶 | 3阶 | 4阶 | 5阶 |
| 15 | 1 113 | 1 367 | 2 032 | 2 252 | 2 439 |
| 12 | 1 078 | 1 335 | 2 000 | 2 121 | 2 280 |
| 10 | 1 056 | 1 319 | 1 972 | 2 023 | 2 175 |
| 8 | 1 035 | 1 300 | 1 954 | 1 960 | 2 107 |
| 6 | 1 029 | 1 293 | 1 943 | 1 957 | 2 113 |

1.3 外声场计算

射流离心式自吸泵运行时产生的外场流体动力噪声在泵外部的无限空间中辐射, 数值计算时将整个外部空间进行离散既不现实也无必要, 即便将问题简化为只求解以泵为中心一定区域的噪声辐射, 也会因为截断模型边界上凭空产生反射声波而降低计算结果的准确性^[14]. LMS Virtual. Lab Acoustics 软件声学有限元模型通过自动匹配边界层(AML)技术将声学有限元外边界凸形包络网格设置为AML属性, 使无限区域问题转换为有界区域问题, 计算时根据物理模型自动定义吸收层和吸收系数, 极大地提高了计算准确性和计算速度^[15].

通过声学有限元方法(FEM)求解内声场, 通过声学有限元耦合结构有限元方法(FEM/FEM)求解外声场, 外部空间声辐射边界条件定义为AML属性. 计算前划分声学有限元网格, 网格划分按照下式确定网格单元长度, 即

$$L \leq c / (6f_{\max}),$$

式中: L 为网格单元长度; c 为声音在介质中传播速度; f_{\max} 为最大分析频率. 本研究中CFX非定常计算设置时间步长为 1.17×10^{-4} s, 所对应的采样频率为 8 547 Hz, 根据纳斯奎特采样定律, 能够分析的最大频率为 4 273 Hz. 射流离心式自吸泵内场介质为水, 外场介质为空气, 考虑计算模型的结构尺寸特点和服务器的计算能力, 确定模型泵内场声学有限元网格密度为 8 mm, 外场声学有限元网格密度为 10 mm.

外场声学有限元网格内部边界与泵体外表面贴合, 外轮廓为球形, 将此球形轮廓外侧指定AML属性, 测量外场声功率的场点网格采用球面场点网格, 如图2所示.

外场噪声计算前, 须先进行内场噪声计算. 对

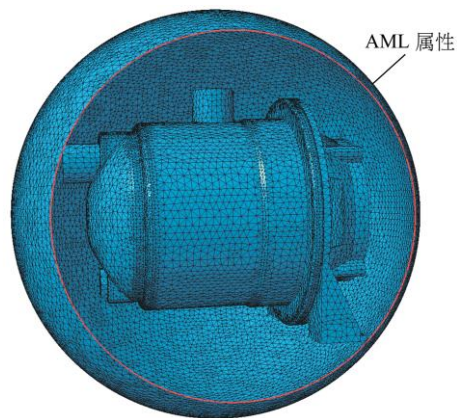


图2 声学有限元网格

某一过流部件表面偶极子源辐射声场进行求解时, 认为其他过流部件的表面完全刚性, 即认为其他表面为全反射壁面, 没有声音的透射, 声音只是沿着水传播至上下游; 同时将泵的进、出口边界条件定义为全吸声属性.

声音的传播具有明显的方向性, 为了获得射流离心式自吸泵声压级在主要方向的分布情况, 以泵出口中心线和轴心线交点(-39.45, 0, 0)为中心, 分别在xy, yz, zx面建立 1 m×1 m的声学监测面, 在每个监测面上距中心 1 m处设置 36个间隔为 10°的监测点, 绘制声压指向性分布图, 同时设置监测点 $M(-39.45, 1\ 000, 0)$, 观察外场辐射声压级频响曲线, 如图3所示.

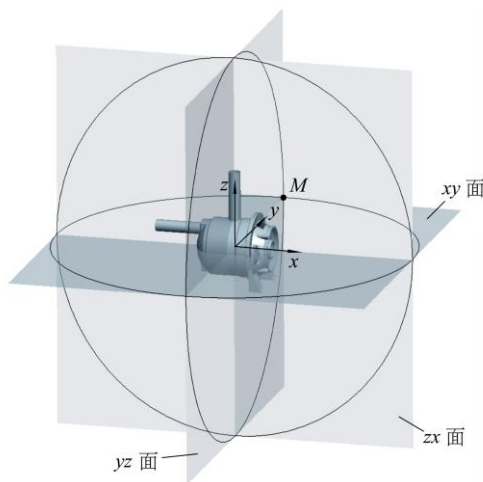
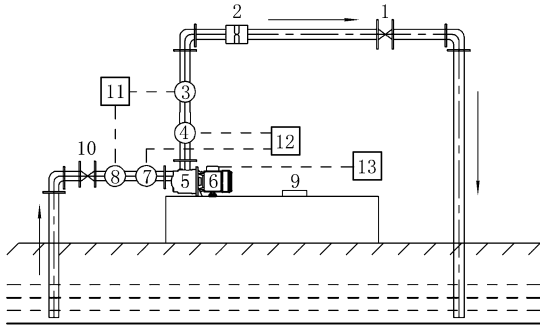


图3 监测面及监测点示意图

2 试验验证

为验证模型泵流场计算和声场计算的准确性, 搭建射流离心式自吸泵性能及流体动力噪声测试平台, 性能试验主要用高精度压力传感器、涡轮流量计、智能电测仪、转速仪等. 噪声试验主要用水听器和示波器, 使用杭州应用声学研究所研制生产的

RHC-10型的水听器进行噪声信号采集,该水听器使用频率范围为 $20\sim 2\times 10^4$ Hz,接收声压灵敏度为 -206 dB;使用型号为UPO2104CS的数字荧光示波器进行噪声信号的接收及输出.试验装置如图4所示.



1—阀门; 2—流量计; 3—压力传感器; 4—水听器; 5—模型泵; 6—电机; 7—水听器; 8—压力传感器; 9—转速仪; 10—阀门; 11—计算机; 12—示波器; 13—电测仪.

图 4 试验系统示意图

2.1 性能验证

模型泵外特性试验曲线及数值模拟曲线对比如图5所示,可以发现:数值计算得到性能曲线与试验得到的曲线变化趋势及各工况点的值高度一致,其中扬程最大误差为4.6%,效率最大误差为4.1%,模拟结果接近真实情况,流场计算可为声场计算提供有效的声源信息.

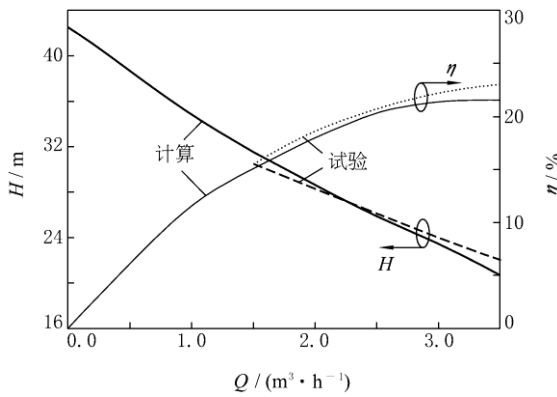


图 5 性能曲线计算与试验对比

2.2 噪声验证

水泵运行时产生的外场噪声是电机噪声、背景噪声、管道噪声、流体动力噪声等多种噪声叠加的耦合声场,因此单纯地对外场流体动力噪声进行精确测量有一定的困难.为了验证噪声数值计算的准确性,一般通过内场噪声计算的准确性来证明^[16].模型泵定子部件包括泵体、导叶、喷射器三种,转子部件只有叶轮一种.转子部件和定子部件所诱发的内场流体动力噪声计算方法不同,须要分别进行求解.定子部件静止壁面偶极子声源诱发的噪声采用声学有限元方法求解,转子部件旋转壁面偶极子声源诱发的噪声采用有限元扇声源宽频算法.

图 6 给出了额定工况下泵出口监测点位置转子数值计算、定子数值计算以及试验测试结果声压级频率响应曲线对比图,图中: L_p 为声压级; f 为频率.轴频处试验值 173 dB,转子和定子数值计算叠加值 179 dB,误差为 3.46%;叶频处试验值 145 dB,转子和定子数值计算叠加值 149 dB,误差为 2.75%;其他特征频率处计算叠加值与试验值误差也在 5%以内,表明文中所述数值计算方法具有较好的精度.

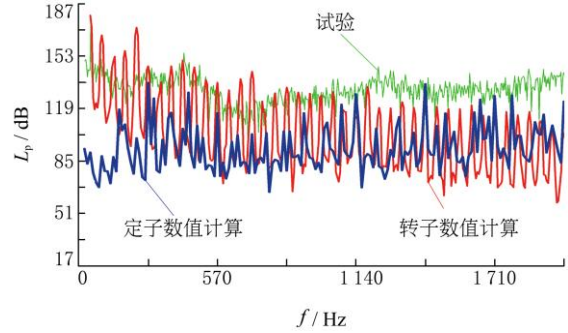


图 6 数值计算与试验声压级频响曲线对比

3 计算结果分析

三种工况下各过流部件偶极子声源诱发的外场流体动力噪声在监测点 M 的声压级频率响应曲线如图 7 所示,可以看到:流量对噪声水平的影响较小,各过流部件诱发的外场噪声声压级随频率变化的趋势一致;噪声在叶频及其倍频处出现幅值,其中 4 阶叶频(1 140 Hz)处最大,7 阶叶频(1 995 Hz)处次之,因为这两处的频率接近于泵体的 1 阶固有频率(1 035 Hz)和 4 阶固有频率(1 960 Hz),导致泵的壳体结构和泵内流体发生小幅共振.而 1 阶固有

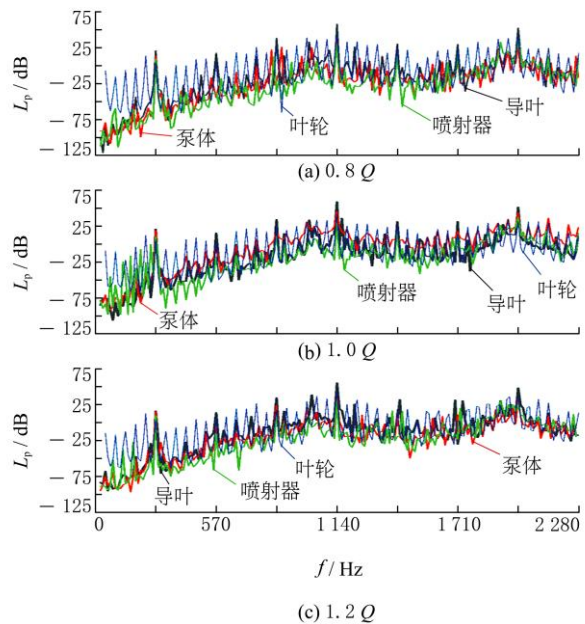


图 7 不同工况下过流部件辐射噪声对比

频率为主激振频率, 所以 4 阶叶频处的噪声水平相对 7 阶叶频处较大, 该现象说明泵体结构的固有频率和泵内流体压力脉动的相互作用是外场噪声产生的主要原因. 分别比较额定工况下过流部件在 4 阶叶频和 7 阶叶频的辐射噪声水平, 其中 4 阶叶频处导叶、泵体、喷射器、叶轮的值分别为 58.61, 44.93, 31.15, 41.23 dB; 7 阶叶频处的值分别为 51.05, 43.36, 36.16, 33.73 dB, 可以发现导叶偶极子源诱发的外场噪声明显大于其他部件.

图 8 和图 9 分别给出了额定工况下各过流部件

诱发的外场流体动力噪声在 4 阶叶频和 7 阶叶频处的指向性分布图, 可以看出: 导叶诱发的外场流体动力噪声在三个方向均起主要作用; 外场流体动力噪声在轴面上呈现明显的偶极子对称分布特性, 泵体本身的结构特点使极小值出现在旋转轴方向; 4 阶叶频处各部件的噪声贡献由大到小分别为导叶、泵体、叶轮、喷射器; 7 阶叶频处, 频谱泄漏致使外场流体动力噪声在泵的径向呈现出明显的旁瓣现象, 各部件的噪声贡献由大到小分别为导叶、喷射器、叶轮、泵体.

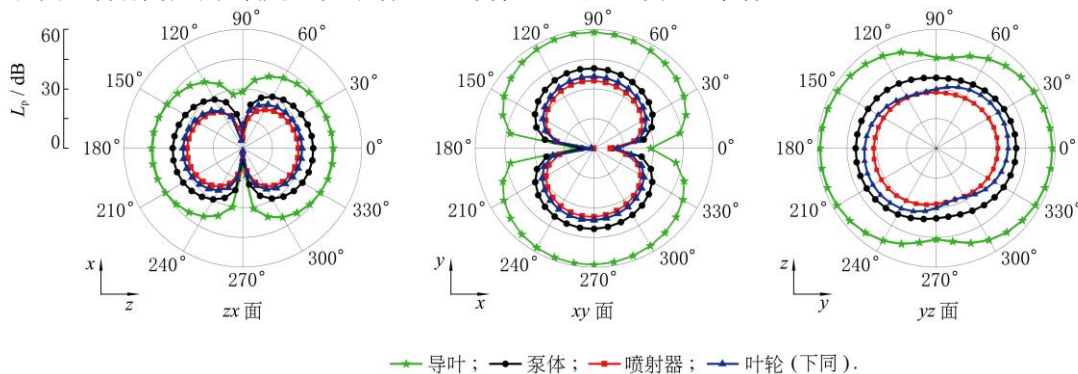


图 8 4 阶叶频处各过流部件外场噪声指向性分布

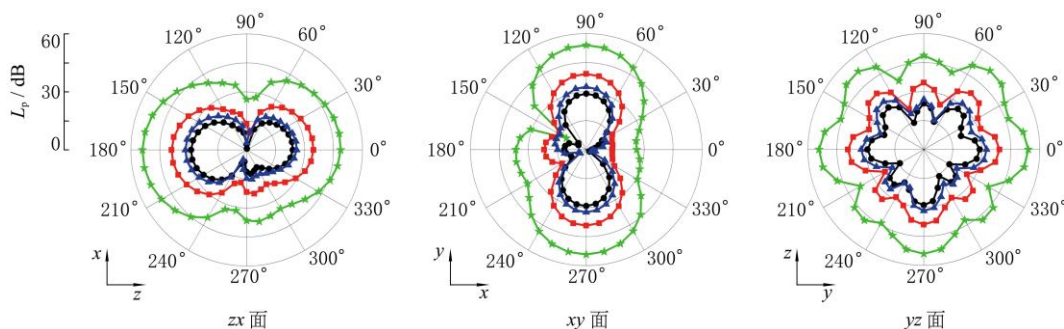


图 9 7 阶叶频处各过流部件外场噪声指向性分布

表 3 为 3 种工况下各部件在 4 阶叶频和 7 阶叶频处的辐射声功率, 可以看出: 泵在非额定工况下运行的叶轮辐射声功率较额定工况明显提高, 但定子部件辐射声功率随工况变化较小; 在对应工况下, 导叶的辐射声功率在两个特征频率处均最高, 4 阶叶频处喷射器的辐射声功率最低, 7 阶叶频处泵体的辐射声功率最低, 与图 8 和图 9 结果一致.

表 3 4 阶和 7 阶叶频处各部件辐射声功率 dB

| 工况 | 泵体 | 导叶 | 喷射器 | 叶轮 |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|
| 0.8Q | 47.35 | 64.50 | 43.48 | 48.58 |
| 4f _b | 1.0Q | 47.70 | 64.85 | 39.07 |
| | 1.2Q | 48.84 | 62.26 | 44.24 |
| 7f _b | 0.8Q | 32.07 | 55.50 | 40.68 |
| | 1.0Q | 29.79 | 53.92 | 38.85 |
| 1.2Q | 34.51 | 50.99 | 37.92 | 36.18 |

4 结论

采用声学有限元及有限元声振耦合方法对射流离心式自吸泵外场流体动力噪声进行数值计算, 分析各过流部件偶极子声源诱发的外场噪声贡献及辐射特性, 得到以下结论.

- a. 导叶偶极子声源诱发的流体动力噪声对外场噪声贡献最大, 起主要作用.
- b. 泵体结构与泵内流体的小幅共振使得噪声最大峰值出现在 4 阶叶频处, 7 阶叶频次之, 表明泵体结构的固有频率和泵内流体的压力脉动相互作用是外场噪声产生的主要原因.
- c. 外场流体动力噪声在轴面上呈现明显的偶极子对称分布特性, 泵体本身的结构特点使极小值

出现在旋转轴方向;7阶叶频处频谱泄漏致使外场流体动力噪声在泵的径向呈现出明显的旁瓣现象。

d. 泵在非额定工况下运行的叶轮辐射声功率较额定工况明显提高,但定子部件辐射声功率随工况变化较小。

参 考 文 献

- [1] 郭晓梅, 杨敏官, 王春林. 自吸泵现状分析[J]. 水泵技术, 2002(1): 27-29.
- [2] 王维军, 王洋, 李贵东, 等. 射流离心式自吸泵三维湍流数值模拟与试验分析[J]. 农业机械学报, 2014, 45(3): 54-60.
- [3] 李贵东, 王洋, 曹璞钰, 等. 射流式离心泵非额定工况下内部流动研究[J]. 农业机械学报, 2015, 46(8): 48-53.
- [4] 刘建瑞, 文海罡, 高振军, 等. 射流喷嘴几何参数对喷灌泵自吸性能的影响[J]. 农业工程学报, 2012, 28(24): 47-54.
- [5] 王洋, 李贵东, 曹璞钰, 等. 泵腔内部环流对射流式自吸泵自吸性能的影响[J]. 农业工程学报, 2014, 45(11): 129-133.
- [6] 王洋, 韩亚文, 朱新新, 等. 基于CFD的射流自吸泵性能优化与试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(S2): 16-21.
- [7] Kato C, Yamade Y, Wang H, et al. Numerical prediction of sound generated from flows with a low Mach number[J]. Computers and Fluids, 2007, 36(1): 53-68.
- [8] Jiang Y Y, Yoshimura S, Imai R, et al. Quantitative evaluation of flow-induced structural vibration and noise in turbomachinery by full-scale weakly coupled simulation[J]. Journal of Fluids and Structures, 2007, 23(3): 531-544.
- [9] Liu H L, Dai H W, Ding J, et al. Numerical and experimental studies of hydraulic noise induced by surface dipole sources in a centrifugal pump[J]. Journal of Hydrodynamics, 2016, 28(1): 43-51.
- [10] 王洋, 崔宇蕊, 王开, 等. 基于大涡模拟的射流自吸式离心泵非定常流动分析[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(6): 481-487.
- [11] 李贵东, 王洋, 杨学明, 等. 基于大涡模拟的射流式离心泵射流器内部的流动特性[J]. 排灌机械工程学报, 2017, 35(5): 369-374.
- [12] 张德胜, 刘俊龙, 耿琳琳, 等. 斜流泵小流量工况压力脉动数值模拟与试验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(2): 117-125.
- [13] 季磊磊, 李伟, 施卫东, 等. 叶片数对混流泵内部非定常压力脉动特性的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2017, 35(8): 666-673.
- [14] Givoli D. High-order local non-reflecting boundary conditions: a review[J]. Wave Motion, 2004, 39(4): 319-326.
- [15] 詹福良, 徐俊伟. Virtual Lab Acoustics 声学仿真计算从入门到精通[M]. 北京: 国防工业出版社, 2010.
- [16] 刘厚林, 丁剑, 谈明高, 等. 叶轮出口宽度对离心泵噪声辐射影响的分析与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(16): 66-73.