

# 离心泵内部流动时序效应的 CFD 计算

刘厚林, 崔建保, 谈明高, 吴贤芳, 徐 欢

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

**摘 要:** 为了研究导叶时序效应对离心泵性能的影响, 采用 CFD 方法对设计流量工况下导叶不同时序位置时离心泵内部流动进行了数值计算, 定义导叶叶片尾缘与隔舌夹角为 0 时为时序位置 0, 每增加 10°增加一个时序位置。得到了泵内外特性随时序位置不同的变化规律, 并分析了不同时序位置对隔舌处压力脉动及叶轮径向力非定常特性的影响。结果表明: 随着导叶时序位置的增加, 泵扬程和效率呈先上升后下降的趋势, 导叶与隔舌相对位置在 20°时达到最大值, 扬程较最低值提高 0.6 m; 时序效应对隔舌处 1 倍和 2 倍叶片通过频率影响最大, 且随时序位置的增加, 主频和压力脉动幅值呈先减小后增加的趋势, 时序位置 1 时幅值为 4 时的 70%; 导叶时序位置的改变主要影响泵底座-出口方向叶轮径向力分量。研究结果为离心泵径向导叶设计提供参考。

**关键词:** 离心泵, 效率, 压力, 时序效应

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2013.14.009

中图分类号: TH311

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2013)-14-0067-07

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 Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(14): 67—73. (in Chinese with English abstract)

## 0 引 言

导叶是提高流体机械水力性能的主要方法之一, 它广泛应用于涡轮、压缩机、水泵等装置中<sup>[1-3]</sup>, 目前通过改进导叶自身水力设计是改善装置水力性能的重要手段<sup>[4-7]</sup>。近年来国内外通过研究动静叶片时序效应的影响来改善水力性能的方法表明时序效应对流体机械内部流动有着重要影响。变动装置内动子—静子, 静子—静子等相对周向位置时, 上游叶片流动尾迹分布变化, 从而对下游附面层和分离层产生影响, 所引起整体水力性能的变化现象称为时序效应。文献[8-17]对涡轮、轴流式压缩机、离心式压缩机中时序效应的研究表明适当的动静转子间时序位置对提高装置水力效率和改善非定常作用力有着重要作用。导叶-蜗壳组合结构的离心泵, 其扬程特性曲线平坦, 高效区宽、结构紧凑, 径向力小, 常用于大流量泵结构中<sup>[18]</sup>, 而其导叶相对隔舌不同时序位置对泵性能的影响很少有文献报道。通常情况下, 改变动-静子相对周向位置一般对下游流动产生较为明显的变化, 而同时由于流动中存在的动静干涉作用, 致使上下游流动均受到影响。蜗壳式离心泵中叶轮与隔舌的动

静干涉作用可引起泵内压力脉动及叶轮非定常作用力, 这将引起泵振动、噪声的危害<sup>[19-20]</sup>。本文以一台单级径向导叶-蜗壳组合结构的离心泵为研究对象, 使用数值计算方法研究导叶与隔舌不同时序位置时对泵扬程、效率的影响, 进而分析导叶不同时序位置对离心泵内隔舌处压力脉动和叶轮径向力等非定常特性的影响<sup>[21-24]</sup>。

## 1 泵模型与数值计算方法

### 1.1 研究模型

所用模型泵由 5 叶片叶轮、8 叶片径向导叶和蜗壳组成, 设计参数为流量  $Q_d=32.8 \text{ m}^3/\text{h}$ , 设计扬程  $H_d=5.8 \text{ m}$ , 转速为  $n=1\,450 \text{ r/min}$ , 几何参数如表 1。实物与水体三维造型如图 1, 实物采用透明有机玻璃制造。安装结构图如图 2, 导叶通过销钉固定于泵盖, 通过改变导叶与泵盖不同周向销钉孔的连接来改变导叶与隔舌的时序位置。

表 1 离心泵主要结构参数  
Table 1 Main geometry parameters

	几何参数 Geometric parameters		数值 Value
	进口直径 Inlet diameter/mm	出口直径 Outlet diameter/mm	
叶轮 Impeller	叶片数 Blade number	叶片包角 Wrap angle/(°)	120
	叶片出口宽度 Outlet width/mm		14
	基圆直径 Base circle diameter/mm		240
	进口直径 Inlet diameter/mm	出口直径 Outlet diameter/mm	173
蜗壳 Volute	叶片数 Blade number		8

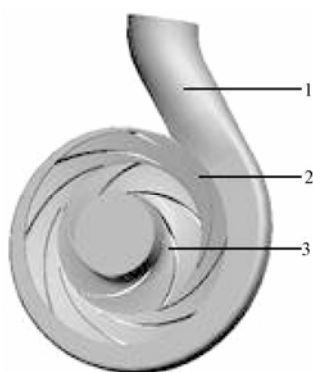
收稿日期: 2012-11-07 修订日期: 2013-05-27

基金项目: 国家自然科学基金 (51079062、51109095)、江苏省自然科学基金 (BK2010346)、江苏高校优势学科建设工程资助项目

作者简介: 刘厚林 (1971—), 江苏溧水, 研究员, 博士生导师, 主要从事水泵现代设计理论与方法的研究。镇江 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 212013。Email: liuhoulin@ujs.edu.cn



a. 离心泵实物  
a. Physical model of centrifugal pump

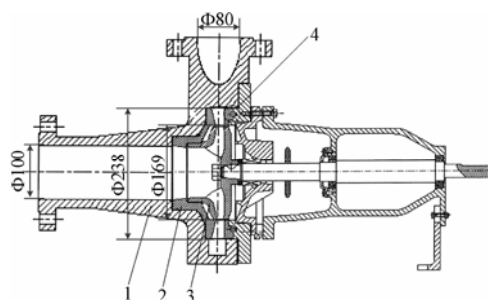


b. 离心泵水体三维造型  
b. Three-dimensional model of centrifugal pump

1. 蜗壳 2. 导叶 3. 叶轮  
1. Volute 2. Guide vane 3. Impeller

图 1 离心泵实物与水体造型

Fig.1 Centrifugal pump model



1. 蜗壳 2. 导叶 3. 叶轮 4. 销钉  
1. Volute 2. Guide vane 3. Impeller 4. Cotter pin

图 2 泵安装结构图

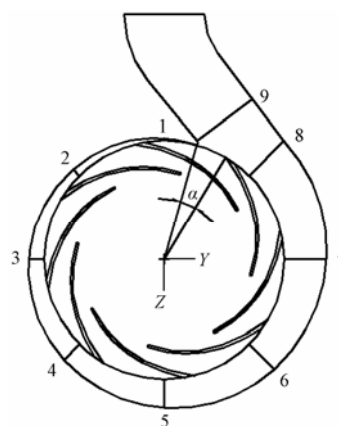
Fig.2 Sketch map of pump assembly

## 1.2 计算网格与数值计算方法

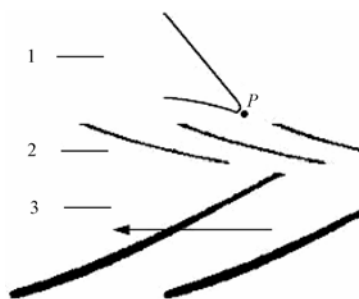
如图 3, 以导叶片尾缘与隔舌之间的周向夹角  $\alpha$  表示导叶与隔舌不同的时序位置, 导叶尾缘与隔舌夹角  $\alpha=0^\circ$  时记为 CL0 (即 Clocking0), 顺时针方向增加  $10^\circ$  为一个时序位置, 至 CL4 时,  $\alpha$  再增加  $5^\circ$ , 则与 CL0 重合, 形成一个时序周期。1~9 为蜗壳各断面,  $P$  是位于隔舌处的监测点。

基于 ANSYS ICEM CFD 软件对模型泵的计算区域进行网格划分, 采用对复杂边界适应性强的非结构化网格形式, 并进行网格无关性检查, 扬程随网格数增加相关性低于 1% 时认为网格对计算结果无影响。为提高计算精度, 最后采用的网格总数为

217 万, 各部分网格数及网格密度见表 2。主要计算区域网格如图 4 所示。



a. 导叶时序位置  
a. Guide vane clocking position



b. 隔舌处监测点

b. Monitoring location at tongue

注:  $\alpha$  为导叶尾缘与隔舌夹角,  $(^\circ)$ ; 1~9 为蜗壳各断面; 1 为隔舌; 2 为导叶叶片; 3 为叶轮叶片;  $P$  为监测点。

Note:  $\alpha$  is the angle between guide vane trailing edge and tongue; 1~9. Volute cross section; 1 is Volute tongue; 2 is Guide vane blade; 3 is Impeller blade;  $P$  is Monitoring location.

图 3 导叶时序位置及监测点

Fig.3 Guide vane clocking position and monitoring location at tongue

表 2 主要计算区域网格

Table 2 Mesh of each computational domain

	进水段 Inlet	叶轮 Impeller	导叶 Guide vane	蜗壳 Volute	出水段 Outlet
网格数 Mesh number/万	24	38	25	108	21
网格密度 Mesh density/mm <sup>3</sup>	0.47	0.53	0.64	0.79	0.45



图 4 离心泵主要计算域及网格

Fig.4 Main computational domain and unstructured mesh

在设计流量 ( $Q=Q_d$ ) 下对导叶各时序位置 CL0~CL4 进行计算。首先采用 CFX 进行定常数值计算, 湍流模型选用  $k-w$  湍流模型, 边界条件设置为总压进口和质量流量出口, 固壁处采用无滑移边界条件, 近壁区采用 Scalable 壁面函数, 收敛精度设置为  $10^{-4}$ 。采用稳态定常计算结果作为非定常计算的初始流场。叶轮旋转 6 个周期, 叶轮每转  $1^\circ$  为一个时间步长, 时间步长为  $1.15 \times 10^{-4}$  s, 取最后一个周期结果用于非定常分析。

为验证数值计算的可靠性, 对时序位置 CL1 ( $\alpha=10^\circ$ , 图 3a), 设计流量点 ( $Q_d=32.8 \text{ m}^3/\text{s}$ ) 及其附近  $0.9Q_d$  和  $1.1Q_d$  的计算结果与试验值对比。所用试验台为闭式试验台, 如图 5, 采用上海威尔泰仪器仪表有限公司生产的 WT200 系列压力变送器测量泵扬程, 测量范围  $-100 \sim 100 \text{ kPa}$ , 测量精度 0.2 级; 上海自动化仪表九厂生产的 LW-80 型涡轮流量计测量流量, 工作压力为  $1.6 \text{ MPa}$ , 流量计系数为 11.1346; 上海量仪表器仪表有限责任公司生产的 ZJ 型转矩转速传感器测量转矩, 测量范围  $0 \sim 10 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 精度 0.2 级。调节蝶阀改变泵流量, 测得  $0.9 \sim 1.1Q_d$  下对应的扬程和效率。 $0.9 \sim 1.1Q_d$  试验与模拟值对比如图 6 所示。

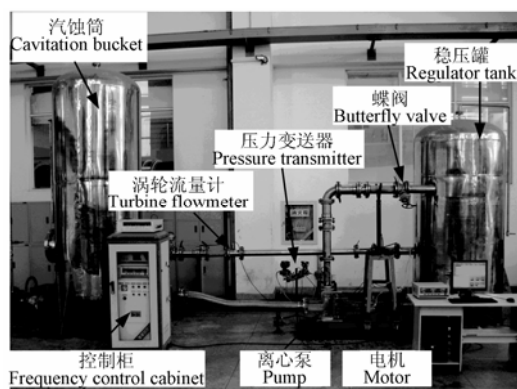
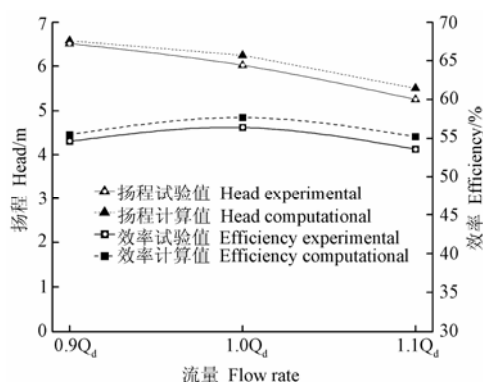


图 5 试验装置示意图

Fig.5 Sketch of experimental setup



注: 转速为  $1450 \text{ r/min}$ , 额定流量  $Q_d=32.8 \text{ m}^3/\text{h}$ , 下同。  
Note: Rotating speed is  $1450 \text{ r/min}$ , the design flow rate  $Q_d=32.8 \text{ m}^3/\text{h}$ , the same as below.

图 6 设计流量及附近预测值与试验值对比

Fig.6 Comparisons between experimental and computational

从图中可以看出  $0.9 \sim 1.1Q_d$  数值计算结果与试验结果在趋势上有很高的一致性, 扬程和效率预测值在此范围内均比试验值略高, 且最大误差均不超过 3%。由此可见该计算方法在  $Q=Q_d$  及附近比较准确地预测泵的外特性, 因此可用来进一步反映设计工况  $Q_d$  下泵内流场特征。

## 2 计算结果与分析

### 2.1 时序效应对泵扬程和效率的影响

不同时序位置下泵计算扬程和效率结果如图 7 所示。其中横坐标 CL0~CL4 为导叶不同时序位置。

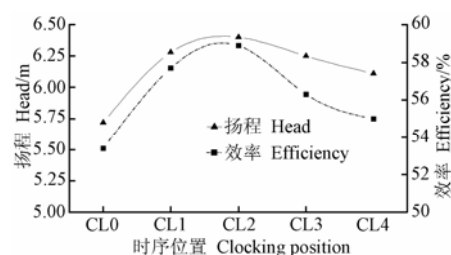


图 7 不同时序位置下泵扬程和效率变化

Fig.7 Influence of clocking position on head and efficiency

从上图可以看出, 导叶与隔舌相对位置从 CL0 至 CL4 的过程中, 泵扬程整体趋势为先升高再降低, 在 CL0 时由于导叶尾缘处于隔舌正下方, 受隔舌影响扬程较其余位置明显偏低, 为最小值; 从 CL0 至 CL2 扬程逐渐升高, 在靠近 CL2 左右达到最大值  $6.34 \text{ m}$ , 从 CL2 至 CL4 扬程则逐渐降低, 扬程最高最低值相差约  $0.6 \text{ m}$ 。导叶与隔舌时序位置从 CL0 至 CL4 的过程中, 泵效率同扬程趋势大体一致, 在 CL2 附近同时取得效率最大值  $58.6\%$ , CL2 至 CL4 之间效率下降趋势比扬程下降趋势更为明显, 效率最高与最低相差约  $5\%$ 。

为分析时序效应对泵内部流场的影响, 以 CL2 ( $\alpha=20^\circ$ ) 时各断面压力值为参考, 分别对 CL0~CL4 位置下蜗壳 1~8 断面 (图 3) 压力相对于其在 CL2 时的平均压力差进行计算。

相对压差  $\Delta p\%$  定义如下,

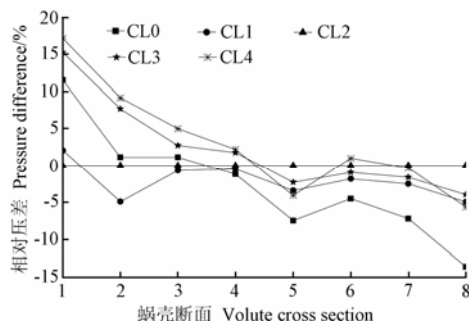
$$\Delta p = \frac{(p_{i,j} - p_{20,j})}{p_{20,j}} \times 100\%$$

式中,  $P_{i,j}$  是  $\alpha$  为  $i$  角度下蜗壳第  $j$  断面平均压力, Pa;  $P_{20,j}$  是  $\alpha$  为  $20^\circ$  时蜗壳第  $j$  断面的平均压力, Pa。

从图 8 中可以看出, 隔舌附近的 1、2、8 断面变化较其余断面大。从 CL0 至 CL4, 相同断面处相对于 CL2 时压力差整体递增, 而同一时序位置下压差随断面增加而递减, 相差在  $20\%$  之内。至第 8 断

面, 位于 CL2 的压力相对差最大值较最低值 CL0 时高约 15%。

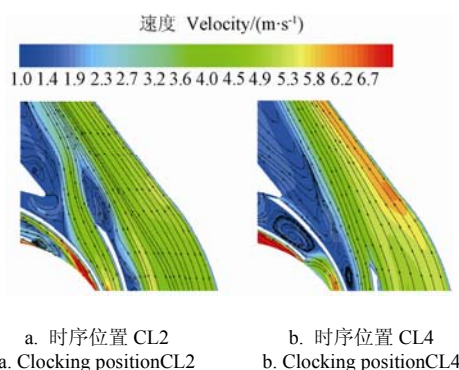
取最高效率时序位置 CL2 和最低效率时序位置 CL4 下在同一时刻隔舌附近和叶轮内速度云图和流线图, 如图 9 所示。



注: CL0~CL4 为时序位置 0~4, 额定流量  $Q_d=32.8 \text{ m}^3/\text{h}$ , 下同。  
Note: CL0~CL4 represent the clocking positions, the design flow rate  $Q_d=32.8 \text{ m}^3/\text{h}$ , the same as below.

图 8 蜗壳断面压力变化

Fig.8 Pressure variation of each cross-section



a. 时序位置 CL2  
a. Clocking position CL2

b. 时序位置 CL4  
b. Clocking position CL4

图 9 隔舌附近速度分布

Fig.9 Velocity distribution near tongue region

由图 9 中导叶时序位置 CL2 与 CL4 隔舌处速度流线对比可以看出, 与 CL2 处相比, CL4 处导叶片靠近隔舌正下方, 从而使通过导叶流道的水体以隔舌和导叶叶片为界分开, 导致隔舌下方的导叶片背面及隔舌附近出现大面积脱流, 另一方面, 相邻导叶叶片使蜗壳出口背面的水体流道变窄, 造成出口背面流速较高, 整个蜗壳出口从外到内, 速度梯度较大。而 CL2 处, 隔舌与导叶叶片间都有水体通过, 隔舌附近的脱流较 CL4 处明显减小, 在出口下方导叶叶片尾缘仅小部分尾旋脱落, 且由于导叶与蜗壳背面距离的扩大, 蜗壳出口处截面的速度梯度较小。

## 2.2 时序效应对隔舌处压力脉动的影响

以各时序位置下计算的叶轮旋转最后一个周期作为分析, 并定义此周期开始时刻为 0, 且保证每个时序位置下叶轮同步。图 10 表示不同时序位置下隔舌处监测点 P 压力脉动时域特性。

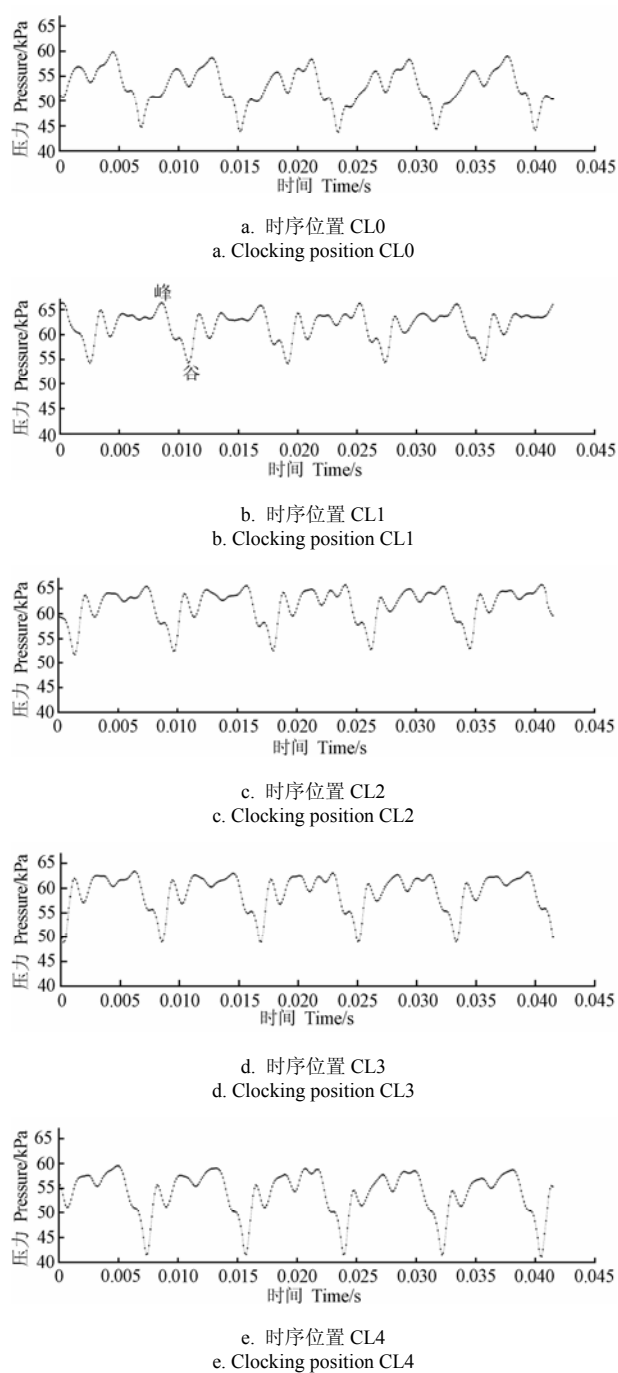


图 10 不同时序位置下 P 点压力脉动时域图

Fig.10 Frequency fluctuations of pressure fluctuations at location P for different clocking positions

在各时序位置下, P 点压力脉动时域特性均呈现出明显的周期性变化, 压力变化趋势所呈现出的波形比较一致。但各时序位置下时域特征也有明显的差别。由 CL0~CL4 压力脉动时域图对比可以看出, 从 CL0 至 CL1 压力脉动幅值减小, 而 CL1~CL4 逐渐增大。最小压力脉动幅值位于时序位置 CL1, 即导叶尾缘与隔舌夹角为  $10^\circ$  时, 最小值为 11 kPa; 最大压力脉动幅值位于时序位置 CL4, 此时导叶尾缘与隔舌夹角为  $40^\circ$ 。CL1 处压力脉动幅

值约为 CL4 处幅值的 70%。从各时序位置下 P 点压力脉动平均值来看, 则呈现出与泵扬程变化一致的趋势, 从 CL0~CL2, 静压平均值增大, CL2~CL4 静压平均值逐渐减小。CL2 处平均静压值约为 CL0 处平均静压值的 1.14 倍。从图中另一方面还可以看出, “峰-谷”结构的出现时刻也随着导叶与隔舌时序位置的变化而逐渐变化, 如图中 CL1 处所标出的“谷”出现在 0.01 s 之后, 而随着时序位置的变化, 此“谷”的出现时刻逐渐前移, 且随 CL0~CL4 形成一个循环周期。这说明, 随着导叶时序位置的变化, 不仅影响隔舌处流场静压脉动幅值, 不同时序位置下的隔舌—导叶—叶轮叶片之间的动静干涉也影响着压力脉动的时间序列。

叶轮转速为 1450 r/min, 其转频  $F=24.17$  Hz, 叶片  $z=5$ , 1 倍叶片通过频率为  $f_n=120.83$  Hz。以叶频倍数为频率坐标, 如图 11 可以很明显看出不同时序位置下 P 点出压力脉动以叶片通过频率为主, 在  $f_n$  处, CL0~CL4 幅值先减小后增加, CL1 处幅值最低, 幅值为 1.4 kPa; 在  $2f_n$  处, 压力脉动幅值整体减小, CL0~CL4 与  $f_n$  处保持同样的变化趋势, 幅值较  $f_n$  处降低约 45%。而  $3f_n\sim6f_n$ , 各频率下幅值相差不大, 且各时序位置下脉动幅值区别也不明

显。因此, 导叶时序效应对隔舌处 P 点的影响主要是 1 倍和 2 倍叶片通过频率。

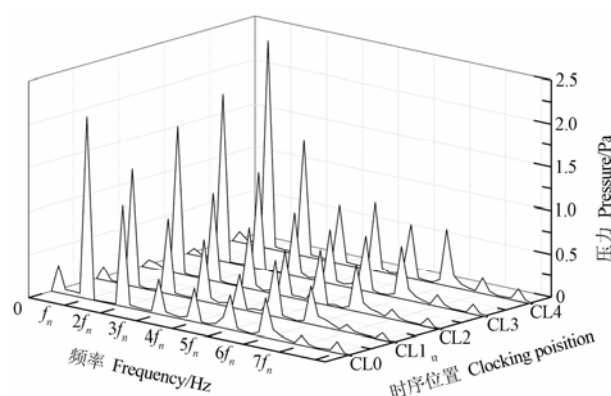


图 11 不同时序位置下 P 点压力脉动频域图

Fig.11 Frequency spectra of pressure fluctuations at location P for different clocking positions

## 2.3 时序效应对叶轮径向力的影响

由隔舌处 P 点在导叶不同时序位置下压力脉动的分析可知, 导叶时序效应对叶轮叶片—导叶叶片—隔舌动静干涉有着明显的影响, 因此, 时序效应对转子部分—叶轮也应有着重要影响。以 Y 和 Z 向为坐标轴 (图 3), 各时序位置下叶轮径向力矢量分布图如图 12 所示。

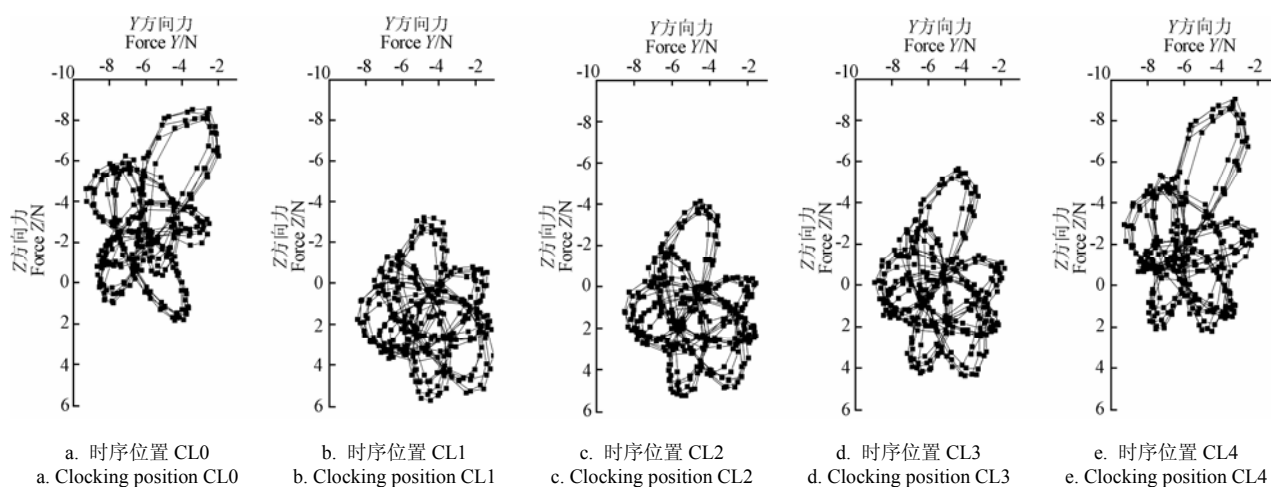


图 12 不同时序位置下叶轮径向力分布矢量图

Fig.12 Vector diagram of radial hydraulic forces on the impeller for different clocking positions

由图 12 可看出, 导叶各时序位置下叶轮 Y-Z 平面径向力矢量分布均成“花瓣形”, 受导叶和叶轮干涉, 各位置下径向力均有较明显的 5 个“长瓣”和中间交错的 3 个“短瓣”组成。且随着时序位置由 CL0~CL4, 径向力 Z 方向矢量中心在  $Z=0$  附近由负到正, 再由正到负向形成规律的周期, 而 Y 向力中心位置变化不大。CL1 和 CL2 位置下, 径向力各向分布较为均匀, 幅值最小; 除了 Z 向力和幅值变化外, 还可以很明显的看到, 在叶轮正对蜗壳出口方向径向力在各时序位置下幅度变化最大。这说

明对于非周向对称的离心泵来说, 导叶时序效应主要影响叶轮 Z 向 (即底座到蜗壳出口方向) 上力的幅值, 且对蜗壳出口方向影响最为明显。

## 3 结 论

1) 随着导叶时序位置的增加, 泵扬程和效率先增大后减小, 在导叶与隔舌夹角为  $20^\circ$  附近, 扬程和效率的值最高, 分别为 6.34 m 和 58.6%, 扬程较  $0^\circ$  处提高约 0.6 m, 效率提高约 5%。

2) 隔舌处压力脉动幅值随导叶时序位置的增

加先减小后增加,在导叶与隔舌夹角为 $10^\circ$ 处最小,为11 kPa,是最大脉动幅值 $40^\circ$ 处的70%,且压力脉动随时序位置的变化周期性移动;各时序位置下隔舌处压力脉动以叶片通过频率为主,时序效应主要影响1倍和2倍叶片通过频率,1倍和2倍叶片通过频率下, $0\sim 40^\circ$ 幅值均先减小后增大, $10^\circ$ 处幅值最小,为1.4 kPa,2倍叶片通过频率下幅值为1倍下的45%。

3) 导叶时序效应对离心泵叶轮径向力底座—蜗壳出口方向分量影响最大,随着时序位置增加,叶轮径向力幅值先减小后增大,处于中间时序位置 $10^\circ$ 和 $20^\circ$ 处径向力较小,各向分布也较均匀。

#### [参 考 文 献]

- [1] 惠宇, 宋华芬. 可转导叶级对轴流涡轮特性的影响[J]. 燃气轮机技术, 2008, 21(3): 36—39.  
Hui Yu, Song Huafen. Effect of variable geometry on characteristics of multistage turbine[J]. Gas Turbine Technology, 2008, 21(3): 36—39. (in Chinese with English abstract)
- [2] 肖军, 谷传纲, 舒信伟, 等. 带可调进口导叶离心压缩机的性能分析[J]. 动力工程, 2006, 26(6): 804—807.  
Xiao Jun, Gu Chuangang, Shu Xinwei, et al. Performance analysis of a centrifugal compressor with adjustable inlet guide vanes[J]. Journal of Power Engineering, 2006, 26(6): 804—807. (in Chinese with English abstract)
- [3] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 宇航出版社, 北京, 2010.
- [4] 李忠, 杨敏官, 王晓坤. 导叶对轴流泵性能影响的试验[J]. 排灌机械, 2009, 27(1): 15—18.  
Li Zhong, Yang Minguan, Wang Xiaokun. Experimental study of guide vane influence on performance of axial-flow pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009, 27(1): 15—18. (in Chinese with English abstract)
- [5] Gaetani P, Boccazzi A, Sala R. Low field in the vaned diffuser of a centrifugal pump at different vane setting angles[J]. Journal of Fluid Engineering, 2012, 134(3): 1—12.
- [6] 温凤波, 王松涛, 冯国泰, 等. 某型涡轮叶片型面匹配优化设计[J]. 汽轮机技术, 2010, 52(3): 169—172.  
Wen Fengbo, Wang Songtao, Feng Guotai, et al. Profile surface matching optimization design of a turbine blade[J]. Turbine Technology, 2010, 52(3): 169—172. (in Chinese with English abstract)
- [7] 周岭, 施卫东, 陆伟刚, 等. 井用潜水泵导叶的正交试验与优化设计[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(4): 312—315.  
Zhou Ling, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Orthogonal test and optimization design of submersible pump guide vanes[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(4): 312—315. (in Chinese with English abstract)
- [8] Huber F W, Johnson P D, Sharma O P, et al. Performance improvement through indexing of turbine airfoils: Part I-Experimental investigation[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 18(4): 630—635.
- [9] Dorney D J, Sharma O P, Gundy Burlet K L. Physics of airfoil clocking in a high-speed axial compressor[J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 1998, 15(4): 259—270.
- [10] Barankiewicz W S, Hathaway M D. Effects of stator indexing on performance in a low speed multistage axial compressor[R]. NASA Technical Memorandum, 1998, 80(8): 1—12.
- [11] 姜华, 席光, 宫武旗. 不同导叶预旋角下离心压缩机的时序效应[J]. 西安交通大学学报, 2010, 7(44): 120—124.  
Jiang Hua, Xi Guang, Gong Wuqi. Clocking effect under different inlet guide vanes prewhirl angles in a centrifugal compressor[J]. Journal of Xian Jiaotong University, 2010, 44(7): 120—124. (in Chinese with English abstract)
- [12] Dieter Bohn, Jing Ren, Michael Sell. Influence of stator clocking on the unsteady three-dimensional flow in a two-stage turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(1): 156—163.
- [13] Behr T, Porreca L, Mokulys T, et al. Multistage aspects and unsteady effects of stator and rotor clocking in an axial turbine with low aspect ratio blading[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(1): 11—22.
- [14] 杜红军, 胡骏, 姚刚. 时序效应减小转子叶片表面非定常气动力的数值模拟[J]. 燃气涡轮实验与研究, 2007, 20(1): 21—26.  
Du Hongjun, Hu Jun, Yao Gang. Numerical simulation of clocking effect in reducing rotor blade unsteady aerodynamic force[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2007, 20(1): 21—26. (in Chinese with English abstract)
- [15] Nicole L K, Patrick B L, Sanford F. An experimental study of vane clocking effects on embedded compressor stage performance[J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(1): 1801—1810.
- [16] Schennach O, Woisetschlager J. Three dimensional effects in a one and a half stage transonic turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(1): 1901—1910.
- [17] Yan Peigang, Qiang Xiaoqing, Du Zhaohui. Numerical Investigation of compressor rotor blade clocking effect on aerodynamic loading of the stator vane[C]// Warsaw 2012 50th Anniversary of JTAM, 50(2): 423—440.
- [18] 张立胜. 导叶-蜗壳组合式消防离心泵全流场数值模拟及试验研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2011.  
Zhang Lisheng. Numerical Simulation and Experimental Research on Volute-diffuser Combined Centrifugal Fire Pump[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2011. (in Chinese with English abstract)
- [19] 田辉, 郭涛, 孙秀玲, 等. 离心泵内部动静干涉作用的数值模拟[J]. 农业机械学报, 2009, 40(8): 92—95.  
Tian Hui, Guo Tao, Sun Xiuling, et al. Numerical simulation of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(8): 92—95. (in Chinese with English abstract)
- [20] 祝磊, 袁寿其, 袁建平, 等. 不同型式隔舌离心泵动静干涉作用的数值模拟[J]. 农业工程学报, 2011, 27(10): 50—55.  
Zhu Lei, Yuan Shouqi, Yuan Jianping, et al. Numerical simulation for rotor-stator interaction of centrifugal pump with different tongues[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2011, 27(10): 50—55. (in Chinese with English abstract)
- [21] 谈明高, 任芸, 袁寿其. 离心泵能量性能预测的对比[J]. 农业工程学报, 2008, 24(11): 95—98.  
Tan Minggao, Ren Yun, Yuan Shouqi. Comparative research on energy performance prediction of centrifugal pumps[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2008, 24(11): 95—98. (in Chinese with English abstract)



- [22] 张德胜, 施卫东, 张华, 等. 不同湍流模型在轴流泵性能预测中的应用[J]. 农业工程学报, 2012, 28(1): 66—71. Zhangdesheng, Shi Weidong, Zhang Hua, et al. Application of different turbulence models for predicting performance of axial flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(1): 66—71. (in Chinese with English abstract)
- [23] 高江永, 王福军, 瞿丽霞, 等. 大型双吸泵叶轮动态应力特性[J]. 农业机械学报, 2012, 43(1): 42—47. Gao Jiangyong, Wang Fujun, Qu Lixia, et al. Dynamic stress of large double-suction centrifugal pump impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(1): 42—47. (in Chinese with English abstract)
- [24] 周凌九, 王占民, 江东智. 离心泵非定常流动计算及性能预测[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(4): 286—290. Zhou Lingjiu, Wang Zhanmin, Jiang Dongzhi. Computation of unsteady flow and performance prediction for centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(4): 286—290. (in Chinese with English abstract)

## CFD calculation of clocking effect on centrifugal pump

Liu Houlin, Cui Jianbao, Tan Minggao, Wu Xianfang, Xu Huan

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

**Abstract:** In order to study the influence of clocking effect on the centrifugal pump, the CFD method was applied to simulate the inner flow in the centrifugal pump at its design flow rate under different guide vane clocking positions. The centrifugal pump mainly consisted of volute, guide vane and impeller. The physical model was made of transparent organic glass. The clocking positions were changed by changing the circumferential connection between guide vane and volute. First, we defined the position at which the angle between guide vane blade trailing edge and volute tongue was  $0^\circ$  as Clocking0, and the clocking position number increases by 1 every increase of  $10^\circ$  clockwise. The calculation result at Clocking1 position was compared with its experimental value. The experiment was conducted in a closed test platform. The pump head and efficiency error between experimental and calculated results were less than 3%, which indicated the CFD calculation method predicted the performance of centrifugal pump relatively well such that it can be used for predicting the characteristics of other clocking positions. The external characteristics and internal flow features variations of the pump versus clocking positions were obtained. The pressure fluctuation at the tongue region and the radial hydraulic force on the impeller at different clocking positions were analyzed as well. The results indicated that with the increase of clocking position, the pump head and efficiency increased and then decreased, reaching the maximum value near Clocking2. The minimum value of pump head and efficiency was at Clocking0. The pump head at Clocking2 was 0.6m greater than that of Clocking0, and the efficiency was about 5% greater. The average relative pressure differences on each cross section of pump volute were analyzed, which indicated that the pressure variations were within 20% with the increase of clocking positions. The analysis on frequency fluctuations and frequency spectra of pressure fluctuations at locations around tongue for different clocking positions revealed that clocking effect mainly affected one and two times the blade passing frequency at the tongue region. When the clocking position number increased, both the dominant frequency and the amplitude of the pressure fluctuation increased and then decreased. The minimum value of the pressure fluctuation amplitude was at Clocking1, the maximum value of pressure fluctuation amplitude was at Clocking4, and the minimum value was 70% of the maximum. In addition, the structures of pressure fluctuation translate periodically with the sequence of clocking positions. The analysis of unsteady radial hydraulic force on the impeller showed that with increasing clocking position, the value of radial hydraulic force first decreased and then increased, the maximum value was at Clocking4, and the minimum was at Clocking1. The study demonstrates that the guide vane clocking position has the very important impact on centrifugal pump and it provides a reference for the guide vane design in centrifugal pumps.

**Key words:** centrifugal pumps, efficiency, pressure, clocking effect

(责任编辑: 鲍洪杰)