DOI: 10.3901/JME.2019.08.225

叶栅内压力脉动特性及其对流致噪声的影响*

李仁年^{1,2} 李 瑾¹ 权 辉^{1,2} 蒯 鹏³ 傅百恒¹

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院 兰州 730050;

2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室 兰州 730050;

3. 利欧集团(浙江)泵业有限公司 台州 317500)

摘要: 为深入分析叶栅内压力脉动特性对流致噪声的影响,选取结构形式规则的旋涡泵叶栅,基于 RNG k- ϵ 模型模拟其内部三维非稳态流动,通过外特性试验验证数值方法的准确性后,提取叶片表面非定常压力脉动为声源,利用间接边界元法求解叶栅旋转偶极子源引起的外场噪声。结果表明:各监测点的压力脉动幅值和流量呈负相关,沿流体的运动方向压力脉动幅值和流体能量增大的方向一致,非设计流量下隔舌区域压力脉动较小。外声场表现出较强的偶极子性,设计工况下的声压级数值最小,非设计工况下声瓣以旋转轴为中心沿顺时针发生偏转,在数值上呈放射状增大趋势,且随着流量的减小偏转和放大程度依次递增。压力脉动和流致噪声的主频均为转频,压力脉动的次主频为叶频及其倍频,而声压级的次主频不显著,但从叶频处开始声压级曲线下下降的趋势变慢,声压级的振荡趋于规则,从而叶栅降噪优化设计时应更加关注转频处的流致噪声。

关键词: 叶栅; 旋涡泵; 压力脉动; 流致噪声; 声压级

中图分类号: TH314

Pressure Pulsation Characteristics of the Cascade and Its Impact on Flow-induced Noise

LI Rennian^{1,2} LI Jin¹ QUAN Hui^{1,2} XI Peng³ FU Baiheng¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050;

2. Gansu Provincial Key Laboratory of Fluid machinery and Systems, Lanzhou 730050;

3. LEO Group Pump (Zhejiang) Company Limited, Taizhou 317500)

Abstract: To analyze the effects of the cascade pressure pulsation on the flow-induced noise, the regenerative pump was selected since its irregular cascades, the three-dimensional unsteady flow is simulated based on the RNG k- ϵ turbulence model. The pressure pulsation on the cascade surface is extracted as the sound source, after the accuracy of the numerical simulation method has been verified by the performance experiment. The indirect boundary element method is employed to solve the external field noise caused by the rotating dipole source. The results show that the pressure pulsation amplitude has the negative relationship with the flow rate, as well as it keeps same direction with the fluid energy increasing along the fluid movement direction, while its relative minimum appears on the position of the tongue region under non-design flow rate mode. The external sound field presents the character of strong dipole, the sound pressure level maintains it local minimum at the design operation, the sound lobes clockwise rotates as the shaft center is its rotating axis under the non-design condition, its magnitude increases in a radial manner, while the degree of the enhancement and rotation improves with the flow rate decreasing. Both the pressure pulsation and flow-induced noise main frequency are the rotation frequency, the secondary frequency of the pressure pulsation are the blade passing frequency and its harmonic frequency, while the secondary frequency of the sound is quite blurred, the sound pressure level curve decreasing tendency turn to slow, its oscillation tends to be more regularly starting at the blade passing frequency. Thus, much more attention should be paid to decrease the cascade flow-induced noise at its rotation frequency when the cascade noise reduction optimization designing.

Key words: cascade; the regenerative pump; pressure pulsation; flow-induced noise; the sound pressure level

* 国家自然科学基金(51579125, 51609113)、甘肃省自然科学基金项目(2017GS10829)、中国博士后基金(2018M633651XB)和兰州理工大学红柳优秀青年人才资助项目。20180705 收到初稿, 20181105 收到修改稿

0 前言

流体机械噪声主要包括机械振动噪声和流体诱导噪声,前者可通过主动控制技术得以解决或改善,但后者发声机理复杂,涉及频率范围广泛,因而研究流致噪声对流体机械降噪具有重要意义^[1-2]。叶栅作为流体机械做功、扩压和导流的基本单元,是激起流致噪声的关键因素。旋涡泵因其性能和结构方面的显著优势,而广泛服务于动力化工、医疗器械、航空航天等领域^[3-4]。其叶栅结构简单,但内部流动复杂,极易发生回流、空化等不稳定流动现象,再者其依靠叶栅间形成的纵向与径向旋涡传递能量,表现出较强的振动和噪声,严重威胁着系统安全及运行稳定性^[5]。

旋涡泵叶栅内压力脉动和流致噪声的研究主要集中在数值计算和定性试验分析等方面。武鹏等^[6]发现微型旋涡泵内动静干涉是压力脉动的主要原因,提出非等距叶栅分散并降低压力脉动的幅值。王洋等^[7]着眼于旋涡自吸泵叶轮和间隙动静干涉的研究表明,压力脉动转频为主频,峰值分布在转频及其倍频,随倍频数的增加能量值依次降低。王秀勇等^[8]发现多级旋涡泵叶片尾迹区域和叶轮-蜗壳动静干涉区域,液流的掺混作用强烈脉动效应明显,而叶轮出口射流区域和流道进口处,压力脉动微弱甚至可忽略。

国内外学者就叶片泵压力脉动以及流动诱导噪声开展了一系列研究并取得了丰硕的研究成果。理论方面,JEON 等^[9]研究了离心叶轮的非定常流场和声场分布,将尖劈作为声学硬边界条件处理,分析了离心叶轮激发的气动声场受尖劈模型反射和散射的影响。LANGTHJM 等^[1,10]通过应用奇点函数法描述非定常流动速度场,借助非定常伯努利方程得到了叶片的压力分布,求解了压力波生成和传播的非齐次方程,分析了离心叶轮激发的二维声场。PEROTTI 等^[11]应用一种简单的声学模型模拟了离心叶轮部分载荷时叶片和隔舌的相互作用,得出这种相互作用是离心泵流量的函数。

在技术层面,针对离心泵,文献[12-15]先后通过一系列数值模拟和试验深入研究了压力脉动产生机理及发生位置,研究表明动静干涉是产生压力脉动的主要原因,可以通过调整叶轮与蜗壳间隙、增大隔舌刚度等措施改善压力脉动和流动噪声。对于离心泵作透平,董亮^[16]、代翠^[17]分别提出改变叶片安放角、采用异向倾斜叶片和隔舌改善噪声辐射。针对混流泵,郑源等^[18]分析了其压力脉动特性及其

对流动诱导噪声的影响。对于轴流泵,文献[19-21]借助于数值模拟和试验方法分别研究了不同工况、不同导叶数、不同位置处的压力脉动特性、分布规律、压力脉动频率和叶轮轴频关系。

综上可知,泵内压力脉动特性及流致噪声的成果主要集聚在离心泵和轴流泵等叶片式泵上,流致噪声与压力脉动特性密切相关,且压力脉动特性研究成果相对较多。为分析叶栅内压力脉动特性对流致噪声的影响,并能够在生产实践充分吸收这些研究成果。本文选取结构规则且更具一般性的旋涡泵叶栅为研究对象,基于 RNG k- ϵ 湍流模型,分别采集其内部压力脉动特性和输出叶栅旋转偶极子源信号,通过有限声学边界元法进一步讨论叶栅内压力脉动特性对流动诱导噪声的影响,以期为旋涡泵的稳定运行以及流动诱导噪声的控制提供参考。

1 计算模型及方法

1.1 模型和试验装置

选取某企业生产在售的比转速 $n_s=20.9$ 的闭式旋涡泵作为研究对象,泵的转速 $n=2\ 900\text{ r/min}$,设计流量 $Q_d=3.5\text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H_d=24\text{ m}$,其他结构参数见表 1。为验证数值模拟方法的可行性,在闭式试验台上进行外特性结果测试,试验台示意图如图 1 所示。

表 1 旋涡泵主要结构参数

参数		数值
叶轮	进口直径 d_1/mm	20
	出口直径 d_2/mm	20
	叶片数 Z	40
	叶轮宽度 b_2/mm	10
	叶轮直径 D_2/mm	120
蜗壳	基圆直径 D_0/mm	100
	隔舌包角 $\varphi/^\circ$	30
间隙	轴向间隙 C_a/mm	0.05
	轴向间隙 C_r/mm	0.05

图 1 试验台布置示意图

1. 水封闸阀 2. 水箱 3. 真空表 4. 旋涡泵 5. 转速转矩仪
6. 电动机 7. 压力表 8. 流量计 9. 真空泵 10. 调节阀

1.2 计算网格

采用商用软件 ANSYS-ICEM 15.0 生成流体域网格, 如图 2 所示, 针对结构规则的叶轮域选用六面体网格, 其他计算域采用自适应性较好的四面体网格并在扭曲较大处进行局部网格加密。

图 2 计算域网格

依据设计工况下非定常计算的扬程和效率, 选定如表 2 所示的 5 套网格备选方案进行无关性验证。模拟结果如图 3 所示, 随着网格节点数的增加, 扬程和效率值均先呈下降趋势后趋于稳定, 方案 IV 和 V 结果接近, 综合计算资源和时间成本等因素, 后续计算选择网格总数为 9 784 402 的方案 IV。

表 2 网格方案

方案	叶轮	蜗壳和泄漏流道	总数
I	720 000	1 281 377	2 001 377
II	960 000	2 650 139	3 610 139
III	1 200 000	4 720 223	5 920 223
IV	2 000 000	7 784 402	9 784 402
V	4 000 000	13 293 523	17 293 523

图 3 网格无关性检查

1.3 流场计算方法及边界条件

采用计算流体力学软件 ANSYS Fluent 15.0 求解三维非定常不可压缩雷诺平均 Navier-Stokes (N-S) 方程组, 选取能较好模拟流动分离和旋涡等复杂现象 RNG k- ϵ 模型封闭控制方程组。离散格式采用二阶迎风格式。参考 BERNARDI 等^[22]的研究成果, 结合

旋涡泵叶栅数目多的特点, 将时间步长设为 1.724×10^{-5} s。数值计算收敛标准设置为残差小于 10^{-5} 数量级, 计算区域进出口流量差小于 0.1%。

选取多重坐标系, 叶轮流场在旋转坐标系中计算, 蜗壳和泄漏流道在静止坐标系中。在动静部件间使用交界面进行数据交换, 进口条件为速度进口, 且假定进口速度在轴向均匀分布; 出口条件设置为自由出流, 壁面采用无滑移边界条件, 在近壁区采用标准壁面函数。

计算中设置监测点收集流场内压力脉动信息, 如图 4 所示, 监测点布置在旋涡泵中心回转面的蜗壳基圆线上, 从流道进口附近经隔舌段到流道出口附近依次设置监测点 P1~P11 点。

图 4 压力脉动监测点分布图

1.4 声场计算方法

相较于直接法, 将计算流体力学和计算声学求解相结合的流动诱导噪声的间接数值方法, 在计算过程中对于离散格式、湍流模型以及边界条件的要求均有所降低。其控制方程为 Lighthill 声类比方程

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

式中, p 为流体压强; i, j 为任意指数; σ_{ij} 为黏性应力; c_0 为声速; x_i, x_j 为空间函数在 i, j 方向上的微分; v_i, v_j 为速度矢量在 i, j 方向上的微分; f_i 为彻体力矢量空间坐标函数在 i 方向上的微分。

Lighthill 声类比的右端源项包含了 3 个分量, 分别为四极子、偶极子及单极子 3 种声源, 其中四极子声源与非线性流动关系密切, 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产生, 泵内未发生空化状态下内场噪声源主要为偶极子声源^[23]。鉴于此旋涡泵蜗壳较为规则并且对称性较好, 故不考虑蜗壳偶极子源的贡献, 重点考察叶栅旋转偶极子源所引起的流致噪声。

基于波动方程的声学边界元法能够较好地模拟腔体内的声场,求解低频噪声的优势明显。旋涡泵通过径向和纵向旋涡交换和传递能量的过程中,低频噪声显著且声场空间并不完全封闭,所以采用间接声学边界元法对由叶栅旋转偶极子源所引起的外场噪声进行数值计算。

2 流场计算结果分析

2.1 外特性试验结果

为了考察旋涡泵内的真实流动状态与数值模拟的相似性,进行外特性试验,绘制出如图 5 所示的旋涡泵外特性曲线。

图 5 旋涡泵外特性曲线

从流量-扬程曲线可以看出,旋涡泵具有陡降的扬程特性曲线,计算扬程均高于试验扬程。计算扬程几乎呈直线状,试验扬程在 $0 \sim 0.4Q_d$ 流量段,下降趋势相对平缓、扬程降低的边际效应明显,当流量大于 $0.4Q_d$ 时,计算扬程和试验扬程的差距明显缩小,下降趋势趋于一致。流量-效率曲线表明,旋涡泵的相对高效区较窄,效率曲线呈现先增大后减小的状态,峰值出现在设计流量附近。计算效率明显高于试验效率,当流量在 $0 \sim 1.0Q_d$ 附近时,两者的差异较为显著,随流量的增大两者的差距逐渐缩小。

产生上述现象的原因是,小流量工况下,旋涡泵流道内流体流速较大,因而速度梯度也较大克服摩擦阻力形成的水力损失较大;动量交换频繁,依靠旋涡传递能量时引起的水力损失也较大;旋涡泵流道内压力较高,在旋涡泵两侧的轴向间隙内形成了较大的容积损失。由于泄露间隙相对稳定,泄漏量和流道内压力呈正相关关系,而数值计算中未考虑容积损失,故而表现为实验值均低于计算值。

设计流量点周围计算扬程和试验扬程在数值上较为接近,在 $0.8Q_d$ 时两者的误差为 3.57%。当流量介于 $0.8Q_d \sim 1.2Q_d$ 时,计算效率和试验效率的误差

在 4.13%~10.87% 范围内。故可近似认为当流量 $Q > 0.8Q_d$ 时,数值模拟的旋涡泵内的流动状态和实际流动状态相似。鉴于声场和流场在本质上是统一的^[24],从而在此数值模拟结果的基础上进行的声场计算对于表征实际噪声现象有一定参考价值。

2.2 压力脉动频域分析

为直观地反映旋涡泵内的压力脉动规律,引入一个量纲一的压力系数 C_p 来描述各监测点的压力脉动特性,其表达式为

$$C_p = \frac{P_i - P_{ave}}{\frac{1}{2} \rho u_2^2} \quad (2)$$

式中, P_i 为监测点在某一时刻的静压值, Pa; P_{ave} 为一个旋转周期内的静压时均值, Pa; ρ 为工作介质密度, kg/m^3 ; u_2 为叶轮出口处的圆周速度, m/s 。

流道进口附近监测点的结果具有一定的相似性,选取流道进口中间的监测点 P_2 进行说明。图 6a 为监测点 P_2 在不同工况下的压力脉动频域图。由图 6a 可得出,监测点 P_2 的压力脉动幅值在小流量工况下最大,大流量工况下次之,设计流量工况下最小。另外,压力脉动的主频并不随流量的变化而改变,转频始终发挥着主导作用,次主频为叶频及其谐频,并随着倍频数的增加幅值不断衰减。

以隔舌段中间位置的监测点 P_6 表征隔舌段的压力脉动规律,图 6b 是监测点 P_6 在不同工况下的压力脉动频域图。图 6b 表明,小流量工况和设计工况下监测点 P_6 的压力脉动幅值大约是其幅值的 2 倍,但在大流量工况下,监测点 P_6 的压力脉动幅值较监测点 P_2 有小幅降低,从而呈现出随着流量的增加压力脉动幅值依次降低的情形。此外,监测点 P_6 的主频、次主频分布规律与监测点 P_2 的一致。

图 6c 为蜗壳隔舌部位监测点 P_{10} 在不同工况下的压力脉动频域图。在图 6c 中,相对于 P_2 和 P_6 监测点,监测点 P_{10} 处的压力脉动幅值有大幅增加,尤其是小流量工况下增加的效果更为显著,其最大幅值分别是 P_2 和 P_6 监测点最大幅值的 7.86 倍和 15.43 倍。另外, P_{10} 监测点和 P_6 监测点类似,保持了出随着流量的增加压力脉动幅值依次降低的趋势,并且主频和次主频的分布规律也相似。

形成上述现象的原因分析如下所述。

(1) 旋涡泵叶轮每旋转一周流道内的流体始终有部分不能顺利进出口管路而重新加入下一循环,这一现象在非设计流量工况下表现地尤为突出,在大、小流量工况下,分别受出口管路内径和出口阀门开度的约束,在快速旋转的叶栅作用下,高压流体重新进入下一循环。加之叶栅数目多,任意两

图 6 不同工况下旋涡泵叶栅内部压力脉动频域特性

相邻叶栅之间的流动相似性差。另外, 旋涡泵是借助于大量径向和纵向旋涡交换和传递能量的, 旋涡不断拉伸、撕裂、破裂形成低频的脉动。在这三种因素的共同作用下, 并受动静干涉效应的影响, 上述监测点的压力脉动表现出主频均为轴频, 次主频为叶频及其倍频, 且低频脉动特性显著。

(2) 在叶栅进口附近, 低压流体以较大的冲角进入叶轮区域, 因而极易发生脱流, 在叶片外缘附近形成旋涡, 并和流经旋涡泵隔舌段形成的能量较高的纵向旋涡相遇, 发生较为激烈的动量交换。非设计工况下的进入隔舌段的流体能量相对较高, 因而监测点 P_2 的压力脉动幅值在设计流量下较小。在其他监测位置附近, 发生动量交换的旋涡能量级相差不大, 由于动量交换的频率和强度依赖于流道内的速度大小, 即直接与流量大小有关, 因而呈现随

着流量的增加压力脉动幅值依次降低的规律。

(3) 流体进入旋涡泵流道后, 低压流体通过不断绕流叶轮获得能量, 这种能量主要表现为流体的动能, 在靠近流道出口的位置, 动能集中向压力能转化, 从而产生幅度较大的脉动。在隔舌段, 流体受与速度平方成正比的离心力作用, 向叶轮外侧运动, 受流动空间的限制, 流体不能流出叶轮区域, 而重新进入叶轮, 表现为较强压力脉动。而流道进口区域的压力脉动主要是由低压液流与高压流体的掺混作用形成的, 相较于前两种情况强度较弱。故而流体在从流道进口到出口再到隔舌段的过程中, 压力脉动表现出先增强后减弱的趋势。

3 声场计算结果分析

声音的传播具有明显的方向性, 因空间场点相对于声源的位置和朝向的差异, 其噪声频谱不尽相同。如图 7 所示, 在叶轮中心回转面上沿旋涡泵外部距旋转轴线 1 m 的圆周上均匀设置 72 个监测点, 以获取旋涡泵声压级沿周向分布规律。

图 7 场点分布图

图 8 为不同工况下转频处的外场辐射噪声指向性分布, 图中各个工况下外声场均有二个声瓣, 呈现出偶极子性, 其中设计工况下的声瓣较规则, 即声压级的极小值出现在 $150^\circ \sim 330^\circ$ 线上, 极大值出

图 8 不同工况下外场噪声指向性分布

现在与 $150^\circ \sim 330^\circ$ 线垂直的 $60^\circ \sim 240^\circ$ 线上, 但从 150° 到 330° 的声瓣的声压级在数值上略微比相反方向上的声瓣小。非设计流量下的声瓣沿顺时针方向发生了不同程度的偏转, 且在数值上成增大的趋势, 这种分布规律在小流量工况下表现得最为特殊。

形成上述现象的原因主要是, 低速低压流体流入旋涡泵, 和流经隔舌段的高速高压流体相遇, 以旋涡的形式交换动量, 同时向外辐射较大的声压。在旋转叶栅的作用下动量交换的区域向下游转移在 150° 附近的位置达到动态平衡, 声压级出现极小值。因流道内流体的速度高且存在大量旋涡, 流动损失大, 获得能量的流体不断在离心力的作用下流出叶轮区域与周围流体交换动量, 在 240° 线附近尤为明显, 声压级随之出现峰值。随着旋转叶栅不断对流体做功, 在 330° 线附近的区域动量交换趋于稳定, 声压级出现极小值。在流道出口附近, 流体的能量从动能的形式逐渐向压力能转化, 向外辐射的声压逐渐增大, 使得声压级在 60° 线附近再次出现峰值。当流体进入隔舌段后, 受流动空间限制, 动量交换的强度减弱, 声压级随即走低。但小流量下, 流入旋涡泵的流体质量有限, 但高低压流体间的能量差较大, 因而能量交换达到稳态所需时间短且向外辐射的声压较大。大流量情形下, 流入的低压和高压流体质量都较大, 能量差较大, 但流道内的流体能量总体上较低, 因此能量和动量的交换达到稳定所需时间也较短, 辐射的声压也较大。

4 压力脉动和声场特性的关系分析

图 9 为不同工况下各场点声压频率响应曲线, 综合分析图 9a~9c 可知, 流道进口、隔舌段、流道出口场点处的声压级频率响应曲线在各个工况下的趋势基本一致, 从转频(48.33 Hz)开始声压级值依次降低, 经历叶频(1 933.33 Hz)后趋于平缓, 但脉动幅度依然较大。叶栅旋转偶极子源辐射的声压级在叶频及其倍频有不是特别明显的谐波特性, 即在 1 933.33 Hz、3 866.66 Hz、5 800 Hz、7 733.33 Hz 出现不是特别明显的峰值, 并且噪声频率涵盖了低中高频全频域。结合图 6a~6c 可以得出, 压力脉动和流致噪声的主频都是叶轮的转频, 压力脉动中贡献较大的叶频及其倍频在噪声特性中的表现低迷, 但当频率大于叶频时, 声压级降低的趋势开始放缓, 振荡规律也趋于稳定。

在图 9a~9c 中, 可以发现沿着叶轮的旋转方向, 小流量工况下的最大声压级表现出逐步增加在隔舌监测点处达到极大值之后再迅速降低的趋势,

但在设计流量和大流量情形下, 最大声压级也保持着逐步增大再减小的趋势, 但其极大值出现在流道出口附近。这与沿着流体的运动方向, 压力脉动先增强后减弱的特性存在关联, 但在细节上不尽一致。

(a) 进口场点声压频率响应曲线

(b) 隔舌段场点声压频率响应曲线

(c) 流道出口场点声压频率响应曲线

图 9 不同工况下声压级频率响应曲线

从图 9a~9c 可以看出, 随着流量的增加, 进口监测点声压级峰值分别减小 6.3 dB 和 9.6 dB, 隔舌监测点峰值分别减小 18.2 dB 和 21.4 dB, 出口场点峰值分别减小 4.7 dB 和 13.8 dB。这表明, 随着流量的增大声压级整体上呈现减小的趋势, 小流量工况下声压级在数值上相对较高, 但声压级的脉动幅度相对较低。这一现象与根据图 6a~6c 得出的, 在流道进口区域设计流量下压力脉动幅值最低, 其他位置随流量的增大压力脉动幅值也降低的结论不尽相同。以上表明, 声压级和压力脉动特性存在关联,

但在细节上存在差异。因而可以认为,在一定程度上,压力脉动特性对于流致噪声的预测具有重要的参考价值,表征流致噪声辐射有一定局限。

5 结论

(1) 当流体沿着流道进口到流道出口再到隔舌区域完成一次循环的过程中,压力脉动表现出先增强后减弱的趋势,而且随着流量的增加压力脉动的最大幅值依次降低,对应场点的声压级也表现出类似的性质。

(2) 旋涡泵的外声场表现出较强的偶极子性,相对于设计工况,大、小流量下的声瓣以旋转轴为中心沿顺时针发生偏转,在数值上呈放射状增大的趋势,且偏转和放大程度依次递增。

(3) 叶栅内的压力脉动和流致噪声的主频均为转频,压力脉动的次主频为叶频及其倍频,而流致噪声声压级的次主频不显著,但从叶频处开始声压级曲线下降的趋势变慢,声压级的振荡趋向规则。因而在叶栅降噪优化设计时应更多地关注转频处的流致噪声的辐射水平。

(4) 在一定程度上声压级与压力脉动特性存在着关联,随流量的增大声压级逐渐减小,沿着叶轮旋转方向声压级峰值也保持着逐步增大再减小的规律,其极大值所在的位置与运行工况有关,与压力脉动特性不尽相同。因此在工程实践中,定性分析流致噪声问题时可以参考其压力脉动特性规律。

参 考 文 献

- [1] LANGTHJEM M A, OLHOFF N. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump part II. hydroacoustics[J]. Journal of Fluids and Structures, 2004, 19(3): 369-386.
- [2] 刘厚林, 丁剑, 王勇, 等. 基于大涡模拟的离心泵水动力噪声数值模拟[J]. 机械工程学报, 2013, 49(18): 177-183.
LIU Houlin, DING Jian, WANG Yong, et al. Numerical simulation of hydrodynamic noise in centrifugal pump based on LES[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(18): 177-183.
- [3] 叶椿秀, 梅津光生, 中村孝夫, 等. 搏动辅助血泵的设计构思与实践——从旋涡泵到罗叶泵[J]. 中国胸心血管外科临床杂志, 2002, 9(1): 35-39.
YE Chunxiu, UMEZU Mitsuo, NAKAMURA Takashio, et al. The design conception and realization of pulsatile ventric assist devices—from spiral-vortex pump to luo-ye pump[J]. Chinese Journal of Clinical Thoracic and Cardiovascular Surgery, 2002, 9(1): 35-39.
- [4] 施卫东, 董颖, 马新华. 流道截面形状对旋涡泵内部流动影响的数值模拟[J]. 农业工程学报, 2005, 21(3): 21-23.
SHI Weidong, DONG Ying, MA Xinhua. Numerical simulation of the effect of channel section shape on the inner flowing of vortex pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(3): 21-23.
- [5] SONG J W, ENGEDA A, CHUNG M K. A modified theory for the flow mechanism in a regenerative flow pump[J]. Power and Energy, 2003, 217: 311-321
- [6] 武鹏, 张菲茜, 吴大转, 等. 非等距叶片微型旋涡泵压力脉动特性研究[J]. 工程热物理学报, 2015, 35(4): 775-779.
WU Peng, ZHANG Feixi, WU Dazhuan, et al. Study on pressure fluctuation of a micro vortex pump with non-uniform blade[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 35(4): 775-779.
- [7] 王秀勇, 黎义斌, 毕祯, 等. 多级旋涡泵内部流动特性与压力脉动的数值分析[J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34(10): 853-859.
WANG Xiuyong, LI Yibin, BI Zhen, et al. Numerical analysis of internal flow characteristic and pressure fluctuation of multistage vortex pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2016, 34(10): 853-859.
- [8] JEON W H, LEE D J. A numerical study on the flow and sound fields of centrifugal impeller located near a wedge[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 266(4): 785-804.
- [9] LANGTHJEM M A, OLHOFF N. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump-Part I: Hydrodynamics[J]. Journal of Fluids and Structure, 2004, 19(3): 349-368.
- [10] 王洋, 彭帅, 刘瑞华, 等. 旋涡自吸泵内部流场压力脉动数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(7): 583-588.
WANG Yang, PENG Shuai, LIU Ruihua, et al. Numerical simulation of pressure fluctuation in self-priming vortex pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(7): 583-588.
- [11] PEROTTI R B, PARRONDO J L, GONZALEZ J, et al. Discrete noise sources in a centrifugal pump operating at partial load[C]// Proceedings of the 7th International Congress on Sound and Vibration. Lisboa, Portugal: The International Institute of Acoustics and Vibration, 2005: 1849-1856.
- [12] CHU S, DONG R, KATZ J. Relationship between

- unsteady flow, pressure fluctuation and noise in a centrifugal pump, part B: Effects of blade-tongue interactions[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1): 30-35.
- [13] GONZALEZ J, SANTOLARIA C. Unsteady flow structure and global variables in a centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(5): 937-946.
- [14] 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.
- [15] YANG Jun, YUAN Shouqi, YUAN Jianping, 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.
- [16] 董亮, 代翠, 孔繁余, 等. 叶片出口安放角对离心泵作透平噪声的影响[J]. 农业工程学报, 2015, 31(6): 69-75.
- DONG Liang, DAI Cui, KONG Fanyu, et al. Impact of blade outlet angle on acoustic of centrifugal pump as turbine[J]. Transaction of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(6): 69-75.
- [17] 代翠, 孔繁余, 董亮, 等. 离心泵作透平异向倾斜叶片与隔舌降噪分析[J]. 振动工程学报, 2016, 29(4): 623-630.
- DAI Cui, KONG Fanyu, DONG Liang, et al. Noise reduction by counter-leaning blade and tongue for centrifugal pump as turbine[J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(4): 623-630.
- [18] 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 Yuan, CHEN Yujie, MAO Xiuli, 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.
- [19] 王福军, 张玲, 张志民. 轴流泵不稳定流场的压力脉动特性研究[J]. 水利学报, 2007, 38(8): 1003-1009.
- WANG Fujun, ZHANG Ling, ZHANG Zhimin. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in axial-flow pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2007, 38(8): 1003-1009.
- [20] ZHANG Desheng, SHI Weidong, CHEN Bing, et al. Unsteady flow analysis and experimental investigation of axial-flow pump[J]. Journal of Hydrodynamics, 2010, 22(1): 35-43.
- [21] SHI Weidong, ZHANG Desheng, GUAN Xingfan, et al. Numerical and experimental investigation on high-efficiency axial-flow pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(1): 38-44.
- [22] BENRA F K, DOHMEN H J, SOMMER M. Periodically unsteady flow in a single-blade centrifugal pump: Numerical and experimental results[C]//ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2005: 1223-1231.
- [23] 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, 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, 2012, 40(1): 123-127.
- [24] LIU Houlin, DAI Hanwei, DING Jian, 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.
-
- 作者简介: 李仁年, 男, 1963 年出生, 教授, 博士研究生导师, 主要从事流体机械多相流理论及应用研究。
E-mail: lirn@lut.cn