

前伸式双叶片污水泵内部流场 PIV 试验

郎 涛, 施卫东*, 陈刻强, 李 伟, 张德胜

(江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心/流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘 要: 以一台比转速为 70 的前伸式扭曲双叶片污水泵为研究对象, 采用 PIV (particle image velocimetry) 技术对双叶片污水泵进行内部流场测量, 分析了该泵在不同流量工况下 ($Q/Q_{des}=0.4、0.6、0.8、1、1.2、1.4$) 叶轮内部流场的相对速度分布, 研究了轴向旋涡和低速区随流量变化的形态特性, 发现在流道中部靠近叶片工作面上存在低速区及与叶轮旋转方向相反的轴向旋涡, 且随着流量的增大, 低速区与轴向旋涡逐渐减小; 引入少叶片数离心泵内部流动理论, 揭示了低速区和轴向旋涡存在和发展的内在机理。分析了在流量 $Q/Q_{des}=0.6$ 时叶轮和蜗壳不同相对位置的相对速度场分布, 研究了叶轮和蜗壳之间动静干涉作用对轴向旋涡的影响, 发现当轴向旋涡经过蜗壳隔舌时, 其与叶轮之间的干涉作用使得轴向旋涡向下游偏移。研究结果对前伸式扭曲双叶片污水泵的内部流动规律研究具有重要参考价值。

关键词: 叶片; 泵; 旋涡; 扭曲叶片; 双叶片污水泵; 内部流场; PIV; 轴向旋涡

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.20.011

中图分类号: TH311

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2015)-20-74-06

郎 涛, 施卫东, 陈刻强, 李 伟, 张德胜. 前伸式双叶片污水泵内部流场 PIV 试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(20): 74—79. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.20.011 http://www.tcsae.org

Lang Tao, Shi Weidong, Chen Keqiang, Li Wei, Zhang Desheng. PIV experiment of flow field in sewage pump with forward-extended double blades[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(20): 74—79. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.20.011 http://www.tcsae.org

0 引 言

相比于普通离心叶轮, 前伸式双叶片污水泵^[1-4]叶轮的特点在于其叶片进口边向前延伸, 属于扭曲叶片, 且其前缘后掠, 以便使污物向外输送至前缘外周边, 避免缠绕在轮毂上, 同时配合切割装置可将这些长纤维切碎, 防止缠绕在前缘上。

目前, 国内外研究流体机械内部流动的方法主要有: 理论研究, 数值计算和试验研究, 其中尤以数值模拟和试验研究为热点。近年来, 随着计算流体力学和计算机技术的发展, 对双叶片污水泵内部流动进行数值模拟的研究颇多^[5-6], 但是数值模拟的准确性还有待试验验证, 其精度还有待提高。随着粒子图像测速法^[7-8] (particle image velocimetry, PIV) 的发展及普及, PIV 技术已成为研究流体机械内部速度场测量的先进手段^[9-12]。国内, 对双叶片离心泵内部流场也进行了一些测量试验: 王凯等^[13]对双叶片离心泵进行试验, 修正了叶轮出口处的滑移速度; 刘厚林等^[14]对双叶片离心泵进行三维 PIV 试验, 初步揭示了双叶片离心泵内失速现象的发生和发展过程。但是这些双叶片离心泵叶轮大多为简单直叶片, 对扭曲

双叶片污水泵叶轮的研究还很少。

本文所研究的前伸式双叶片污水泵属于新型高效无堵塞泵, 它拥有自清洁自切割能力, 能够有效解决纤维等的缠绕和堵塞问题。笔者采用 PIV 技术对比转速为 70 的前伸式双叶片污水泵叶轮内流场进行分析, 以期全面揭示扭曲双叶片污水泵内部流动规律提供借鉴。

1 试验模型

前伸式双叶片污水泵模型的主要设计参数如下: 流量 $Q=17\text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H=9\text{ m}$, 转速 $n=1\,450\text{ r/min}$ 。试验泵的几何参数如表 1 所示。

表 1 试验泵的几何参数

Table 1 Parameters of test pump

参数 Parameters	值 Value
轮毂直径 D_h/mm	15
进口直径 D_f/mm	62.5
出口宽度 b_2/mm	20
叶轮外径 D_2/mm	185
叶片出口安放角 $\beta_2/^\circ$	20
叶片包角 $\varphi/^\circ$	340
叶片数 Z	2
前缘后掠角 $\beta/^\circ$	140
蜗壳基圆直径 D_3/mm	187.5
蜗壳进口宽度 b_3/mm	29

污水泵的吸水室采用对数螺旋线设计的半螺旋形吸水室, 材质为铝; 叶轮和蜗壳采用数控加工, 材质为有机玻璃, 表面经过抛光处理, 表面粗糙度小于 $3.2\text{ }\mu\text{m}$, 其实物模型图如图 1 所示。前伸式扭曲双叶片污水泵结构形式如图 2 所示。图中 1、2、3 表示所测 3 个截面位置, 其中截面 2 为为叶轮出口中截面, 截面 1 和截面 3 到截面 2 的距离都为 6 mm。为了便于 PIV 测量, 泵进口

收稿日期: 2015-08-06 修订日期: 2015-09-17

基金项目: 江苏高校优势学科建设工程项目; 江苏省“333 工程”科研项目 (BRA2013188); 江苏省“六大人才”高峰项目 (HYZB-002); 江苏省产学研联合创新资金前瞻性研究项目 (BY2013065-03); 镇江市农业支撑项目 (NY2013031)

作者简介: 郎 涛, 男, 浙江余杭人, 助理研究员, 主要从事流体机械的研究。镇江 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心/流体机械工程技术研究中心, 212013。Email: lt800cn@ujs.edu.cn

*通信作者: 施卫东, 男, 江苏南通人, 研究员, 博士生导师, 主要从事流体机械及工程的研究。镇江 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心/流体机械工程技术研究中心, 212013。Email: wdshi@ujs.edu.cn

采用半螺旋形吸水室, 使电机与进水端在同一侧。为降低壁面反光的影响, 将吸水室的非测试面进行涂黑处理。



a. 蜗壳实物图
a. The transparent volute
b. 叶轮实物图
b. The transparent impeller

图 1 蜗壳和叶轮的实物模型

Fig.1 Volute part and impeller part

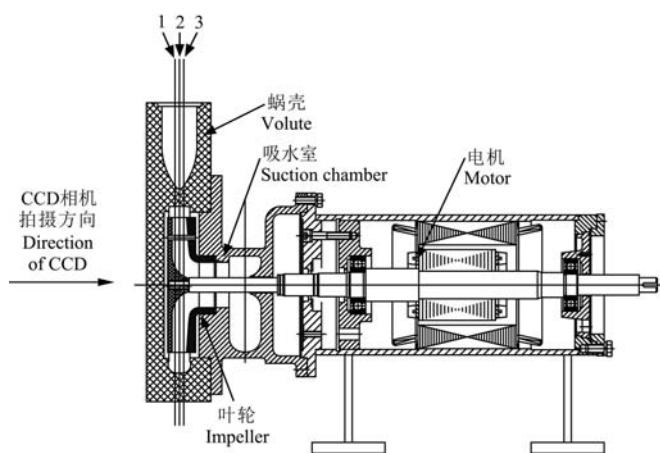
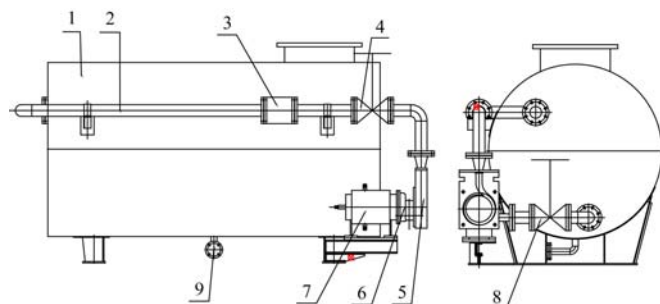


图 2 实验泵泵段示意图

Fig.2 Section of pump in test system

2 试验装置

如图 3 所示为前伸式双叶片污水泵 PIV 试验试验台示意图。试验 PIV 系统为美国 TSI 公司的商用 PIV 系统, 主要包括: YAG200-NWL 型脉冲激光器; 610035 型同步器; 630059POWERVIEW 4MP 型跨帧 CCD 相机; 内嵌 Tecplot 软件的图像采集及数据分析系统 Insight 3G; 610015-SOL 型光臂及其片光源透镜组等。外触发同步系统包括: 轴编码器、弹性联轴器、同步触发控制器和光纤传输转换器。



1. 不锈钢水箱 2. 出口管路 3. 电磁流量计 4. 出口阀门 5. 叶轮和蜗壳
6. 吸水室 7. 电机 8. 进口阀门 9. 排水口
1. Tainless steel water tank 2. Outlet pipe 3. Electromagnetic flow meter
4. Outlet valve 5. Impeller and volute 6. Suction chamber 7. Motor 8. Inlet valve 9. Outlet

图 3 试验台示意图

Fig.3 Sketch of test rig

为了获得试验泵的外特性, 其他试验设备及测量等级如下: WT2000 型进口压力变送器, 测量范围: $-100 \sim 100$ kPa, 测量精度: 0.2 级; WT2000 型出口压力变送器, 测量范围: $0 \sim 250$ kPa, 测量精度: 0.2 级; LBBE-80S-M2X100-80 型电磁流量计; PF9833 型三相 PWM 测量仪。

试验中采用平均直径为 $20 \mu\text{m}$ 左右的空心玻璃球作为示踪粒子, 该示踪粒子的跟随性和光学散射性较好, 具有较高的流场测试准确性。

3 试验方案

3.1 外特性试验

试验中通过调节出口阀门开度来控制流量的变化, 由于试验泵由有机玻璃支撑, 与铸铁泵相比其密封性能较差, 在关死点附近易出现泄漏, 因此从关死点附近开始进行测量。试验过程中, 泵在每个流量工况点至少运行 1 min 以上, 完全达到稳定运行后进行数据采集。

3.2 PIV 测量方案

3.2.1 测量工况

试验泵的额定流量 $Q_{des} = 17 \text{ m}^3/\text{h}$, 假设实际流量为 Q , PIV 试验拍摄时选取的流量工况 Q/Q_{des} 的值分别为 0.4、0.6、0.8、1.0、1.2、1.4。

3.2.2 测量截面

本次试验共选取流道的 3 个截面, 分别为中间截面及前、后盖板附近的截面, 所拍摄平面垂直于转轴并过叶轮出口宽度 ($b_2=20 \text{ mm}$) 上的节点, 测量截面如图 2 所示。试验中选取的截面 3 为与出口位置的前盖板之间距离 $L=4 \text{ mm}$ 的截面。

3.2.3 测量相位

本次试验采用相位平均法, 即在同一工况下相同相位处拍摄 N 幅流场, 将这 N 幅流场按坐标进行相平均得到流场的平均流速。当采样数 $N>100$ 时, 其对相平均后的流场影响很小^[15], 因此本次试验中取 $N=200$ 。

叶轮转速为 1450 r/min , 即每一转的时间 $T=(1/1450) \times 60 \times 1000 \text{ ms} \approx 41.38 \text{ ms}$, 由于叶轮为 2 叶片, 只需选取一个流道作研究即可, 以叶轮的一个流道为研究对象, 其扫掠过蜗壳隔舌所旋转的角度为 180° , 对应所需时间为 $1/2T$, 以叶轮每转过 30° 为一个拍摄面 (转过 30° 所需时间为 $1/12T$), 共拍摄 6 个时刻, 分别将这些相位位置记作: $1/12T$ 、 $2/12T$ 、 $3/12T$ 、 $4/12T$ 、 $5/12T$ 、 $6/12T$ 。不同相位的叶轮和蜗壳相对位置情况如图 4 所示。本次试验初始相位位置的拍摄效果图如图 4a 所示, 其相位位置记为 $1/12T$, 叶轮顺时针旋转, 由于激光从左边射入, 轮毂部分将激光遮挡, 使得右边部分区域 (红线所划部分) 无激光通过, 在后处理时应该摒弃这一部分。除此以外, 激光通过扭曲叶片时发生折射也会发生此类问题。

4 试验结果与分析

4.1 试验外特性

通过统计外特性数据, 作图得到不同流量工况点下泵的扬程 H (m)、功率 P (kW) 和效率 η (%) 的曲线。

如图 5 所示,所得的外特性曲线显示,当流量 $Q=21.1 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,其效率 η 最高,为 61.9%,对应的扬程 H 为 8.2 m。

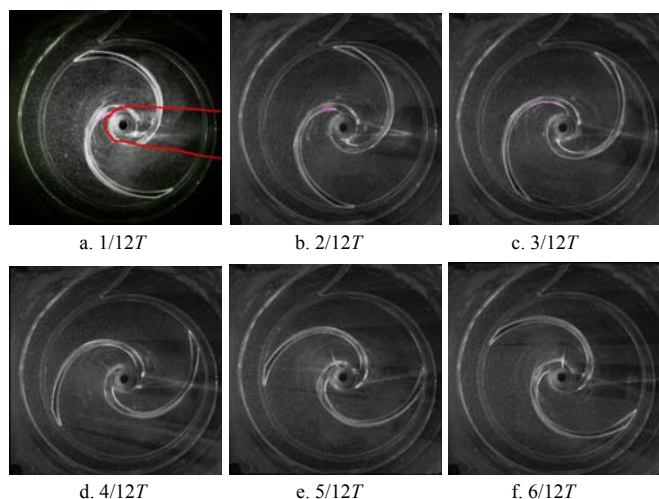


图 4 不同相位时叶轮与蜗壳的相对位置

Fig.4 Schematic diagram of blade phase

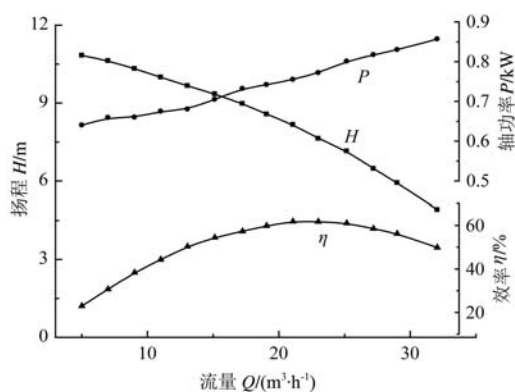


图 5 试验外特性曲线

Fig.5 Performance curves of pump

4.2 PIV 测量结果与分析

离心泵叶轮内的流动是一种复合运动^[16],流体一方面随着叶轮绕轴作牵连运动,另一方面流体随旋转的叶轮作由里向外的相对运动,二者的合成即为绝对速度。为了更好地观察叶轮内部的速度场,将绝对速度中的牵连速度部分抵消,合成得到相对速度。限于篇幅,仅选取截面 3 的流场分布进行研究和分析。

4.2.1 不同流量工况下的速度场分布

如图 6 所示为截面 $L=4 \text{ mm}$ 上、相位为 $1/12T$ 时不同流量 (Q/Q_{des} 的值分别为 0.4、0.6、0.8、1.0、1.2、1.4) 下的叶轮内部相对速度场分布。为方便描述,将叶轮的截面分成如图 6a 中所示的 A、B、C 三个区域。

整体来看,叶轮截面内出现低速区和逆时针的轴向旋涡,当流量从小到大变化时,叶轮内的低速区面积逐渐减小,轴向旋涡区也相应减少。当流量从 $Q/Q_{des}=0.4$ 向 $Q/Q_{des}=0.6$ 变化时,即试验泵在小流量工况下时,叶轮内的低速区及轴向旋涡较多,流动很不稳定,水力损失较大。这些轴向旋涡散布在叶片的工作面靠近进口处,并且向叶片背面扩散,如图 6a 中 A 区域所示。叶片工作面靠近出口的部分区域 (B 区域) 也出现了轴向旋涡,但是在另一个叶片的工作面靠近出口处 (C 区域) 并未出现

轴向旋涡。当流量从 $Q/Q_{des}=0.6$ 向 $Q/Q_{des}=1.4$ 变化时,低速区面积逐渐减少, A 区域的轴向旋涡减少并从进口位置沿叶片工作面出口位置偏移,而 B 区域的轴向旋涡彻底消失。

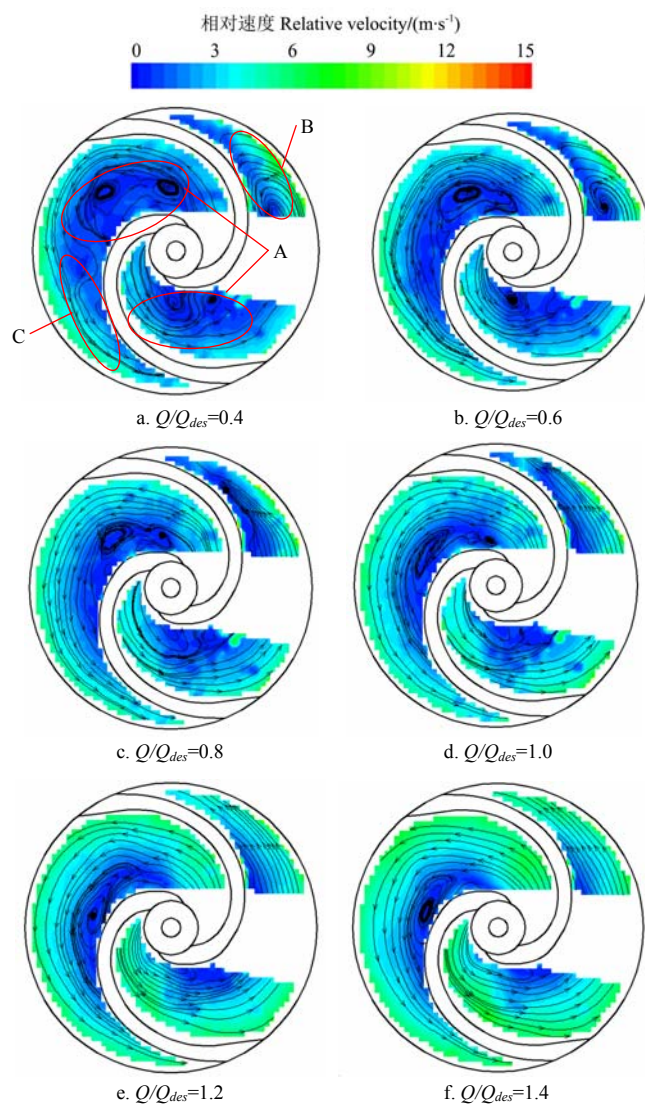


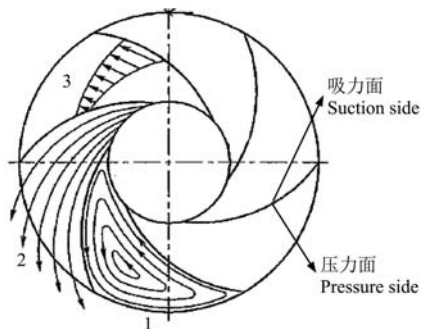
图 6 不同流量工况下叶轮内部相对速度场分布

Fig.6 Relative velocity flow field at different flow rate

为了进一步分析不同流量工况下叶轮内部相对速度场分布规律,阐明低速区和轴向旋涡区形成机理,本文引入少叶片数下离心泵内部流动理论进行分析。与无限叶片数假定^[17]不同,该理论认为叶轮的叶片数是有限的 (通常为 5~8 个,本文所研究的叶片数仅仅只有 2 个),其相邻叶片间形成宽阔的流道,液体的流动不可能完全被叶片所约束,且由于液体具有保持原来状态的惯性作用,因此会产生与叶轮角速度相反的轴向旋涡。叶片数越少,叶轮内液体所体现的惯性越明显。叶轮内液体的实际流动情况,可以认为是轴向旋涡运动和流经不动叶轮的贯流两者之叠加,其示意图如图 7 所示。

从图 7 中可以看出,轴向旋涡运动和贯流在叶片工作面上流动方向相反,在叶片背面流动方向相同,因此使得叶片工作面上存在着低速区,这点与图 6 中的现象相互印证。叶轮内轴向旋涡运动的大小只与叶轮的转速

有关, 与流量没有关系, 而贯流的大小取决于流量, 因此当试验泵在小流量工况下时, 叶轮内的贯流速度小, 轴向旋涡运动明显, 形成了一系列旋涡区, 而当试验泵的流量逐渐增大时, 叶轮内的贯流速度变大, 当贯流与轴向旋涡产生的反向速度对冲时, 沿叶片工作面从进口开始轴向旋涡逐渐消除, 这也是轴向旋涡随着流量的增大向出口偏移、低速区随流量增大而面积不断减小的原因。



1. 轴向旋涡运动 2. 流经不动叶轮的贯流 3. 叶片中部合成的相对速度
1. Movement of axial vortex 2. Fixed tubular flow through the impeller
3. Composite relative speed in the middle of the blades

图 7 有限叶片数叶轮中的液体运动

Fig.7 Liquid movement in limited number of blades impeller

4.2.2 小流量工况下不同相位的速度场分布

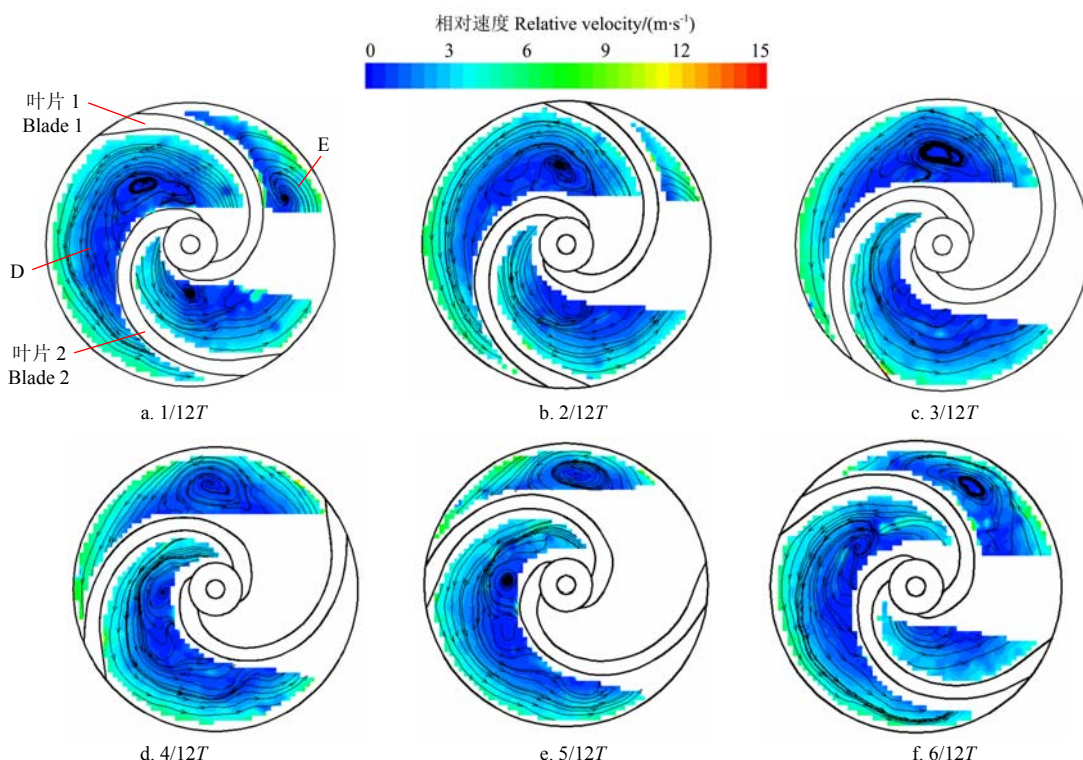
从上文研究还发现, 在小流量工况下, B 区域出现轴向旋涡而 C 区域未出现, 并且随着流量的增大, B 区域中的轴向旋涡逐渐消失, B、C 两块区域轴向旋涡存在明

显不同。为了分析 B、C 区域的流场差异并揭示其演化过程, 本文对不同相位位置的叶轮内部相对速度场进行测量, 探究蜗壳和叶轮的动静干涉作用对流场的影响。

如图 8 所示为截面 $L=4\text{ mm}$ 上、 $Q/Q_{des}=0.6$ 时叶轮处于不同相位位置 ($1/12T$ 、 $2/12T$ 、 $3/12T$ 、 $4/12T$ 、 $5/12T$ 、 $6/12T$) 时的相对速度场分布, 蜗壳和叶轮的相对位置如图 4 所示。叶轮顺时针旋转, 为方便描述, 将 2 个叶片分别记为“叶片 1”和“叶片 2”, 将叶片 1 的工作面与叶片 2 的背面所夹持的流道区域标记为“E”, 将叶片 2 的工作面与叶片 1 的背面所夹持的流道区域标记为“D”。

由于流道 E 在 $1/12T \sim 3/12T$ 相位时刻大部分被轮毂遮挡, 因此着重对流道 D 进行研究。在流道 D 经过隔舌之前 (图 4a), 轴向旋涡集中在沿叶片 2 工作面的叶轮进口处, 随着叶轮转动, 流道 D 中的轴向旋涡经过隔舌后发现其位置向下游偏移, 特别是相位 $4/12T$ 到相位 $5/12T$ 时位置变化尤为明显。从相位 $4/12T$ 到相位 $5/12T$ 过程中, 由于流道 D 被轮毂遮挡, 重点观察流道 E 的变化情况, 流道 E 中也存在相同的轴向旋涡, 并集中在沿叶片 1 工作面的叶轮进口处, 但旋涡位置随相位变化不大。

由此得出结论, 在小流量工况下, 由于叶轮和蜗壳之间的干涉作用以及蜗壳流道大小不一样导致了叶轮内部对称区域的轴向旋涡位置不一样, 当轴向旋涡经过蜗壳的隔舌时, 其与叶轮之间的干涉作用使得轴向旋涡向下游偏移。



注: D 为叶片 1 的背面与叶片 2 的工作面所夹持的流道, E 为叶片 1 的工作面与叶片 2 的背面所夹持的流道。

Note: D is the flow passage between suction side of blade 1 and pressure side of blade 2, E is the flow passage between pressure side of blade 1 and suction side of blade 2.

图 8 不同相位位置的叶轮内部相对速度场分布

Fig.8 Relative velocity flow field in different phase positions

5 结 论

1) 通过对不同流量工况下叶轮内部相对速度场的研

究, 发现在流道中部靠近叶片工作面上存在低速区及轴向旋涡, 且随着流量的增大, 低速区与轴向旋涡逐渐减小。考虑到双叶片的特殊性, 将叶轮内流体流动看作轴

向旋涡运动和流经不动叶轮的贯流两者之叠加, 解释了上述现象的发生机理。

2) 通过对小流量工况下不同相位时刻叶轮内部的相对速度场的研究, 发现当轴向旋涡经过蜗壳的隔舌时, 其与叶轮之间的干涉作用使得轴向旋涡向下游偏移, 揭示了小流量工况下双叶片叶轮内部不稳定流动的演化规律。本文对前伸式扭曲双叶片污水泵内部流动规律研究具有重要的参考价值。

[参 考 文 献]

- [1] 王准, 施卫东, 叶忠明, 等. 涡旋前伸式双叶片污水泵设计与试验[J]. 农业机械学报, 2005, 36(6): 143—144.
- [2] 王准. 含柔性固体的两相流动及前伸式双叶片污水泵研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2008.
Wang Zhun. Study on Deformable Solid Two-phase Flow and Forward-extended Double-blade Sewage Pump[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2008. (in Chinese with English abstract)
- [3] 陈刻强, 施卫东, 张德胜, 等. 不同前缘后掠角的双叶片污水泵性能模拟与试验[J]. 农机工程学报, 2014, 30(19): 48—54.
Chen Keqiang, Shi Weidong, Zhang Desheng, et al. Numerical simulation and experiment of different leading edge back-swept angle on forward-extended double blades sewage pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(19): 48—54. (in Chinese with English abstract)
- [4] 施卫东, 陈刻强, 张德胜, 等. 前伸式双叶片环保用泵的回归分析及优化设计[J]. 华中科技大学学报 (自然科学版), 2015, 43(4): 49—53.
Chen Keqiang, Shi Weidong, Zhang Desheng, et al. Numerical optimization and regression analysis of forward-extended double-blade sewage pump[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2015, 43(4): 49—53. (in Chinese with English abstract)
- [5] 丁思云, 苏吉鑫, 郑国运, 等. 双叶片螺旋离心泵固液两相流特性研究[J]. 流体机械, 2012, 40(5): 26—29.
Ding Siyun, Su Jixin, Zheng Guoyun, et al. Study on two-phase flow characteristics of double blades screw centrifugal pump[J]. Fluid Machinery, 2012, 40(5): 26—29. (in Chinese with English abstract)
- [6] 杨军虎, 王国栋. 双叶片螺旋离心泵的内部流场模拟[J]. 流体机械, 2009, 37(10): 30—33.
Yang Junhu, Wang Guodong. Internal flow field simulation of screw centrifugal pump with double blade[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(10): 30—33. (in Chinese with English abstract)
- [7] Wereley S T, Meinhart C D. Recent advances in Micro-Particle Image Velocimetry[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2010, 42: 557—576.
- [8] Adrian R J, Westerweel J. Particle Image Velocimetry[M]. Cambridge University Press, 2010.
- [9] Feng J, Benra F K, Dohmen H J. Investigation of periodically unsteady flow in a radial pump by CFD simulations and LDV measurements[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2011, 133: 011004.
- [10] Atif A, Benmansour S, Bois G. Numerical investigation of velocity flow field inside an impeller air model of a centrifugal pump with vaned diffuser interactions and comparison with PIV measurements[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2010.
- [11] Westra R W, Broersma L, Van Andel K, et al. PIV measurements and CFD computations of secondary flow in a centrifugal pump impeller[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(6): 061104.
- [12] Dazin A, Cavazzini G, Pavesi G, et al. High-speed stereoscopic PIV study of rotating instabilities in a radial vaneless diffuser[J]. Experiments in fluids, 2011, 51(1): 83—93.
- [13] 王凯, 吴贤芳, 陈新响, 等. 双叶片离心泵滑移系数修正实验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(7): 61—66.
Wang Kai, Wu Xianfang, Chen Xinxiang, et al. Correction experiment of slip factors in double-blade centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(7): 61—66. (in Chinese with English abstract)
- [14] 刘厚林, 杨东升, 谈明高, 等. 双叶片离心泵内部失速现象的三维 PIV 分析[J]. 上海交通大学学报, 2012, 46(5): 734—739.
Liu Houlin, Yang Dongsheng, Tan Minggao, et al. 3D-PIV measurements of stall in double-blade centrifugal pump[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2012, 46(5): 734—739. (in Chinese with English abstract)
- [15] 杨华, 汤方平, 刘超, 等. 离心泵叶轮内二维 PIV 非定常流动测速[J]. 农业机械学报, 2011, 42(7): 56—60.
Yang Hua, Tang Fangping, Liu Chao, et al. 2-D PIV Measurements of Unsteady Flow Field inside the Rotating Impeller of Centrifugal Pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 56—60. (in Chinese with English abstract)
- [16] 陈斌, 张华, 施卫东, 等. 超厚叶片低比转速无过载排污泵数值计算与 PIV 实验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(5): 74—78.
Chen Bin, Zhang Hua, Shi Weidong, et al. Numerical calculation and experiment of non-overload low specific speed sewage pump with super-thick blades[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(5): 74—78. (in Chinese with English abstract)
- [17] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011: 40—41.

PIV experiment of flow field in sewage pump with forward-extended double blades

Lang Tao, Shi Weidong^{*}, Chen Keqiang, Li Wei, Zhang Desheng

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

Abstract: The back-swept double blades sewage pump studied in the paper belongs to the new high efficiency non clogging pump. It has the self-cleaning ability and can effectively solve the problem of fiber winding and congestion. This research was taken on probing the internal flow pattern of relative velocity flow field in the back-swept double blades sewage pump, of which the specific speed was 70. The main design parameters of the pump showed as follows: design flow rate $Q_{des}=17\text{ m}^3/\text{h}$, head $H=9\text{ m}$, rotation speed $n=1\,450\text{ r/min}$. Performance test was done to get the performance parameters curves and results showed the highest efficiency is 61.9% when $Q=21.1\text{ m}^3/\text{h}$, corresponding to $H=8.2\text{ m}$. Then PIV test was done and the field distribution for relative velocity flow in the impeller was got. The test PIV system was the US TSI company's commercial PIV system, including: YAG200-NWL type pulse laser; 610035-type synchronizer; 630059POWERVIEW 4MP type cross-frame CCD camera; embedded Tecplot software for image acquisition and data analysis systems Insight 3G; 610015-SOL type light arms and light sheet lens group. External trigger synchronization system comprising: a shaft encoders, flexible couplings, synchronous trigger controller and optical fiber transmission converter. By analyzing the distribution of relative velocity of the impeller in different flow rate conditions ($Q/Q_{des}=0.4, 0.6, 0.8, 1, 1.2, 1.4$), we found the variation of axial vortexes and low-speed zones in the impeller. When the flow rate changes from small to large, low-speed zones decrease, and the axial vortex zones were also reduced. When the flow rate changed from $Q/Q_{des}=0.4$ to $Q/Q_{des}=0.6$ which means the test the pump was at low flow rate conditions, there were large low-speed regions, axial vortex zones, and the flow field was very unstable, which meant large hydraulic losses. These axial vortexes scattered pressure sides of blades near the inlet, and spreaded to the back of the blade. When the flow rate changes from $Q/Q_{des}=0.6$ to the $Q/Q_{des}=1.4$, the low speed area gradually reduced. Overall, when $Q/Q_{des}=0.6$ and 0.8 , there were low-speed zones and axial vortexes opposite to rotation directions of impeller in the middle zone of channels nearby the pressure surface of the blades, and with the increase of flow rate, low-speed zones and axial vortexes decreases. To explain the phenomenon, the theory of limited number blades in centrifugal pump inner flow was introduced, which considered the relative speed of liquid in rotational impeller as the composition of axial vortex movement and fixed tubular flow. It revealed the fundamental reason for the existence and development of the low-speed zones and vortexes. Meanwhile, we analyzed the relative velocity distribution of different relative phase position between the impeller and volute when $Q/Q_{des}=0.6$, and studied the effect of interference between the impeller and volute on the axial vortexes. It could be known that when the axial vortexes flow through the volute, the vortexes shift to the downstream of the channels. The research results have an important reference value for the further research of the internal flow pattern of protrusive type twisted blades sewage pump.

Key words: blade; pump; vortex; twisted blade; double blades sewage pump; internal flow; PIV; axial vortex