

引用格式: Li Rennian, Tian Pilong, Han Wei, *et al.* Influence of Clocking Effect on Hydraulic Characteristics and Flow Noise of the Centrifugal Pump with Vaned Diffuser[J]. Journal of Gansu Sciences, 2021, 33(5): 83-90, 127. [李仁年, 田丕龙, 韩伟, 等. 时序效应对导叶式离心泵水力特性与流致噪声的影响[J]. 甘肃科学学报, 2021, 33(5): 83-90, 127.] doi: 10.16468/j.cnki.issn1004-0366.2021.05.014.

时序效应对导叶式离心泵水力特性与流致噪声的影响

李仁年^{1,2}, 田丕龙¹, 韩伟^{1,2}, 权辉^{1,2}, 郭荣^{1,2}

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050;
2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 甘肃 兰州 730050)

摘要 为研究导叶相对蜗壳隔舌的时序效应对导叶式离心泵水力特性及流致噪声的影响, 以某型号导叶式离心泵为研究对象, 通过试验验证数值模拟的可靠性, 分析设计工况下导叶不同时序位置(C_L)时离心泵的水力特性和声场特性。结果表明: 随着 C_L 增大, 泵的扬程时均系数、效率时均系数和总声压级系数均呈现先增大后减小的高斯分布规律。 $C_L=0.267$ 为导叶相对最优时序位置, 此时泵的扬程和效率达到相对较高, 而噪声处于相对较低水平。时序效应对泵内蜗壳隔舌附近流体流动造成影响, 导致泵水力性能的改变。在泵的流致噪声中, 叶轮诱导噪声为泵噪声主要来源, 其声压级值高于其他部件诱导噪声。泵中各部件的压力脉动与声压级在频域上均呈现明显的离散特性, 在叶轮叶频及倍频处出现峰值。研究结果为离心泵中径向导叶相对位置的确定提供参考依据。

关键词 时序效应; 导叶式离心泵; 水力特性; 流致噪声

中图分类号: TH311 文献标志码: A 文章编号: 1004-0366(2021)05-0083-09

时序效应(clocking effect)是指静止部件-静止部件或者旋转部件-旋转部件之间相对周向位置(即时序位置)的改变对流体机械性能造成明显影响的现象。对于时序效应的研究, 最早开始于1972年, Walker等^[1]在对某型号1.5级压气机进行研究时, 发现调整静止部件之间的相对周向位置, 能够有效提高该压气机的机械性能, 并降低噪声。自此, 时序效应对旋转机械的影响受到越来越多国内外学者的关注^[2-4], 如Gundy等^[5]采用数值方法对一台2.5级压气机进行研究, 发现静叶片之间相对位置的改变可使压气机效率提高0.6%; 刘厚林等^[6]采用CFD方法对导叶式离心泵内导叶时序效应进行研究, 发现导叶相对蜗壳隔舌的时序效应对叶轮径向力具有明显影响; 文献^[7-9]中研究发现, 合适的导叶时序位置可以有效提高离心泵的水力性能; 文献^[10-12]中研究发现, 时序效应对离心泵中蜗壳流道内的压

力脉动影响十分显著。

目前, 关于时序效应对离心泵影响的研究多集中在水力性能及压力脉动上, 对噪声方面的影响研究较少。选取某型号导叶式单级离心泵为研究对象, 采用数值方法, 分析设计工况下径向导叶相对蜗壳隔舌不同时序位置时泵的水力性能、压力脉动及流致噪声的变化。研究结果为离心泵中径向导叶的相对位置确定提供了参考依据。

1 数值计算

1.1 研究对象

选用一台比转速为112的导叶式离心泵为研究对象, 其设计参数为: 额定流量为23 m³/h, 设计扬程为6.5 m, 转速为1500 r/min, 其中导叶式离心泵的主要结构参数如表1所列, 几何模型如图1所示。

收稿日期: 2020-03-21; 修回日期: 2020-04-20

基金项目: 国家自然科学基金项目(51579125)

作者简介: 李仁年(1963-), 男, 甘肃民勤人, 教授, 博导, 研究方向为水力机械、风力机械及多相流理论。E-mail: lirn@lut.com

通信作者: 田丕龙, E-mail: 13383498877@163.com

表1 导叶式离心泵的主要结构参数

Table 1 Main structural parameters of guide vane centrifugal pump

部件	参数	数值	单位
叶轮	叶轮进口直径 D_1	60	mm
	叶轮出口直径 D_2	160	mm
	叶轮出口宽度 b_2	10	mm
	叶轮叶片数 z_1	5	-
	叶轮叶片出口安放角 β_2	30	(°)
径向导叶	叶轮叶片包角 φ_b	115	(°)
	导叶进口直径 D_3	164	mm
	导叶出口直径 D_4	240	mm
	导叶叶片数 z_2	8	-
蜗壳	导叶宽度 b_3	15	mm
	蜗壳包角 φ_0	340	(°)
	蜗壳基圆直径 D_5	248	mm
	蜗壳出口延伸段直径 D_6	40	mm

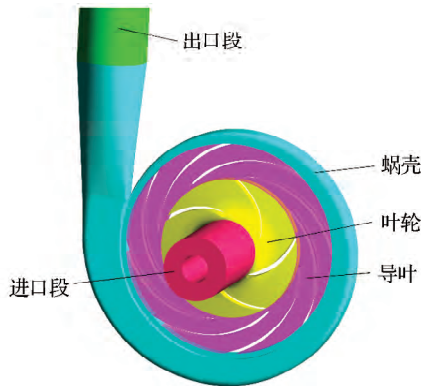


图1 几何模型

Fig.1 Geometrical model

通过引入无量纲时序系数 C_L 来定义导叶相对蜗壳隔舌处不同的时序位置,其计算公式为

$$C_L = \frac{\alpha}{360^\circ/z}, \quad (1)$$

其中: α 为导叶叶片尾缘与轴心连线和蜗壳隔舌与轴心连线(即蜗壳第0断面)之间的夹角,如图2所示, $\alpha \in [0, 45^\circ)$,故 $C_L \in [0, 1)$; z 为导叶叶片数,取8。选取 α 为 $0^\circ, 12^\circ, 24^\circ$ 和 36° 进行研究,则对应 C_L 分别为 0、0.267、0.533 和 0.800,如表2所列。在泵的各个部件流道内设置流场压力监测点,其中 P_1 点位于叶轮流道内,且与叶轮流道相对静止, P_2 点位于导叶流道内, P_3 点在蜗壳隔舌附近处,各监测点的分布位置如图2所示。通过对离心泵噪声特性的研究,在泵出口管道内距离3倍出口管径处放置声场场点。

表2 夹角 α 和 C_L 值

Table 2 The value of angle α and C_L

序号	α	C_L
0	0°	0
1	12°	0.267
2	24°	0.533
3	36°	0.800

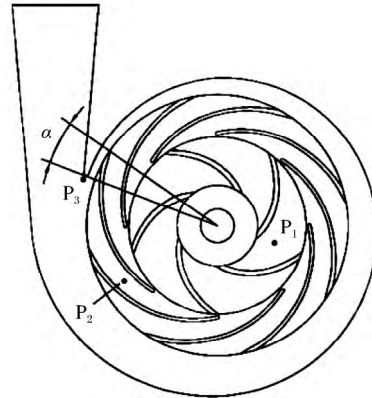


图2 时序位置及监测点分布示意图

Fig.2 Diagram of clocking position and monitoring points

1.2 网格划分

良好的网格质量与合理的网格类型选取是进行CFD准确计算的前提。考虑到四面体网格具有良好的自适应性和节点的各向同性^[13],因此,使用ANSYS ICEM软件对离心泵的主要过流部件划分四面体非结构化网格。

使用5组不同网格尺寸、不同网格数的网格模型进行试算,得到网格无关性曲线,如图3所示。综合考虑所需的计算资源以及可达到的计算精度,最终选取的流场网格总数为140万,如图4所示。划分泵声场模拟时所用的声学边界元网格,共包含12 593个面网格单元,如图5所示。

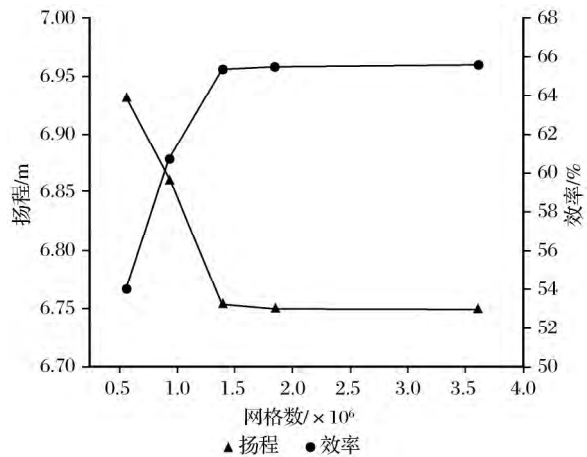


图3 网格无关性曲线

Fig.3 Grid independence curve

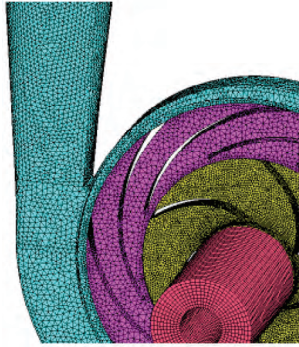


图 4 流场局部网格

Fig.4 Local grid of flow field

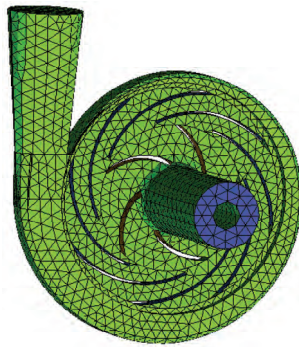


图 5 声学边界元网格

Fig.5 Acoustic boundary element grid

1.3 计算方法

对于泵的流场数值计算采用 SST $k-\omega$ 湍流模型,边界条件使用压力进口和质量流量出流,固体壁面设置为无滑移壁面,收敛残差精度设置为 10^{-5} 。首先进行定常流动模拟,待稳定后将其结果作为非定常模拟的初始条件进行瞬态模拟,选取时间步长为 $0.000\ 111\ \text{s}$ (即叶轮叶片旋转 1° 所用时间)。当瞬态的流场稳定时,导出叶轮叶片、导叶壁面以及蜗壳壁面的压力脉动时域数据,作为后续泵水声模拟时的声源信息。

通过搭建导叶式离心泵的闭式试验台来验证数值计算的可靠性,其试验台如图 6 所示。选取 $C_L = 0$ 时泵模型进行外特性试验,结合该模型下的数值模拟结果,获得不同流量工况下泵的扬程、效率和轴功率曲线,如图 7 所示。通过对比发现,随着流量的增大,各个参数的模拟值与试验值保持同步变化,且相对误差均在 5% 以内。因此可认为数值计算结果具有较高的可靠性。

在声场计算时,离心泵的噪声源可分为单极子、偶极子和四极子 3 种,其中单极子声源是由流体微元发生体积变化所诱导(例如空化等),而在流场数

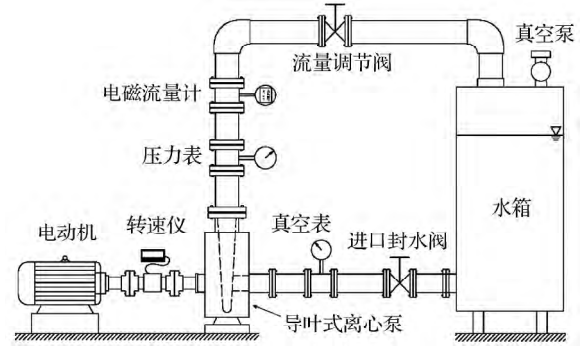


图 6 导叶式离心泵闭式试验台

Fig.6 Closed test bench of centrifugal pump with vaned diffuser

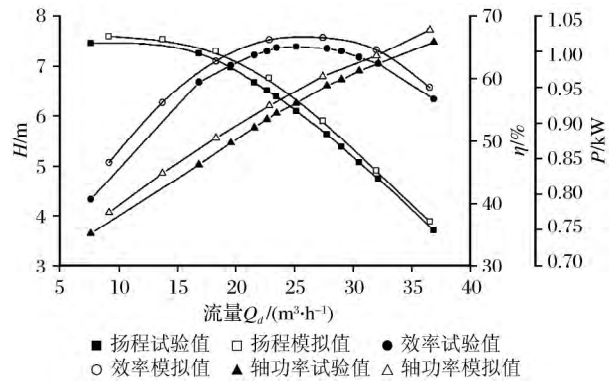


图 7 模拟值与试验值外特性对比

Fig.7 Comparison of external characteristics between simulation value and test value

值模拟中将泵内部的流体介质视为不可压缩,故可忽略单极子声源诱导噪声;四极子声源是由流体微元与微元之间相互作用所诱导(即流体的速度脉动),且只有在马赫数大于 1 时才能得到明显体现,而泵中流体的马赫数远小于 1,故可忽略四极子声源诱导噪声。因此,对泵进行声学模拟时只考虑由偶极子声源诱导的声场分布。采用 LMS Virtual Lab 声学软件,基于直接边界元法对泵进行内声场数值模拟,将泵的进口及出口定义为吸声属性,其余流体壁面设置为全反射壁面,水中声音的传播速度设定为 $1\ 500\ \text{m/s}$ 。

2 结果分析

2.1 扬程时均系数和效率时均系数分析

为了更加明显地反映导叶式离心泵在不同时序位置下扬程和效率的变化情况,引入了无量纲系数扬程时均系数 H_t 和效率时均系数 η_t ,其计算公式分别为

$$\overline{H_{CL}} = \frac{\sum_{n=1}^{360} H_{CL}^n}{360}, \quad (2)$$

$$H_t = \frac{\overline{H_{C_L}}}{\overline{H_0}}, \tag{3}$$

$$\overline{\eta_{C_L}} = \frac{\sum_{n=1}^{360} \eta_{C_L}^n}{360}, \tag{4}$$

$$\eta_t = \frac{\overline{\eta_{C_L}}}{\overline{\eta_0}}, \tag{5}$$

其中： $H_{C_L}^n$ 和 $\eta_{C_L}^n$ 分别为在 C_L 处叶轮旋转至第 n 角度时泵的扬程和效率， $n \in [1, 360]$ ； $\overline{H_{C_L}}$ 和 $\overline{\eta_{C_L}}$ 分别为在 C_L 处泵的扬程时均值和效率时均值，即叶轮旋转 1 圈泵扬程和效率的平均值； H_t 和 η_t 分别为 $C_L = t$ 时泵的扬程时均系数和效率时均系数； $\overline{H_0}$ 和 $\overline{\eta_0}$ 分别为在 $C_L = 0$ 时泵的扬程时均值和效率时均值。

根据公式(1)可知， $C_L = 1$ 时与 $C_L = 0$ 时的时序位置重合，故基于 Levenberg-Marquardt 曲线拟合优化算法对不同时序位置的扬程时均系数和效率时均系数进行曲线拟合，如图 8 所示，曲线的函数表达式分别为

$$H_t = 0.00387 \times e^{\frac{(C_L - 0.267)^2}{2 \times 0.11738^2}} + 1, \tag{6}$$

$$\eta_t = 0.00188 \times e^{\frac{(C_L - 0.281)^2}{2 \times 0.13015^2}} + 1. \tag{7}$$

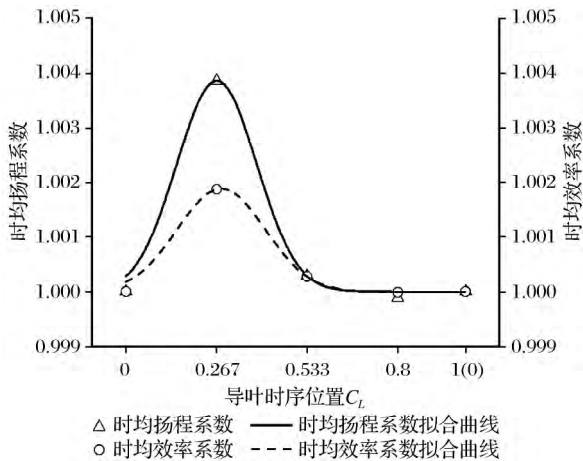


图 8 不同时序位置扬程时均系数和效率时均系数拟合曲线

Fig.8 The fitting curves of time average head coefficient and time average efficiency coefficient at different clocking positions

观察图 8 发现，随着 C_L 增大，扬程时均系数和效率时均系数都呈现高斯分布规律，均为先增大后减小的变化趋势；在 $C_L = 0$ 时泵的扬程时均系数和效率时均系数都处于最小值，扬程时均值和效率时均值达到最低；在 $C_L = 0.267$ 附近泵的扬程时均系数和效率时均系数达到最大值，相比较 $C_L = 0.800$ 时泵的最低值，其扬程时均值和效率时均值分别增

大了约 0.4% 和 0.18%，说明在此位置下离心泵的水力损失相对小，综合性能相对较优。故时序效应对离心泵扬程时均值和效率时均值的影响较小，但对扬程时均系数和效率时均系数有明显影响，且在导叶的最优时序位置时泵的扬程达到相对最大，效率相对较高。

2.2 内部流场分析

不同时序位置时泵中间截面的流线图如图 9 所示。观察图 9 发现，不同时序位置时，在叶轮出口至导叶进口区域内流体的速度存有最大值，并沿着导叶流道逐渐减小，这是由于导叶流道的过流断面不断增大，加快了将流体的动能转变为压能的过程，导致流体速度减小；在蜗壳出口延伸段内均有回流和二次流现象出现，形成较大的水力损失，导致泵的扬程和效率降低。

随着 C_L 增大，叶轮内流线的分布基本保持不变，但在蜗壳隔舌至第 1 过流断面附近出现明显变化。①流道中绝大部分流体顺着导叶叶片沿着蜗壳螺旋线扩散出去，存在小部分流体逆着蜗壳断面扩大方向沿蜗壳壁面在隔舌处流出，消耗部分能量，降低扬程。 $C_L = 0$ 时，②流道中流体沿着导叶叶片直接撞击在隔舌处，导致流线拐角较大，形成能量损失，扬程和效率偏低；在 $C_L = 0.267$ 时，导叶叶片上移，①流道和②流道内流体流动较为流畅，水力损失较小，扬程和效率偏高；在 $C_L = 0.533$ 时，①流道和②流道间的导叶叶片尾缘处出现小尺度的涡旋，影响该区域流体流动，形成较大的水力损失，导致扬程和效率下降；在 $C_L = 0.800$ 时，导叶叶片尾缘处涡旋尺寸增大，并在蜗壳流道内形成旋转的涡流环，造成流道堵塞，水力损失增大，导致扬程和效率降低。图 9 的变化现象与图 8 中扬程时均系数和效率时均系数的变化趋势保持一致，这说明时序效应对泵内流线的整体分布影响较小，仅对隔舌附近的区域有显著影响。

2.3 压力脉动特性分析

不同时序位置处叶轮旋转 1 周各个监测点的压力脉动时域图如图 10 所示。对于监测点 P_1 ，在 1 个叶轮旋转周期内，其压力脉动整体呈现先增大后减小的变化趋势，且可分为 8 个“波峰-波谷”结构，与导叶叶片数 8 保持一致，这是由于在叶轮叶片旋转过程中，监测点随着叶轮绕轴进行旋转，叶轮与导叶之间形成强烈的动静干涉，且叶轮叶片推动流体沿着导叶流经隔舌时发生冲击，对上游叶轮部件造成影响，导致该现象的产生。曲线中“波峰-波谷”结

构的出现时刻也随着时序位置的改变发生偏移,且静压幅值也发生改变。在 $C_L=0$ 时该结构较早出现,此时静压幅值最大;至 $C_L=0.533$ 时该结构出现最晚,且静压幅值达到最小值;当 $C_L=0.800$ 时该结构变为最早出现,且静压幅值有小幅度的增加,故其“波峰-波谷”结构的出现时刻和静压幅值随时序位置的变换形成 1 个循环周期。

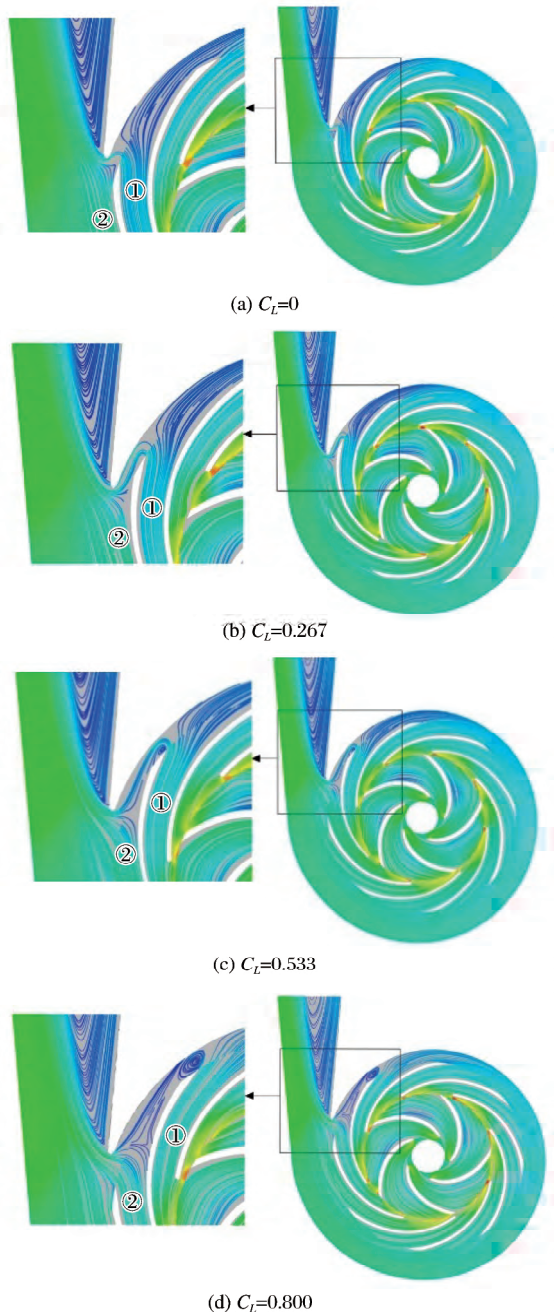


图 9 不同时序位置时泵中间截面的流线

Fig.9 The flow line of pump at different clocking positions

对于监测点 P_2 , 曲线变化最为规律, 在 1 个叶轮旋转周期内可均匀分为 5 个“波峰-波谷”结构, 与

叶轮叶片数 5 保持一致。随着 C_L 增大, 曲线中“波峰-波谷”结构发生偏移, 出现时刻的变化规律与 P_1 点相同; 而静压幅值先减小后增大, 在 $C_L=0.800$ 时达到最大。这是由于流体在叶轮推动下沿着叶轮叶片流入导叶, 叶轮与导叶之间的动静干涉造成导叶流道内压力脉动在时域上的分布波动情况与叶轮叶片数有关。

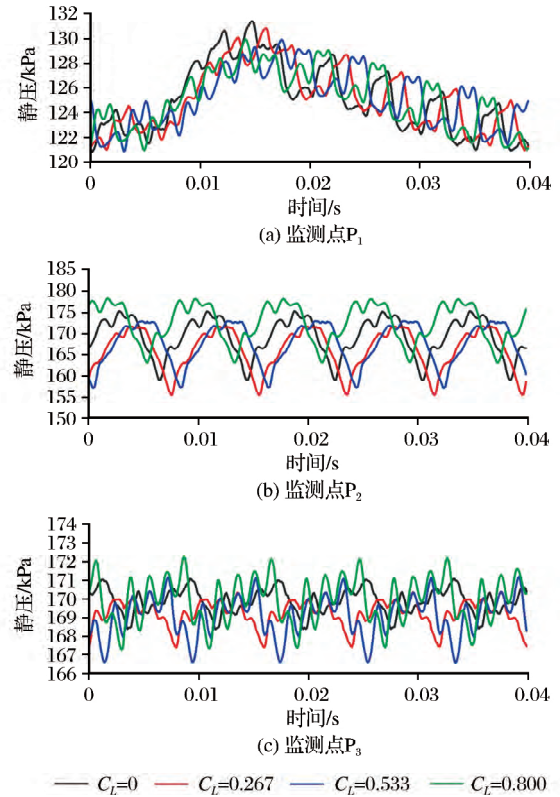


图 10 不同时序位置处监测点压力脉动时域图

Fig.10 The time domain diagram of pressure fluctuation at monitoring points at different clocking positions

对于监测点 P_3 , 在不同时序位置的压力脉动曲线虽然都呈现明显的周期性变化, 但曲线形状分布差别较大, 图 9 中隔舌处流线的变化进一步表明该现象的产生。随着时间的增加, 曲线可分为 5 个“波峰-波谷”结构, 与叶轮叶片数 5 保持一致。随着 C_L 增大, 曲线中“波峰-波谷”结构出现时刻的变化规律与其他 2 个监测点保持一致, 且静压幅值呈现先减小后增大的变化趋势。在 $C_L=0.267$ 时, 静压幅值达到最小; 当 $C_L=0.800$ 时, 静压幅值达到最大。由此“波峰-波谷”结构的出现时刻及静压幅值的变化随 C_L 的改变形成 1 个循环周期。

这说明, 时序效应对叶轮和导叶流道内压力脉动的波动变化趋势影响较小, 但对蜗壳隔舌处有明显的影响; 时序效应对泵流道内压力脉动的幅值大

小与波形在时序上的分布均有一定的影响。

选取叶轮旋转 7 个周期的各个监测点压力脉动时域数据进行快速傅里叶变换,得到监测点压力脉动频域图,如图 11 所示。观察图 11 发现,不同时序位置处监测点压力脉动在频域上的分布基本保持一致,均呈现出明显的离散特性,且压力脉动强度主要分布在低频段内,随着频率增加,压力脉动的幅值总体呈现逐渐减小的变化趋势,直到降低至接近于 0。

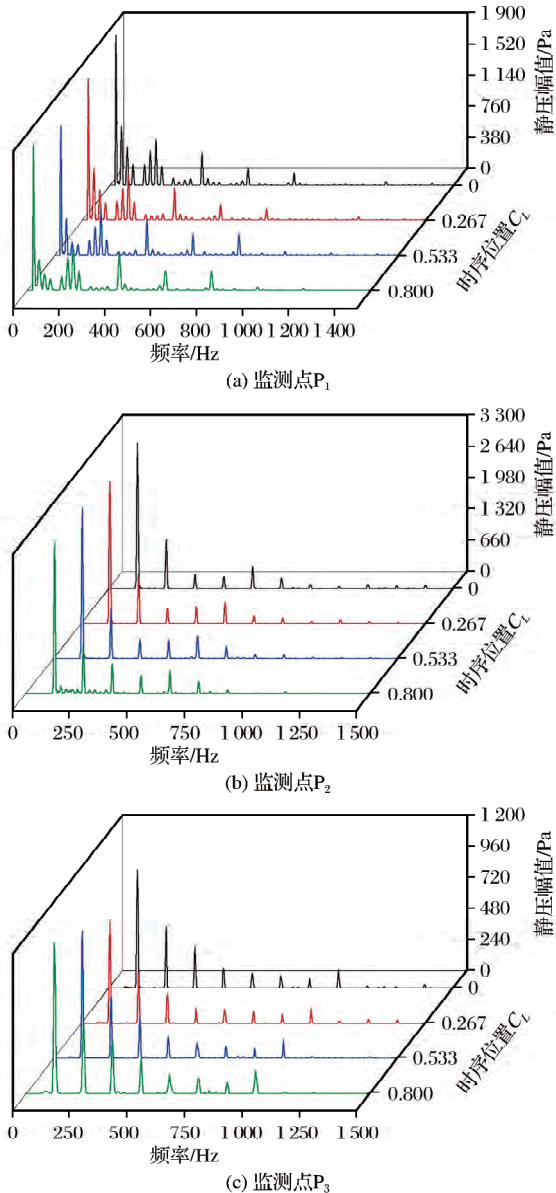


图 11 不同时序位置处监测点压力脉动频域图

Fig.11 The frequency domain diagram of pressure fluctuation at monitoring points at different clocking positions

对于监测点 P_1 ,压力脉动在不同时序位置的主频均为 25 Hz(即轴频),这是由于压力监测点设置在叶轮流道内且与流道保持相对静止状态,监测点随叶轮叶片同步旋转,使得轴频对该点静压分布影

响较大;次频均为 200 Hz,即 8 倍轴频,与导叶叶片通过频率保持一致,且监测点压力脉动的波峰主要集中在轴频和导叶叶频及其倍频处。在不同时序位置下,监测点压力脉动幅值出现先减小后增大的变化趋势,其中当 $C_L = 0.800$ 时幅值最大,在 $C_L = 0.267$ 时幅值达到最小。

对于监测点 P_2 和 P_3 ,压力脉动在不同时序位置的主频均为 125 Hz(即叶轮叶频),其峰值主要集中在叶轮叶频及其倍频处,说明导叶与蜗壳流道内压力脉动主要受叶轮与导叶的动静干涉影响。随着 C_L 增大,监测点压力脉动幅值的变化趋势与时域静压值的变化保持一致。但在 1000 Hz(即叶轮叶频与导叶叶频最小公倍数)处, P_3 点的压力脉动峰值偏大,这是由于该点位于隔舌处,其压力脉动在该频率处进行叠加,使得静压幅值增大,说明蜗壳流道内压力脉动与叶轮叶频和导叶叶频均有关,且叶轮叶频起主导作用。这说明,时序效应主要影响泵流道内压力脉动的幅值,对其能量分布影响较小。

2.4 流致噪声分析

不同时序位置下叶轮、导叶和蜗壳诱导噪声出口场点的声压级频率响应曲线如图 12 所示。由图 12 可知,各个时序位置的声压级随着频率增大发生同步变化,各部件诱导噪声均呈现明显的离散特性和宽频特性,具有显著的周期性脉动变化,且在叶轮叶频及倍频处存在明显峰值,对于叶轮部件而言,轴频处的峰值更为明显。随着频率的增大,声压级逐渐减小,在 1000 Hz 处各部件的声压级存有较大峰值,该频率为叶轮叶频与导叶叶频的最小公倍数,由于结构的相同导致各部件诱导噪声的声压级在该频率处进行叠加,从而导致声压级值增大,说明导叶式离心泵内不同部件诱导噪声均与叶轮叶频和导叶叶频有关,且叶轮叶频起主导作用。这些现象与各部件内压力脉动的频域分布规律存有一定的相似性,即认为泵内压力脉动频域曲线与声压级频率响应曲线存在关联性。叶轮诱导噪声的声压级值明显大于其他部件。随着 C_L 增大,各部件诱导噪声呈现先增大后减小的趋势,在 $C_L = 0.533$ 时各部件诱导噪声的声压级达到相对最大,对于叶轮和导叶部件而言,在 $C_L = 0$ 时其诱导噪声的声压级达到相对最小,但对于蜗壳部件来说,在 $C_L = 0.800$ 时其诱导噪声的声压级达到相对最小,且最大值与最小值相差约 3 dB。这说明时序效应对各部件诱导噪声有显著影响。

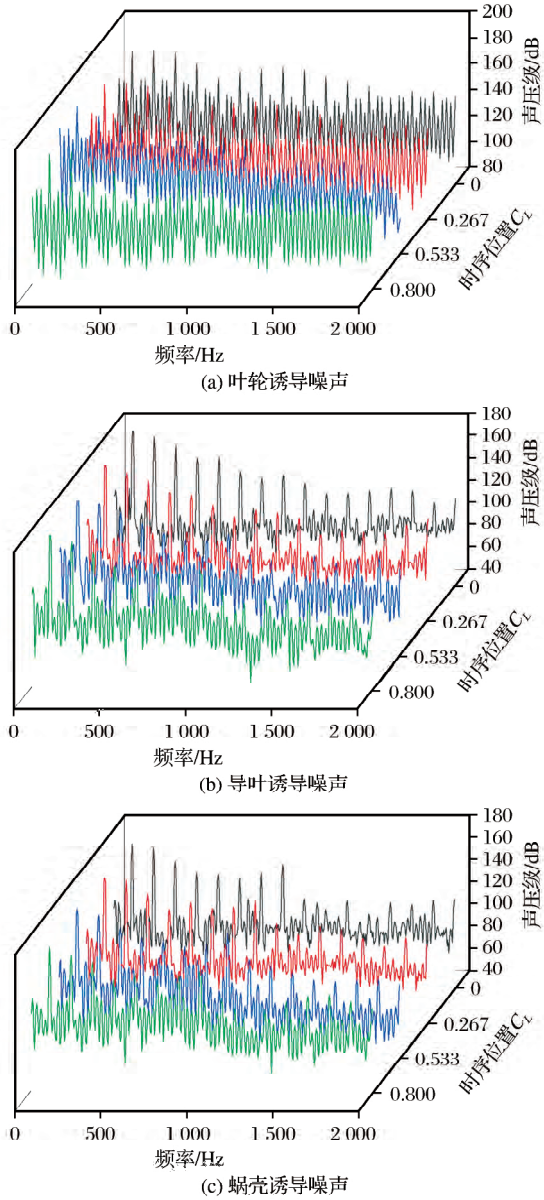


图 12 不同时序位置处各部件流动诱导噪声声压级频率响应曲线

Fig.12 The frequency response curve of flow induced noise sound pressure level of components at different clocking positions

由于声压级的叠加是能量上的叠加,而不是简单的线性相加,故需要通过能量求和法来计算泵的总声压级,计算公式为

$$L_p = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{\left(\frac{L_{pi}}{10}\right)}, \quad (8)$$

其中: L_p 表示合成后的总声压级(dB); L_{pi} 表示不同声源或不同频段的声压级(dB)。

为了更明显地体现出时序效应对泵内诱导噪声总声压级的影响,通过引入总声压级系数(即 TL_p)来表现不同时序位置下总声压级的变化,其公式为

$$TL_p = \frac{L_p^{C_L}}{L_p^0}, \quad (9)$$

其中: TL_p 为泵流致噪声的总声压级值系数; $L_p^{C_L}$ 为在 C_L 时泵流致噪声的总声压级值; L_p^0 为 $C_L = 0$ 时的泵流致噪声的总声压级值。

首先将图 12 中声压级曲线的 1 倍频程数据转换为 1/3 频程数据,然后采用 A 计权法对其进行处理,使用式(8)对各频段中心频率的声压级进行叠加,最后通过式(9)得出该时序位置的总声压级系数。基于 Levenberg-Marquardt 曲线拟合优化算法对各个时序位置处的总声压级系数进行曲线拟合,如图 13 所示,该拟合曲线的函数表达式为

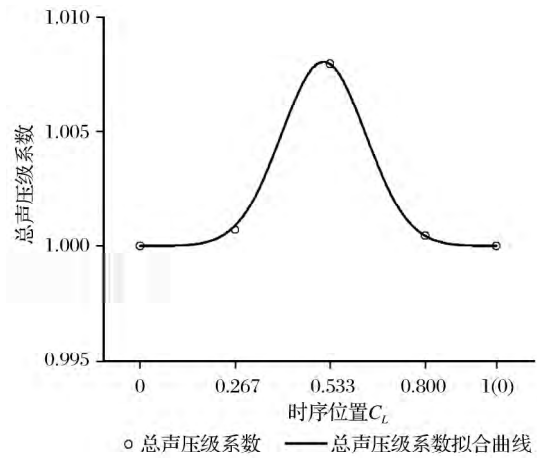


图 13 不同时序位置总声压曲线

Fig.13 The total sound pressure curve of different clocking positions

$$H_t = 0.00804 \times e^{-\frac{(C_L - 0.5148)^2}{2 \times 0.1186^2}} + 1. \quad (10)$$

由图 13 发现,导叶式离心泵流致噪声的总声压级系数拟合曲线与图 8 中泵的扬程时均系数和效率时均系数呈现一样的变化规律,都为高斯分布规律。随着 C_L 增大,总声压级系数呈现先增大后减小的变化趋势,在 $C_L = 0.533$ 附近曲线呈镜像对称,且在 $C_L = 0.533$ 时泵的总声压级系数相对最大,说明在该时序位置处离心泵的内流场噪声较大,且存在合适的时序位置使得泵的总声压级相对较小。

结合水力特性分析,在时序位置 $C_L = 0.267$ 时,泵的扬程和效率均达到相对较高,且此时泵的噪声处于相对较低水平,故可认为 $C_L = 0.267$ 为导叶最优时序位置。

3 结论

(1) 导叶相对蜗壳隔舌的时序效应对导叶式离

心泵的水力特性和流致噪声有明显影响,且随着 C_L 增大,泵的扬程时均系数、效率时均系数和总声压级系数变化规律一致,均为先增大后减小的高斯分布规律。在 $C_L=0.267$ 时,泵的扬程和效率均达到相对较高,且此时泵的噪声处于相对较低水平,故可认为 $C_L=0.267$ 为导叶相对最优时序位置。

(2) 时序效应对泵内流体流动的整体分布影响较小,仅在隔舌附近的区域出现较大变化,从而导致泵的扬程时均系数和效率时均系数的改变。

(3) 在导叶式离心泵的流致噪声中,叶轮诱导噪声的声压级明显高于其他部件诱导噪声的声压级,故叶轮诱导噪声为泵中流致噪声的主要来源。

(4) 导叶式离心泵中各部件的压力脉动频域曲线与声压级频率响应曲线存在一定关联,均呈现明显的离散特性,在叶轮叶频及倍频处存在明显峰值。对于叶轮部件而言,轴频处的峰值更为明显。

参考文献:

[1] Walker G J, Oliver A R. The Effect Of Interaction Between Wakes from Blade Rows in an Axial Flow Compressor on the Noise Generated by Blade Interaction[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1972, 94(4): 241-248.

[2] Saren V E. Some Ways of Reducing Unsteady Loads Due to Blade Row Hydrodynamic Interaction in Axial Flow Turbomachines[C]//Second International Conference EAHE, Pilsen, Czech Republic, 1994: 160-165.

[3] Griffin L, Huber F, Sharma O. Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils; Part 2 Numerical Simulation[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 636-642.

[4] Huber F W, Johnson P D, Sharma O P, et al. Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils; Part 1 Experimental Investigation[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 630.

[5] Gundy Burtlet K L, Dorney D J. Physics of Airfoil Clocking in Axial Compressors[R]. ASME, 1997.

[6] 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.

[7] 江伟, 朱相源, 李国君, 等. 导叶与隔舌相对位置对离心泵叶轮径向力的影响[J]. 农业机械学报, 2016, 47(2): 28-34.

[8] 朱相源, 江伟, 李国君, 等. 导叶与隔舌相对位置对离心泵水力性能影响的数值研究[J]. 武汉大学学报: 工学版, 2018, 51(1): 72-79.

[9] 柴立平, 张舜鑫, 陈亮, 等. 导叶时序效应对液力透平性能影响的研究[J]. 中国农村水利水电, 2019, (1): 169-175.

[10] 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.

[11] 朱相源, 江伟, 李国君, 等. 导叶与隔舌相对位置对离心泵非定常压力脉动影响的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(10): 829-834.

[12] 江伟, 李挺, 王玉川, 等. 导叶式离心泵内部流场数值模拟与试验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(9): 121-128.

[13] 袁寿其. 离心泵内部流动与运行节能[M]. 北京: 科学出版社, 2016.

Influence of Clocking Effect on Hydraulic Characteristics and Flow Noise of the Centrifugal Pump with Vaned Diffuser

Li Rennian^{1,2}, Tian Pilong¹, Han Wei^{1,2}, Quan Hui^{1,2}, Guo Rong^{1,2}

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

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems, Gansu Province, Lanzhou 730050, China)

Abstract In order to study the influence of clocking effect with the guide vane relative to volute tongue on the hydraulic characteristics and flow noise of guide vane centrifugal pump, a certain type of diffuser centrifugal pump was taken as the research object. The reliability of numerical simulation was verified by experiment, and the flow field characteristics and sound field characteristics of the centrifugal pump were analyzed at different clocking positions under the designed condition. The results show that with the increase of C_L , the head time-average coefficient, the efficiency time-average coefficient and the total sound pressure level coefficient of the pump show the gaussian distribution pattern of firstly increasing and then decreasing. $C_L = 0.267$ is the relatively optimal clocking position of the guide vane, at this time, the head

(下转第 127 页)

of the brand economic development level in mainland China is significant, and there is a precise level of solidification characteristics. The differences in the brand economic development among provinces and regions are relatively stable. There is a significant circular cumulative cause and effect, and the overall construction tends to a high level. Therefore, it is necessary to tap regional advantages and build local brands fully, deepen market reforms, strengthen the main functions of corporate brand building, improve government functions and strengthen brand protection.

Key words Brand economy; Spatial disequilibrium; Dagum Gini coefficient; Markov chain

(本文责编:毛鸿艳)

(上接第 90 页)

and efficiency of the pump are relatively high, while the noise is relatively low. The clocking effect affects the fluid flow around the volute tongue in the pump, resulting in the change of the hydraulic performance of the pump. In the flow noise of the pump, impeller-induced noise is the main source, and its sound pressure value is higher than that of other components. The pressure pulsation and sound pressure level of each components in the pump show obvious discrete characteristics in the frequency domain, and the peak occurs at the frequency and frequency doubling of the impeller blade. The results could provide a reference for the relative position determination of radial guide vane in centrifugal pump.

Key words Clocking effect; Centrifugal pump with vaned diffuser; Hydraulic characteristics; Flow noise

(本文责编:冯 婷)