

叶片不等间距对离心泵水动力噪声的影响

谈明高 张景 刘厚林 王勇 黄浩钦
(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 以一台六叶片单级单吸立式离心泵为研究对象,研究了叶片不等间距对离心泵流体诱导噪声的影响。首先基于转子自动平衡理论建立了3种叶片不等间距叶轮模型,并对模型泵全流场进行了CFD数值计算,以提取蜗壳及泄露流道壁面偶极子声源。通过振动试验与基于模态响应的振动计算结果对比,验证了模型泵振动噪声数值预测的可行性,并进一步借助直接边界元法完成了水动力噪声计算。对比叶片不等间距叶轮与原叶轮模型计算结果,分析表明:叶片不等间距布置后泵总声功率级与声压级频谱均整体明显降低,但各不等间距模型总声功率级差距较小,最大仅为0.5%;除原叶频及谐频处声压级峰值外,叶片不等间距模型在145 Hz及其谐频上产生了新的声压级峰值,噪声能量更分散,噪声频谱更平稳;最小角间距 $\theta_{\min}=50^{\circ}$ 时模型更能兼顾叶频和145 Hz处辐射噪声特性,噪声性能更优。

关键词: 立式离心泵; 振动噪声; 叶片不等间距

中图分类号: TH311; TB533^{+.1} 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2016)02-0022-06

Effect of Uneven Spacing Blade on Hydrodynamic Noise of Centrifugal Pump

Tan Minggao Zhang Jing Liu Houlin Wang Yong Huang Haoqin
(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: In order to analyze the effect of uneven spacing blade on the flow induced noise of centrifugal pump, a single-stage single-suction vertical centrifugal pump with six blades was chosen as the research object. Firstly, based on the theory of automatic rotor balance, three impeller models with uneven spacing blade were established, then with the purpose of extracting the dipole source of the wall of volute and leakage flow, the whole flow passage numerical simulation of model pumps was executed by applying CFD. The results of vibration simulation based on model response were compared with vibration experiment to verify the certain feasibility of NVH simulation, the simulation of hydrodynamic noise was further completed by applying BEM. The final work was to analyze the simulation results of the uneven spacing blade models and the original impeller model, the results showed that there were little differences in total SPL between uneven spacing blade models, which had lower total SPL and spectrum of SPL than original impeller model in general. New peaks of SPL were produced at 145 Hz and its harmonic frequency in uneven spacing blade models, except for the peaks of SPL at original blade frequency and its harmonic frequency, and the energy of noise was more disperse, the spectrum of noise was more stable. Compared with the other two models, the model with $\theta_{\min}$ of 50° could do better when considering the blade frequency and the characteristics of exterior noise at 145 Hz, and it had better noise performance. The results of the research can provide reference for further optimization of the noise of centrifugal pump.

Key words: vertical centrifugal pump; noise and vibration; uneven spacing blade

收稿日期: 2015-07-11 修回日期: 2015-08-25
基金项目: “十二五”国家科技支撑计划项目(2013BAF0102)、江苏省科技支撑计划项目(BE2014879)、江苏省“六大人才高峰”项目(ZBZZ-040)、江苏省产学研项目(BY2014123-07)和江苏高校优势学科建设工程项目(PAPD)
作者简介: 谈明高(1980—),男,副研究员,主要从事泵水力优化设计研究,E-mail: tmgwxf@ujs.edu.cn

引言

离心泵^[1]噪声大致可以分为结构振动辐射噪声和流体诱导噪声^[2-3]。针对前者,目前工程领域已有较为成熟的减振降噪经验^[4-6]。离心泵流体诱导噪声由于涉及到跨学科问题,长久以来并没有受到很好的关注,再加上离心泵内部复杂流动现象的不可预测性因素较多,严重制约了离心泵流体诱导噪声的研究进展。

针对离心泵流体诱导噪声问题,近年来国内外学者均已开展相关研究。国外学者运用数值模拟研究了离心泵内部振动及声学模型,以及内部不稳定流动与压力脉动和流体噪声三者间的关系,并进行了试验验证^[7-9]。黄国富等^[10-11]运用 CFD 仿真技术对船用离心泵流体动力噪声进行了研究并提出相关降噪措施;袁寿其等^[12-17]试验测试了不同叶轮参数及不同流量下的压力脉动与水动力噪声之间的关系。随着近年来计算声学技术在水泵领域的应用,刘厚林等^[18-20]也利用声学计算对该类叶轮参数对离心泵流体噪声的影响进行了进一步求证。但上述文献均未涉及噪声频谱平稳性改善问题,对于噪声受叶片单一通过频率影响很大的离心泵而言,叶片不等间距可改善噪声能量分布,定量分析其对流体诱导噪声的影响,对离心泵振动噪声的主动控制具有探索性意义。

本文首先基于转子自动平衡理论建立叶片不等间距叶轮模型,并利用流场数值计算提取蜗壳及泄漏流道壁面偶极子声源。为验证振动噪声数值预测可行性,完成基于模态响应的振动计算与振动试验对比,之后以提取的壁面偶极子声源为激励,采用直接边界元法对模型泵水动力噪声进行封闭求解,并对计算结果进行对比分析。

1 研究对象

1.1 离心泵结构参数

以一单级单吸立式离心泵为研究对象。该泵主要几何参数为:叶片数 $Z = 6$ 、叶轮进口直径 $D_1 = 125\text{ mm}$ 、出口宽度 $b_2 = 21.06\text{ mm}$ 、包角 $\theta = 105^\circ$ 、蜗壳基圆直径 $D_3 = 234\text{ mm}$ 、蜗壳进口宽度 $b_3 = 40\text{ mm}$ 。设计参数为:流量 $Q_{\text{opt}} = 200\text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 $H = 50\text{ m}$ 、转速 $n = 2\,900\text{ r/min}$ 、比转数 $n_s = 132.7$ 。

1.2 叶片不等间距叶轮模型设计

离心泵中叶片所受径向离心力由 2 个分量组成:叶片做圆周运动产生的离心力和流体作用力沿径向的分量。假设叶片间距角度的变化对各叶片流体力影响较小,可由转子自动平衡理论得到设计叶

片不等间距模型的平衡约束方程

$$\sum_{m=1}^z \cos\alpha_m = 0 \quad \sum_{m=1}^z \sin\alpha_m = 0$$

式中 α_m ——第 m 个叶片与第 1 个叶片之间的角间距,第 1 个叶片为参考叶片, $\alpha_1 = 0^\circ$

为便于各方案间单一变量的比较,叶片不等间距方案均采用典型的等边三角形平衡分布方式,即以任意两相邻叶片为一组,总共分为 3 组,3 组叶片呈等边三角形布置,每相邻 3 个叶片角间距为 120° 。由于叶片间距越小,流道越窄,越不利于内部流体流动,且对叶片强度要求越高,铸造难度越大,所以相邻叶片最小角间距 $\theta_{\min}$ 不易过小。因此设计 $\theta_{\min}$ 取 45° 、 50° 、 55° 共 3 个不等间距方案,原叶轮及 3 种叶片不等间距叶轮间距分布详见表 1,叶轮流体域如图 1 所示。

表 1 叶轮角间距布置方案

Tab. 1 Layout schemes of angular spacing of impeller (°)

方案	角间距					
	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6
叶片等间距	0	60	120	180	240	300
$\theta_{\min} = 45^\circ$	0	45	120	165	240	285
$\theta_{\min} = 50^\circ$	0	50	120	170	240	290
$\theta_{\min} = 55^\circ$	0	55	120	175	240	295

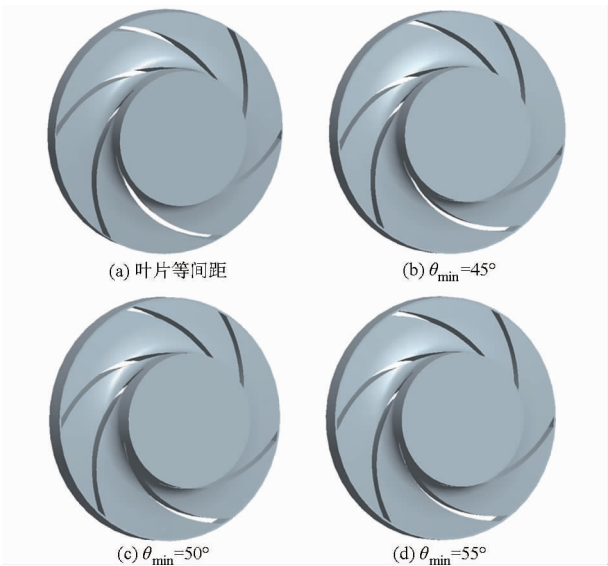


图 1 叶轮流体域

Fig. 1 Two styles of impeller and CFD model

2 内部流场数值计算

全流场计算域包括进口弯管、叶轮水体、泄漏流道、蜗壳水体及出口直管段 5 部分。为提高计算精度,采用结构化网格对计算域进行离散,网格划分结果如图 2 所示。

以预测扬程作为网格无关性检查的标准,3 套

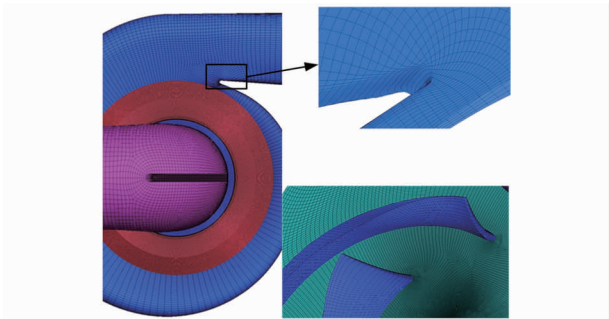


图 2 流体计算域网格
Fig. 2 Grid of fluid

不同密度网格扬程预测结果如表 2 所示。由表可知,A 网格扬程预测值与 B 网格相差 5.1%,而 B 网格与 C 网格扬程偏差仅有 0.57%。综合考虑,最终选择 B 网格,其网格节点数为 528 182。

表 2 网格无关性检查

Tab. 2 Inspection of grid independence

网格	节点数	扬程/m
A	332 243	55. 3
B	528 182	52. 3
C	584 334	52. 6

利用 CFX 对离心泵内部流场进行定常和非定常数值计算,计算域进口设置总压 1.01×10^5 Pa,出口设置为质量流量边界,共计算了 $0.8Q_{\text{opt}}$ 、 Q_{opt} 及 $1.2Q_{\text{opt}}$ 3 个出口流量。

所有壁面采用无滑移壁面条件,粗糙度 $50\text{ }\mu\text{m}$;叶轮流场采用旋转坐标系,其余流场均设置静止坐标系,泄漏流道内表面即前后盖板外表面,设置为旋转壁面;在动静部件间使用交界面进行数据交换,其中对于定常计算,使用冻结转子交界面,对非定常计算,采用瞬态动静交界面,网格关联采用 GGI 方式;定常和非定常计算湍流模型均采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型。

非定常数值计算以定常计算结果作为初始条件,时间步长设置为 $\Delta T=0.000\,057\,4\text{ s}$,即叶轮旋转 1° 所需时间,当流场呈现出明显周期性且这种周期性变化达到稳定之后,提取 6 个旋转周期数据作为振动噪声计算的激励源。

3 离心泵内场噪声计算

Lighthill 声类比理论是目前研究叶轮机械产生噪声的基础,声类比方程可由流体质量守恒及动量守恒推导得出,其中质量守恒方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0$$

式中 ρ ——流体密度 v ——流体速度
 ρ 、 v 均为空间和时间坐标 (x,t) 的函数。

能量守恒方程为

$$\frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (P + \rho v v) = f$$

式中 P ——应力张量
 f ——作用在流体域上力的强度

对质量守恒方程进行时间求导,并求得动量守恒方程的散度,再进行一定推导运算即可得到 Lighthill 声类比方程

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (\rho v_i v_j - \sigma_{ij}) - \frac{\partial f_i}{\partial x_i} + \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{p'}{c_0^2} - \rho' \right)$$

式中 p ——流体压力 i,j ——任意指数
 σ_{ij} ——粘性应力 c_0 ——声速
 x_i,x_j ——空间坐标函数在 i,j 方向上的微分
 v_i,v_j ——速度矢量在 i,j 方向上的微分
 f_i ——流体力矢量在 i 方向上的微分

Lighthill 声类比方程中包含了四极子、偶极子及单极子 3 种声源,其中四极子声源存在于漩涡中,偶极子声源由表面脉动激励引起,单极子源由流体介质体积变化引起,而离心泵内场噪声源主要为偶极子声源。

离心泵内场噪声计算偶极子声源信息直接在非定常流体计算结果中提取,且提取的声源均为发散连续性声源,为保证离心泵内场噪声计算的准确性,提取的偶极子声源除了考虑蜗壳偶极子,还包括了泄漏流道外壁面偶极子声源,整个计算过程在 SYSNOISE 平台上实现,采用 DBEM (直接边界元法) 对离心泵封闭内腔声场求解。

流体计算中提取的声源为时域脉动激励,其存在于流体模型网格中,在噪声计算过程中利用快速 Fourier 变换将时域脉动转换为频域脉动,并通过数据映射将其转移到声学网格上,作为加速度边界条件,进出口边界定义板面吸声属性,其余表面均为全反射壁面,声阻抗为 $1.5 \times 10^6\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,声速为 $1\,500\text{ m/s}$,水中参考声压为 $1 \times 10^{-6}\text{ Pa}^{[21]}$,偶极子源分布及边界条件设置如图 3 所示。

4 离心泵内场噪声计算结果

4.1 振动计算及试验验证

由于离心泵噪声测量受电动机等外界因素影响较大,试验精度很难保证,因此以振动数值计算与振动试验的对比来验证流体噪声数值计算的可信度。

振动计算的 FEM 有限元结构模型及监测点如图 4 所示。泵体材料为 ZCuZn16Si4 (铸造铜合金),

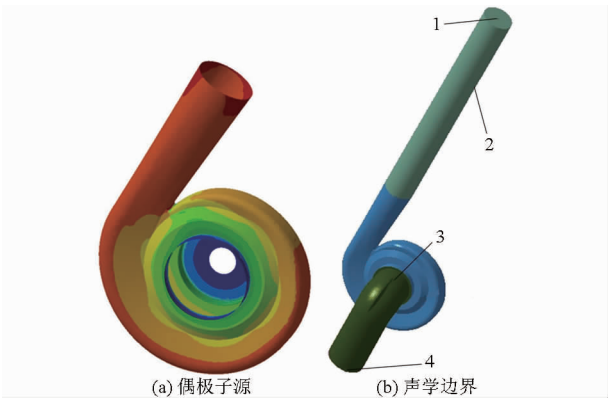


图 3 偶极子及声学计算边界

Fig. 3 Dipole source and acoustic boundary

1. 出口吸声边界 2. 全壁面反射边界 3. 偶极子边界 4. 进口吸声边界

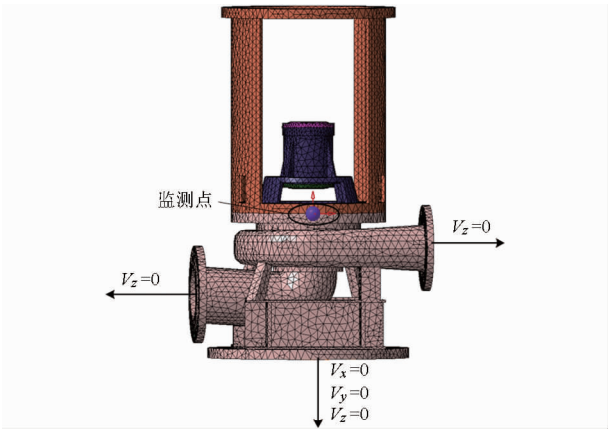


图 4 有限元结构模型

Fig. 4 FEM structure model

杨氏模量为 137 GPa, 密度 8 320 kg/m³, 泊松比 0. 324, 其余结构体材料为铸铁, 杨氏模量 135 GPa, 密度 7 000 kg/m³, 泊松比 0. 25。

对结构模型地面及管口法兰进行相关约束, 其中进出口法兰沿管轴方向速度约束为零, 地面约束为全约束, 3 个方向速度均为零。结构模型模态计算获得的与前 6 阶旋转频率最为接近的固有频率分别为 338、572、874、1 274、1 464、1 738 Hz。

模型泵振动试验测点与振动计算监测点位置相同, 测试中所用振动传感器为 INV9822 型 IEPE 加速度传感器, 内置 ICP 前置放大器, 振动数据采集采用 INV3020 系列高性能 24 位采集系统, 试验采样频率 10 kHz, 采样时间为 30 s。

图 5 为 Q_{opt} 工况下原模型泵振动计算与试验结果之间的对比, 其中 APF、BPF、2BPF~6BPF 分别表示轴频、叶频、2~6 倍叶频。可以看出, 数值计算与试验测试结果在轴频 APF (48. 33 Hz) 及叶频 BPF (290 Hz) 处均出现了明显峰值, 轴频处的计算结果与试验结果较吻合, 叶频处试验值略高于计算值, 数值计算与试验测试结果整体上趋势较为一致, 且都

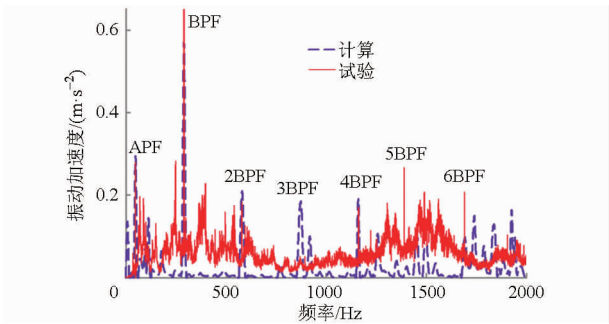


图 5 振动计算及试验结果

Fig. 5 Vibration results of simulation and experiment

处于同一数量级, 说明模型泵振动及噪声数值预测方法较为可靠。

4. 2 内场噪声计算结果分析

表 3 为 4 种不同叶片布置方式下的模型泵内声场总声功率级, 其频带采用 1/3 倍频程划分, 并进行频段范围内积分处理得到总声功率。

表 3 不同叶片布置方式模型泵内声场总声功率级

Tab. 3 Total SPL within sound field of different blade spacing models dB

工况	方案				dB
	叶片等间距	$\theta_{min} = 45^\circ$	$\theta_{min} = 50^\circ$	$\theta_{min} = 55^\circ$	
0. 8 Q_{opt}	124. 1	113. 0	114. 4	113. 6	
Q_{opt}	121. 1	114. 7	113. 9	113. 4	
1. 2 Q_{opt}	125. 2	113. 3	113. 0	111. 8	

由表 3 可知, 3 个工况下叶片等间距模型总声功率级均比叶片不等间距模型总声功率级大, 其中叶片等间距模型总声功率级都在 121 dB 以上, 而 3 种叶片不等间距模型总声功率级均小于 115 dB。

分析各工况下数据可发现, 0. 8 Q_{opt} 工况下声功率级最小的为 $\theta_{min} = 45^\circ$ 模型, 而最大声功率级出现在 $\theta_{min} = 50^\circ$ 模型下; Q_{opt} 工况和 1. 2 Q_{opt} 工况下的最大声功率级均出现在 $\theta_{min} = 45^\circ$ 模型下, 而 $\theta_{min} = 55^\circ$ 模型的声功率级均为最小。

进一步分析各模型声功率级, 发现不同模型声功率级随工况变化趋势并不一致。叶片等间距模型声功率级在 Q_{opt} 工况下最小, 1. 2 Q_{opt} 工况下最大; $\theta_{min} = 45^\circ$ 模型的最大声功率级则出现在 Q_{opt} 工况, $\theta_{min} = 50^\circ$ 和 $\theta_{min} = 55^\circ$ 模型声功率级变化趋势一致, 均随流量增大而减小。整体比较来看, 3 种不等间距模型内声场声功率级差距较小, 最大仅为 0. 5%。

图 6 分别为 3 个不同工况下 4 种叶片布置方式模型泵内声场监测点声压级, 监测点设置在出口直管段中的 4 倍出口管径处。由图 6 可知, 各模型泵声压级在不同工况下的变化趋势较为一致, 相应特征频率处均有明显波峰出现; 3 种叶片不等间距模

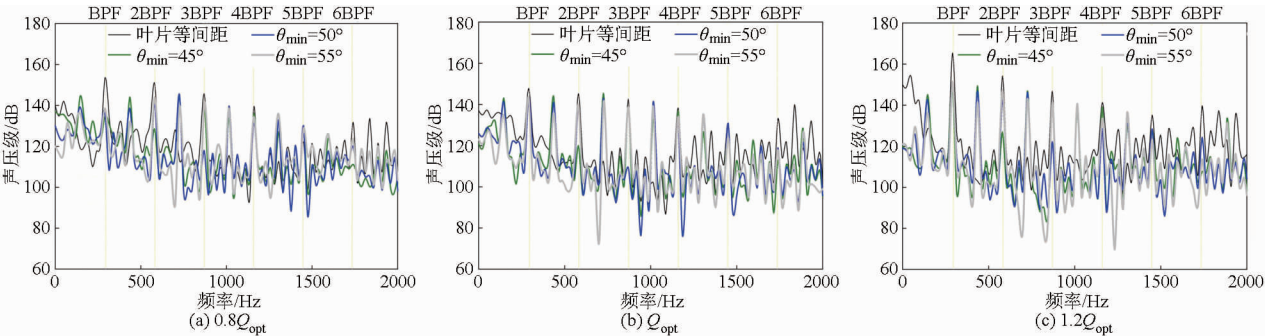


图 6 不同叶片布置方式模型泵内声场声压级

Fig.6 SPL within sound field of different blade spacing models

型声压级趋势相对叶片等间距模型有所不同,其中叶片等间距模型声压级峰值只出现在叶频及其谐频处,其他 3 种叶片不等间距模型声压级峰值频谱分布则更广。除了原叶频及谐频处有峰值外,不等间距叶轮在 145 Hz 及其谐频处新产生了明显的声压级。

出现这一现象的原因可能是 3 种叶片不等间距分布均采用了两相邻叶片为一组,且 3 组叶片刚好呈等边三角形形式分布,这使得新的叶轮完全可以看出做是由 2 个三叶片的子转子组合而成,而 $\theta_{\min} = 45^\circ$ 、 $\theta_{\min} = 50^\circ$ 和 $\theta_{\min} = 55^\circ$ 3 种叶片不等间距模型的区别则可以理解为 2 个子叶轮组合时角间距的不同选择,所以新的叶轮在三叶片叶轮通过频率 (145 Hz) 及其谐频处又产生了新的声压级峰值。这使得原叶片等间距叶轮单一通过频率及其谐频上聚集的噪声能量减少,减少的能量则分散到周围其他频率上。以 BPF₁ 表示 145 Hz,以区分新产生的峰值频率与原叶片通过频率。

进一步对比 3 个工况下各模型声压级可知,3 个工况下叶片等间距模型声压级整体略高于其他 3 个叶片不等间距模型,这与内声场总声功率的分析结果一致。叶片不等间距布置后,原叶频及谐频处声压级均有一定程度的下降,其中叶频处声压级在 0.8 Q_{opt} 工况和 1.2 Q_{opt} 工况下降幅度明显,分别达到了 15 dB 以上和 13 dB 以上;而 Q_{opt} 工况叶频处声压级下降幅度相对较小,且 3 种模型的声压级接近,声压级下降均未超过 5 dB。

对比原谐频处叶片等间距和不等间距模型声压级,可以发现 2BPF 和 6BPF 处的声压级降幅相对其他几阶谐频更为明显,其中 2BPF 和 6BPF 处各不等间距模型声压级在 3 种工况下的最小降幅也分别超过了 7 dB 和 8 dB。叶片不等间距布置一定程度上降低了原叶频及谐频处的声压级,同时在这些特征频率附近又产生了新的较为明显的声压级峰值。从噪声频谱整体分布来看,叶片不等间距布置能将原特征频率上的噪声能量分散到更宽的频带上,从而一定程度上改善了噪声频谱的平稳性,有助于提高

离心泵噪声品质。

为了更深入地分析 3 种叶片不等间距模型声压级,现将 3 种模型前 6 阶声压级峰值单独列于表 4 中。

表 4 叶片不等间距模型泵内声场声压级峰值

Tab.4 Peaks of SPL within sound field of different blade spacing models		dB					
工况	$\theta_{\min}/(^{\circ})$	BPF ₁	BPF	2BPF ₁	2BPF	3BPF ₁	3BPF
0.8 Q_{opt}	45	144.4	134.6	144.0	128.4	144.7	139.2
	50	139.2	136.6	138.6	141.6	145.4	117.9
	55	136.0	138.5	132.0	144.1	139.5	140.8
Q_{opt}	45	143.1	142.8	144.1	120.0	145.3	139.1
	50	141.4	143.6	141.0	138.7	143.0	109.3
	55	134.8	143.8	136.1	140.0	141.1	138.9
1.2 Q_{opt}	45	145.1	149.4	149.3	126.9	146.8	140.7
	50	142.5	150.6	146.9	143.1	146.2	122.2
	55	136.4	151.5	141.6	147.4	143.0	141.4

由表 4 可知,虽然 3 种叶片不等间距模型各声压级峰值随工况变化没有特定一致的趋势,但仍可发现 1.2 Q_{opt} 工况下声压级峰值均较其他 2 个工况更大。3 种工况下各声压级峰值随 $\theta_{\min}$ 变化趋势也不一致,其中 BPF 和 2BPF 处声压级随 $\theta_{\min}$ 增大而增大,这可能是由于 $\theta_{\min}$ 越大叶片布置越接近叶片等间距,集聚在原叶频及叶倍频上的声能量也越大。

3BPF 处声压级最大峰值虽然仍出现在 $\theta_{\min} = 55^\circ$ 处,但在 $\theta_{\min} = 50^\circ$ 处却出现了声压级峰值的最小值,这与 BPF 和 2BPF 处声压级峰值随 $\theta_{\min}$ 变化趋势不同;3 种叶片不等间距模型新产生的声压级峰值随 $\theta_{\min}$ 的变化趋势与原叶频及谐频刚好相反,除 0.8 Q_{opt} 工况下的 3BPF₁ 处出现了一个极大值外,其余 BPF₁、2BPF₁ 及 3BPF₁ 处声压级峰值均随 $\theta_{\min}$ 增大而减小,就整体趋势而言,这正好从噪声能量角度验证了 BPF 及其谐频处声压级随 $\theta_{\min}$ 增大而增大的结论。因为 $\theta_{\min}$ 越大,BPF 及其谐频处噪声能量也越大,而分散到其他频率上的噪声能量就减少,故而在 BPF₁ 及其谐频处集聚产生新的噪声峰值也越小。

总体来看, $\theta_{\min} = 55^\circ$ 模型在 BPF 及其谐频处声

压级更大, $\theta_{\min} = 45^\circ$ 模型在 BPF_1 及其谐频处声压级更大, 而 $\theta_{\min} = 50^\circ$ 模型刚好处于两者之间, 且前几阶声压级峰值波动也相对其余两者更为平稳。因此就内声场声压级而言, $\theta_{\min} = 50^\circ$ 的模型离心泵流体诱导噪声性能最优。

5 结论

(1) 叶片不等间距布置后, 泵的总声功率级明显下降, 最小降幅达到 6 dB 以上; 3 种不等间距模型内声场声功率级差距较小, 最大仅为 0.5%。

(2) 叶片不等间距模型声压级频谱整体低于叶

片等间距模型, 且设计工况下原叶频及谐频处下降明显, 最小达 13 dB 以上; 除原叶频及谐频处声压级峰值外, 叶片不等间距模型在 145 Hz 及其谐频上产生了新的声压级峰值, 有助于分散噪声能量, 改善噪声频谱平稳性。

(3) 叶片不等间距布置后, $1.2Q_{opt}$ 工况声压级峰值整体较其他 2 个工况更大; BPF 及其谐频处声压级随最小角间距 $\theta_{\min}$ 增大而增大。

(4) $\theta_{\min} = 50^\circ$ 的不等间距叶轮模型能够兼顾叶频和 145 Hz 处噪声特性, 因此流体诱导噪声性能最优。

参 考 文 献

- 1 陈乃祥, 吴玉林. 离心泵[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- 2 Langthjem M A, Olhoff N. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump. Part II: hydrodynamics [J]. Journal of Fluids and Structures, 2004, 19(3): 369–386.
- 3 Schmitz S. Reducing pump noise in cooling tower applications [J]. World Pumps, 2004, 456: 27–29, 24.
- 4 闻邦椿. 高等转子动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- 5 黄立权, 王维民, 苏奕儒, 等. 基于电磁自愈力的转子自动平衡方法与实验研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(1): 208–212.
Huang Liqun, Wang Weimin, Su Yiru, et al. Study on rotor automatic balancing method and experiment based on electromagnetic self-recovery force [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(1): 208–212. (in Chinese)
- 6 马建敏, 张文, 郑铁生, 等. 柔性联轴节在减小转子系统扭转冲击运动中的作用[J]. 工程力学, 2003, 20(2): 26–30.
Ma Jianmin, Zhang Wen, Zheng Tiesheng, et al. The function of flexible coupling on reducing torsional shock movement of the rotor system [J]. Journal of Engineering Mechanics, 2003, 20(2): 26–30. (in Chinese)
- 7 Parrondo J, Pérez J, Barrio R, et al. A simple acoustic model to characterize the internal low frequency sound field in centrifugal pumps [J]. Applied Acoustics, 2011, 72(1): 59–64.
- 8 Choi J S, Melaughlin D K, Thompson D E. Experiments on the unsteady flow field and noise generation in a centrifugal pump impeller [J]. Journal of Sound Vibration, 2003, 263(3): 493–514.
- 9 Chu S, Dong R, Katz J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump—part A: use of PDV DATA to compute the pressure field [J]. ASME Journal Fluids Engineering, 1995, 117(1): 24–29.
- 10 黄国富, 常煜, 张海民, 等. 低振动噪声船用离心泵的水力设计[J]. 船舶力学, 2009, 13(2): 313–318.
Huang Guofu, Chang Yu, Zhang Haimin, et al. Hydraulic redesign on a marine centrifugal pump for hydro-borne vibration and noise reduction [J]. Journal of Ship Mechanics, 2009, 13(2): 313–318. (in Chinese)
- 11 马群南, 吴仁荣, 徐琼琰, 等. 吸入压力对泵振动和噪声的影响[J]. 水泵技术, 2005(2): 34–38.
Ma Qunnan, Wu Renrong, Xu Qiongyan, et al. The effects of suction pressure on vibration and noise on pump [J]. Journal of Pump Technology, 2005(2): 34–38. (in Chinese)
- 12 Yuan S, Yang J, Yuan J, et al. Experimental investigation on the flow-induced noise under variable conditions for centrifugal pumps [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(3): 456–462.
- 13 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.
Yuan Shouqi, Xue Fei, Yuan Jianping, et al. Experimental study on impact of pressure fluctuation on flow-noise in centrifugal pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2009, 27(5): 287–290. (in Chinese)
- 14 谈明高, 王勇, 刘厚林, 等. 叶片数对离心泵内流诱导振动噪声的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(2): 131–135.
Tan Minggao, Wang Yong, Liu Houlin, et al. Effects of number of blades on flow induced vibration and noise of centrifugal pumps [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(2): 131–135. (in Chinese)
- 15 刘厚林, 王勇, 袁寿其, 等. 叶轮出口宽度对离心泵流动诱导振动噪声的影响[J]. 华中科技大学学报: 自然科学版, 2012, 40(1): 123–127.
Liu Houlin, Wang Yong, Yuan Shouqi, et al. Effects of impeller outlet width on the vibration and noise from centrifugal pumps induced by flow [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2012, 40(1): 123–127. (in Chinese)
- 16 王勇, 刘厚林, 袁寿其, 等. 不同叶片包角离心泵空化振动和噪声特性[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(5): 390–393.
Wang Yong, Liu Houlin, Yuan Shouqi, et al. Characteristics of cavitation vibration and noise in centrifugal pumps with different vane wrap angles [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(5): 390–393. (in Chinese)

5 任芸, 吴登昊, 刘厚林, 等. 离心泵内部不稳定流动的 PIV 测试[J]. 农业机械学报, 2015, 46(2):46–51.
Ren Yun, Wu Denghao, Liu Houlin, et al. PIV experiment on flow instabilities in centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(2):46–51. (in Chinese)

6 周佩剑, 王福军, 姚志峰. 旋转失速条件下离心泵叶轮压力脉动特性研究[J]. 农业机械学报, 2015, 46(10):56–61.
Zhou Peijian, Wang Fujun, Yao Zhifeng. Investigation of pressure fluctuation in centrifugal pump impeller under rotating stall conditions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(10):56–61. (in Chinese)

7 刘厚林, 崔建保, 谈明高, 等. 离心泵内部流动时序效应的 CFD 计算[J]. 农业工程学报, 2013, 29(14):67–73.
Liu Houlin, Cui Jianbao, Tan Minggao, et al. CFD calculation of clocking effect on centrifugal pump[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(14):67–73. (in Chinese)

8 王文杰, 袁寿其, 裴吉, 等. 时序效应对导叶式离心泵内部压力脉动影响的数值分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(4):185–192.
Wang Wenjie, Yuan Shouqi, Pei Ji, et al. Numerical analysis of the clocking effect on the pressure fluctuation in the centrifugal pump with vaned diffuser[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(4):185–192. (in Chinese)

9 Feng J, Benra F K, Dohmen H J. Qualitative comparison between numerical and experimental results of unsteady flow in a radial diffuser pump[J]. Journal of Visualization, 2007, 10(4):349–357.

10 Feng J, Benra F K, Dohmen H J. Investigation of turbulence and blade orientation effects in a radial diffuser pump by laser doppler velocimetry[J]. Proc. IMech E Part A: Journal of Power and Energy, 2009, 223(8):991–999.

11 Feng Jianjun, Benra F K, Dohmen H J. Unsteady flow investigation in rotor-stator interface of a radial diffuser pump[J]. Forschungim Ingenieurwesen, 2010, 74(4):233–242.

12 Gaetani P, Boccazzi A, Sala R. Low field in the vaned diffuser of a centrifugal pump at different vane setting angles[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2012, 136(3):031101–12.

13 Reimoller U, Stephan B, Schmidt S, et al. Clocking effects in a 1.5 stage axial turbine—steady and unsteady experimental investigations supported by numerical simulations[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2002, 124(2):52–60.

14 Huber F W, Johnson P D, Sharma O P, et al. Performance improvement through indexing of turbine airfoils: part I—experimental investigation[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1996, 118(3):630–635.

15 Andrea Arnone, Michele Marconcini, Alberto Scotti Del Greco, et al. Numerical investigation of three-dimensional clocking effects in a low pressure turbine[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2004, 126(3):375–384.

16 Griffin L W, Huber F W, Sharma O P. Performance improvement through indexing of turbine airfoils: part II—numerical simulation[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4):636–642.

17 Cizmas P, Dorney D. Parallel computation of turbine blade clocking[J]. International Journal of Turbo & Jet-Engines, 1999, 16(1):49–60.

18 Zhang M, Tsukamoto H. Unsteady hydrodynamic forces due to rotor-stator interaction on a diffuser pump with identical number of vanes on the impeller and diffuser[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2005, 127(3):743–751.

(上接第 27 页)

17 王勇, 黄浩钦, 刘厚林, 等. 叶片出口边侧斜对船用离心泵外辐射噪声的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(2):104–110.
Wang Yong, Huang Haoqin, Liu Houlin, et al. Effect of inclined trailing edge of blade on exterior radiation noise of marine centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(2):104–110. (in Chinese)

18 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.
Liu Houlin, Ding Jian, Tan Minggao, et al. Analysis and experimental of centrifugal pump noise based on outlet width of impeller [J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(16):66–73. (in Chinese)

19 张德胜, 耿琳琳, 施卫东, 等. 轴流泵水力模型压力脉动和振动特性试验[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6):66–72.
Zhang Desheng, Geng Linlin, Shi Weidong, et al. Experimental investigation on pressure fluctuation and vibration in axial-flow pump model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6):66–72. (in Chinese)

20 周盼, 张权, 率志君, 等. 不同叶片数对离心泵流场诱导振动的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(7):567–571.
Zhou Pan, Zhang Quan, Shuai Zhijun, et al. Impact of blade number on fluid-induced vibration in centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(7):567–571. (in Chinese)

21 丁剑, 刘厚林, 王勇, 等. 叶片出口角影响离心泵噪声辐射数值研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(2):122–127.
Ding Jian, Liu Houlin, Wang Yong, et al. Numerical study on the effect of blade outlet angle on centrifugal pump noise[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(2):122–127. (in Chinese)