

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.11.011

旋流泵叶轮位置对性能影响与无叶腔流场测定

沙毅¹ 侯丽艳²

(1. 浙江科技学院机械与汽车工程学院, 杭州 310023; 2. 江苏大学能源与动力工程学院, 镇江 212013)

【摘要】 以研制 32WB8-12 型旋流泵为试验样机,通过改变叶轮轴向位置的外特性试验,得出泵 q_v-H 、 q_v-P 、 $q_v-\eta$ 和 q_v-NPSH_c 性能曲线变化规律;同时用 5 孔球形探针 对泵无叶腔流场进行测量,得到流场 5 个测点绝对速度 v 、圆周速度 v_u 、径向速度 v_r 、轴向速度 v_z 和静压 p_s 变化情况。试验结果证明旋流泵 q_v-NPSH_c 曲线小流量范围与离心泵等呈相反趋势;随着叶轮伸入无叶腔尺度 S 的加大,泵扬程、效率和抗汽蚀性能均有提高。分析表明:无叶腔轴向旋涡运动为主流,存在回流运动;解释了外特性与内部流动参数之间的转化和因果关系;阐明旋流泵抽吸及扬程形成的原理。

关键词: 旋流泵 叶轮位置 流场 特性 汽蚀余量

中图分类号: TH314 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)11-0057-06

Effect of Impeller Location and Flow Measurement in Volute of a Vortex Pump

Sha Yi¹ Hou Liyan²

(1. School of Mechanical & Automotive Engineering, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou 310023, China

2. School of Power and Energy Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

The experiments on changing the axial location of impeller and measurement of flow field in volute with five-hole probe were conducted on a self-built vortex pump (32WB8-12). Based on the experiments, the q_v-H , q_v-P , $q_v-\eta$, q_v-NPSH_c curves and the absolute velocity v , the circumferential velocity v_u , the radial velocity v_r , the axial velocity v_z and the flow static pressure p_s were obtained. The experimental results proved that the q_v-NPSH_c curve showed opposite tendency in the operating conditions of small charge compared with centrifugal pump and anti-cavitation were improved with the increase of the scale S that impeller was inserted into volute. The investigation also showed that the axial vortex was dominant flow in volute but with back-flow existing at the same time. The relationship between performance and parameters of the internal flow and the suction, head formation principles of vortex pump was explained.

Key words Vortex pump, Impeller location, Flow field, Performance, NPSH

引言

旋流泵以其无堵塞及不损伤输送介质,在玉米、小麦、黄豆、马铃薯、贝壳等产品的水力输送,城乡粪便及污水污物排放等工程上得到广泛应用,尤其是能输送含有一定比例气体的多相介质,在农村沼气池和化工含气物料等的混输上显出优

越的性能。目前其最大缺点是泵效率偏低^[1]。为了完善旋流泵设计理论并提高其性能,降低能耗,在旋流泵的外特性试验^[2~3]、内部流动测量^[4~6]和数值模拟^[7~8]方面进行了大量的研究工作,取得了较大的进展。
旋流泵独特的结构造就叶轮相对无叶腔位置可以移动^[9]。本文研究叶轮位置对泵性能的影响及

无叶腔流动的测定。

1 模型泵结构参数与试验方法

考虑到试验台容量,兼顾蜗室有机玻璃加工工艺,研制试验用 32WB8-12 型旋流泵样机,泵与电动机同轴直联成一体。设计及水力几何参数如表 1 所示。主要水力结构及无叶腔探针布置如图 1 和

表 1 旋流泵设计及水力几何参数
Tab.1 Vortex pump hydraulic and geometric parameters

设计参数		水力几何参数			
流量 $q_v/\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	8	比转速 n_s	76.1	叶型线	直射型
扬程 H/m	12	叶轮外径 D_2/mm	94	蜗室宽度 B/mm	30
转速 $n/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	2 850	叶片宽度 b_2/mm	20	无叶腔基圆 D_3/mm	100
效率 $\eta/\%$	50	蜗室、无叶腔型线	环形	无叶腔径向尺寸 R_v/mm	70
配套功率 P_{gr}/kW	0.55	叶片数 z	8	无叶腔喉部面积 $F_{\text{thr}}/\text{mm}^2$	504
$NPSH_r/\text{m}$	4	叶片厚度 δ/mm	1.5	泵吸入口直径 D_j/mm	32

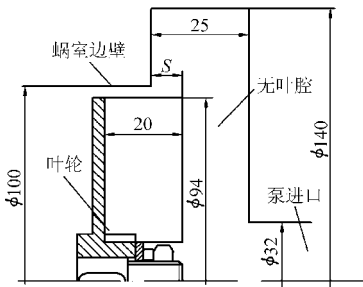


图 1 叶轮水力及与无叶腔相对位置图
Fig.1 Relative position between impeller and volute

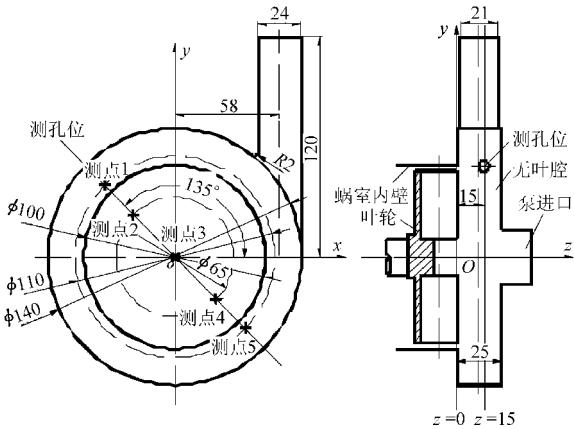


图 2 泵体水力及探针布置图
Fig.2 Chamber hydraulic structure and layout of probes

2 泵型式试验

泵型式试验曲线(η_{gr} 为机组效率)如图 3 所示。泵最优工况 $q_v = 8.99 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 12.88 \text{ m}$, $\eta_{\text{max}} = 53.1\%$,与设计工况有偏差。旋流泵汽蚀曲线呈抛物线型,在小流量区域与离心泵等呈相反趋势,差异较大。小流量临界汽蚀余量较大,随着流量的增大接近最优工况,临界汽蚀余量反而减小,流量继续增

图 2 所示。
采用电测法测定泵轴功率。电动机空载按 GB/T 12785—2002 进行;泵型式试验按 GB/T 3216—2005 进行。采用变频器调节电动机至要求转速;以无叶腔后壁与旋转轴的交点为原点,建立 x 、 y 、 z 三维坐标系;探针从无叶腔侧面与水平面(x 轴正向)成 135° 直线伸入流场,距无叶腔后壁 15 mm 。

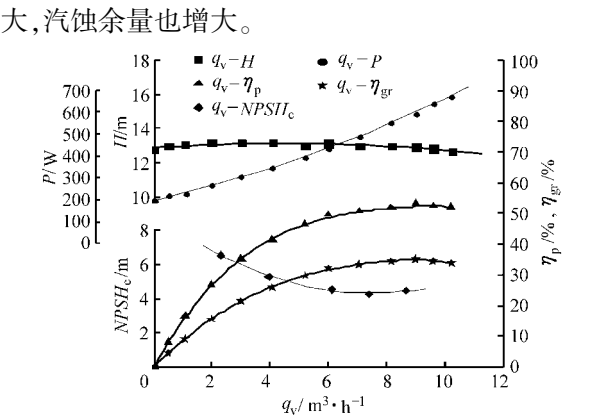


图 3 泵型式性能曲线
Fig.3 Vortex pump model experimental curves

3 叶轮相对位置变化外特性试验

叶轮和无叶腔相对位置一般有两种型式,一是 $S = 0$;二是 $S > 0$ 。本文在原型泵($S = 0$)型式试验基础上,再分别设置 $S = 3 \text{ mm}$ 、 $S = 6 \text{ mm}$ 和 $S = 8 \text{ mm}$ 的 3 个相对位置结构,并分别进行型式试验。

3.1 流量-扬程(q_v-H) 曲线

图 4 为泵 q_v-H 曲线变化情况。泵扬程曲线随着叶轮伸入无叶腔位置 S 的增大而升高, S 越大泵扬程增幅也越大。

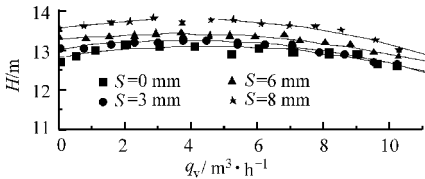


图 4 流量-扬程曲线
Fig.4 Vortex pump flow-head curves

3.2 流量-轴功率(q_v-P) 曲线

图 5 为泵 q_v-P 曲线变化情况。轴功率曲线随

S 的变化不明显, 曲线近似重合。

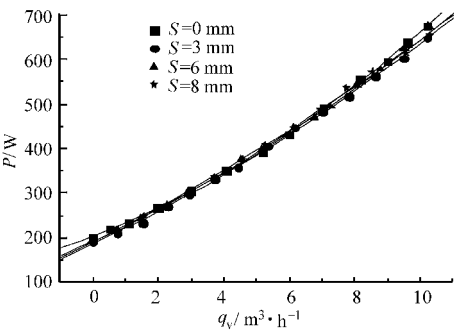


图 5 流量-轴功率曲线

Fig. 5 Vortex pump flow - shaft power curves

3.3 流量-效率($q_v-\eta$) 曲线

图 6 为泵 $q_v-\eta$ 曲线变化情况。表 2 为最优工况点数据。可以看出旋流泵高效区较宽, 随着 S 的增大, 泵 $\eta_{\max}$ 升高, $S=8\text{ mm}$ 时泵最高效率比 $S=0\text{ mm}$ 时提高 2.18% , 高效区范围未发生明显变化。从结构上分析, S 值越大, 旋流泵通过能力降低, 无堵塞性会下降。

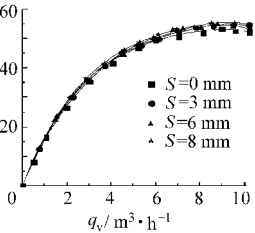


图 6 流量-效率曲线

Fig. 6 Vortex pump flow - efficiency curves

表 2 最优工况点数据

Tab. 2 Optimal operating conditions parameters

S/mm	$q_v/\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	H/m	P/W	$\eta/\%$
0	9.0	12.90	595.0	53.10
3	9.5	12.74	601.9	54.80
6	8.8	13.10	576.3	54.60
8	9.2	13.30	599.0	55.28

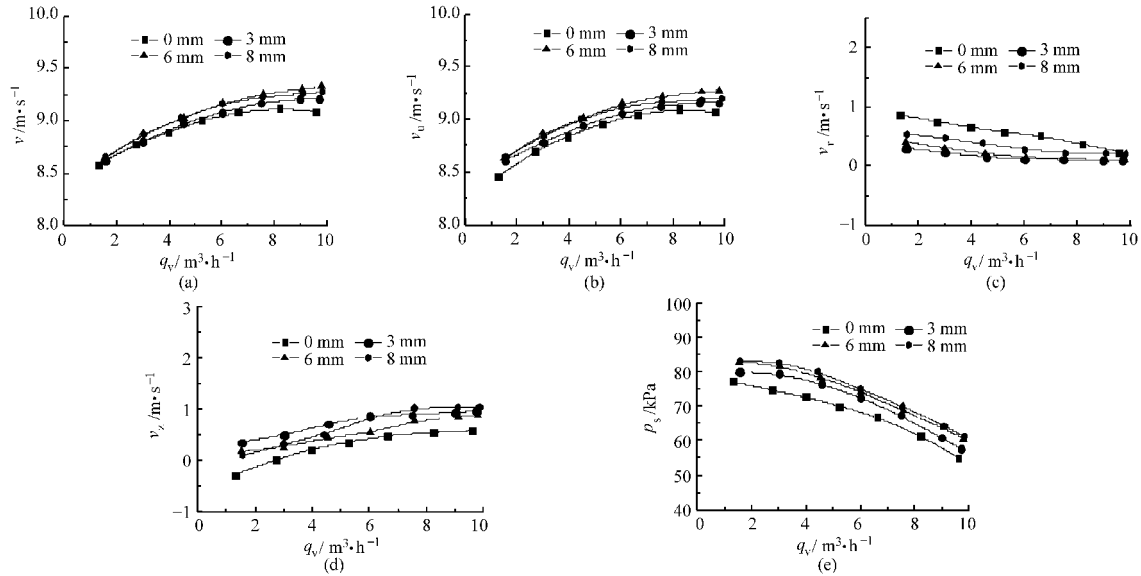


图 8 测点 1 速度及静压分布

Fig. 8 Velocity and static pressure distribution of measuring point 1

(a) v 变化图 (b) v_u 变化图 (c) v_r 变化图 (d) v_z 变化图 (e) p_s 变化图

3.4 流量-临界汽蚀余量(q_v-NPSH_c) 曲线

图 7 为泵 q_v-NPSH_c 曲线变化情况。 $NPSH_c$ 随深度 S 的增大呈下降的趋势, 抗汽蚀性能有所提高。

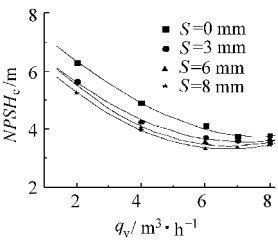


图 7 流量-临界汽蚀余量曲线

Fig. 7 Vortex pump flow - critical $NPSH_c$ curves

4 叶轮位置变化的无叶腔内部流场测试

以被测点即五孔探针球形探头中心为原点, 圆周速度 v_u 方向为 x 轴, 探针轴线(径向速度 v_r) 方向为 y 轴, 泵旋转轴方向为 z 轴。根据所测得角度 α 及所计算出角度 θ 对所测速度矢量进行分解, 计算出测点圆周速度 v_u 、径向速度 v_r 、轴向速度 v_z 、静压 p_s 和总压 p_0 。圆周速度 v_u 以逆时针方向(叶轮旋转方向) 为正值; 径向速度 v_r 为由轮毂指向叶轮外缘(离心) 为正; 轴向速度 v_z 为逆流方向(由叶轮指向泵进口) 为正^[10~11]。5 个测点分别调节叶轮在 4 个相对位置进行流场压头测量。图 8~12 分别显示测点 1、2、3、4 和 5 在不同位置速度及压力的变化情况。

5 试验结果综合分析

通过对试验结果综合分析, 可以得出下列结论:
① 测点 1、2、4 和 5 区域基本上以圆周速度为主, 即无叶腔液体存在强烈的轴向旋涡运动, 在出口形成一定的速度环量而产生扬程。在叶轮半径内区域, v_u 值接近叶轮同半径圆周速度, 说明该区域轴向旋

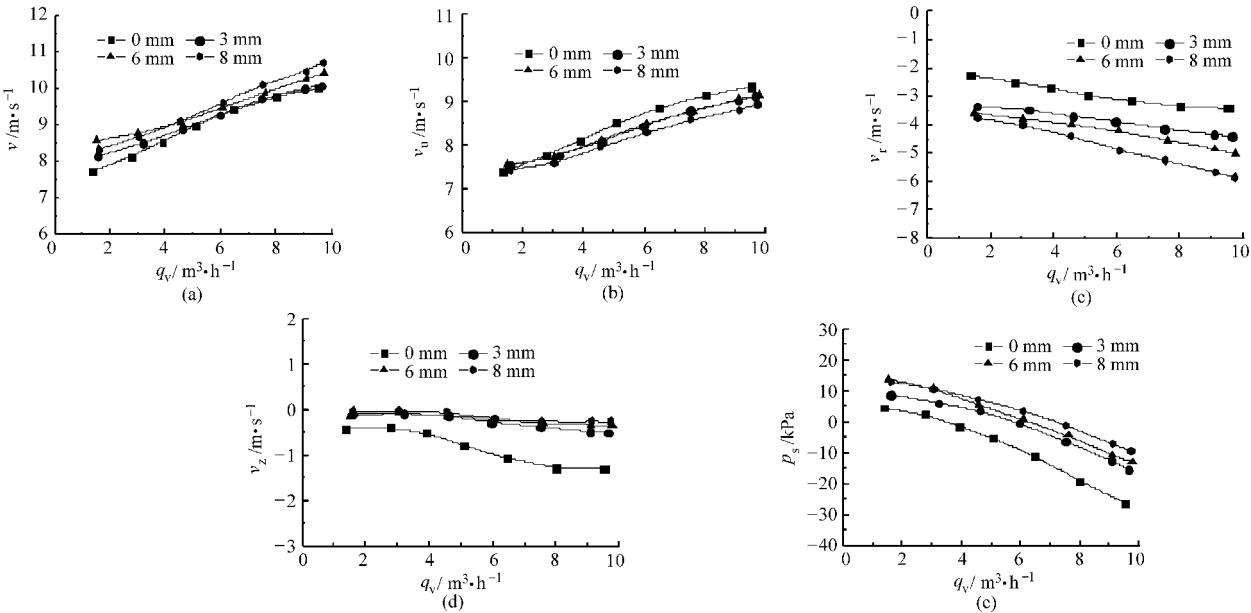


图9 测点2 速度及静压分布

Fig.9 Velocity and static pressure distribution of measuring point 2
(a) v 变化图 (b) v_u 变化图 (c) v_r 变化图 (d) v_z 变化图 (e) p_s 变化图

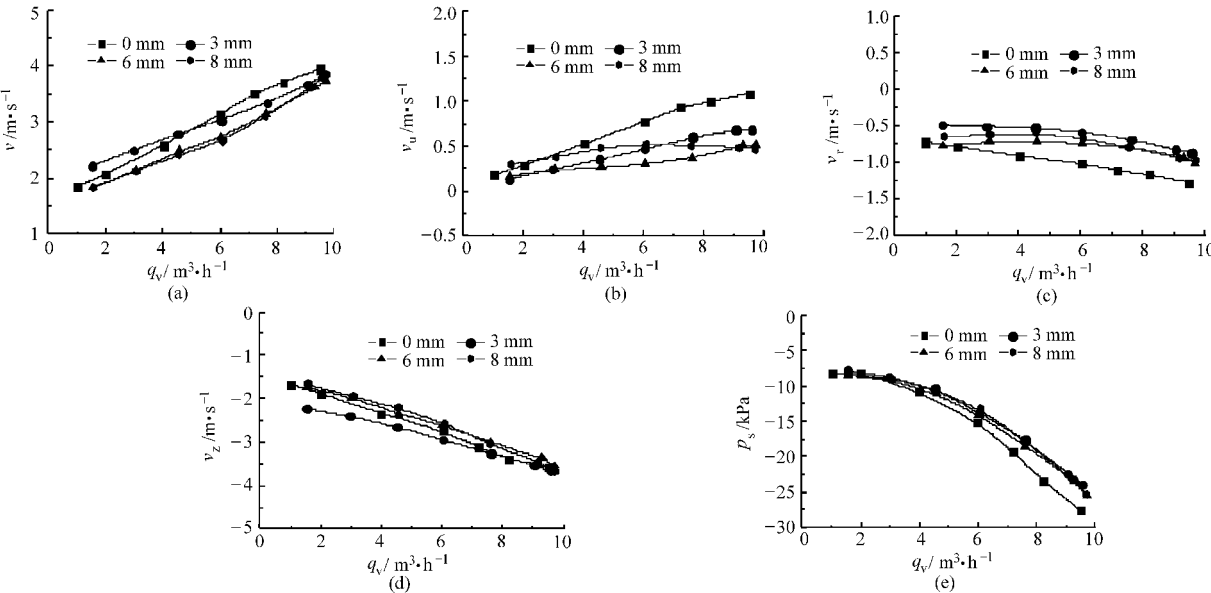


图10 测点3 速度及静压分布

Fig.10 Velocity and static pressure distribution of measuring point 3
(a) v 变化图 (b) v_u 变化图 (c) v_r 变化图 (d) v_z 变化图 (e) p_s 变化图

涡运动为主流。测点2和4 径向速度方向相反,证明存在回流运动。② 测点5 接近泵出口, q_v 增大, v 和 v_u 增幅不大, 而 p_s 有所下降, 故旋流泵 q_v-H 曲线比较平坦。且随着 S 值增大, v 、 v_u 和 p_s 均以一定幅度递增, 故 q_v-H 曲线也相应递增。③ 旋涡中心区域静压为负值, 使液体能够在大气压作用下被吸入泵内, 这是旋流泵的抽吸原理^[12]。叶轮中心轮毂区域压力最低, 这是贯通流存在的前提。空泡首先也在该区域产生。从理论上讲, 汽蚀余量就是泵进口到最低压力点的水头损失, 当离心惯性力等恒定, 最低压力值变化不大, 流量增大, 测点3 区域真空度增

大, 轴向速度绝对值(负值)增大, 与轮毂间的压降梯度减小, 贯通流比例增大, 流动损失减少, 故旋流泵汽蚀曲线呈抛物线下降型, 同时泵效率有所提高, 接近最优工况。④ S 值增大, 叶轮出口处部分液流直接进入无叶腔形成贯通流, 回流减弱, 所引起的水力损失减小, 贯通流比例增大, 故泵效率提高。同样泵进口与轮毂之间流动损失减少, 临界汽蚀余量值减小, q_v-NPSH_c 曲线下降。⑤ S 值增大, 而测点2、3 和4 的静压略有提高, 可以推断 S 值变化对旋流泵吸程影响不大, S 值增大, 吸程略有降低。⑥ 旋流泵无叶腔内存在回流运动, 这是效率偏低的主要

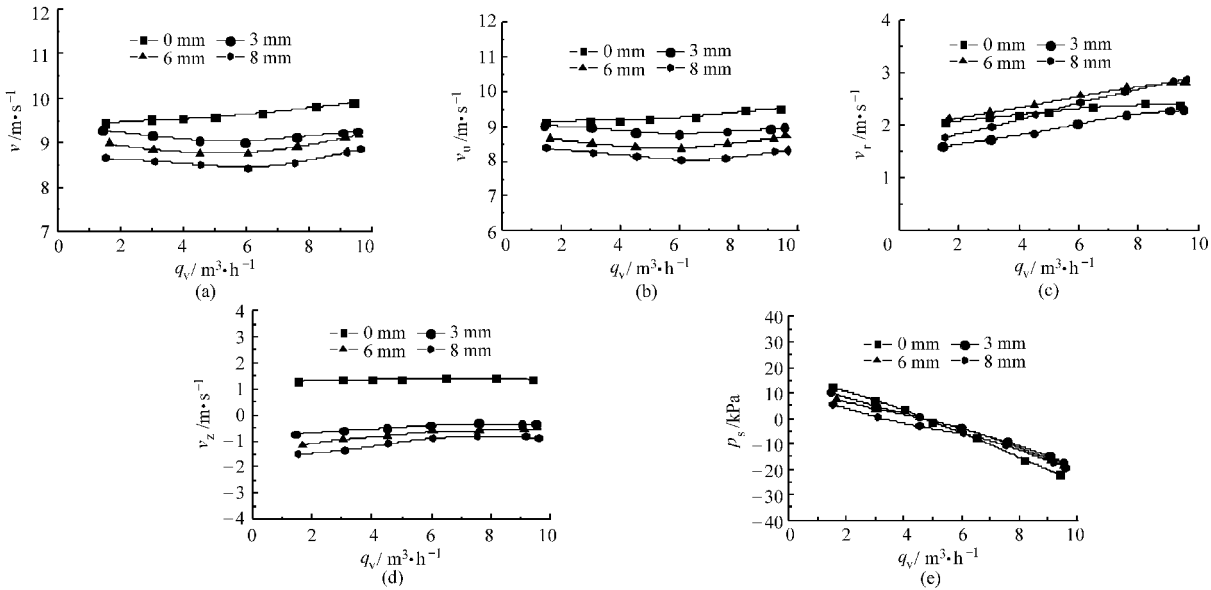


图 11 测点 4 速度及静压分布

Fig. 11 Velocity and static pressure distribution of measuring point 4

(a) v 变化图 (b) v_u 变化图 (c) v_r 变化图 (d) v_z 变化图 (e) p_s 变化图

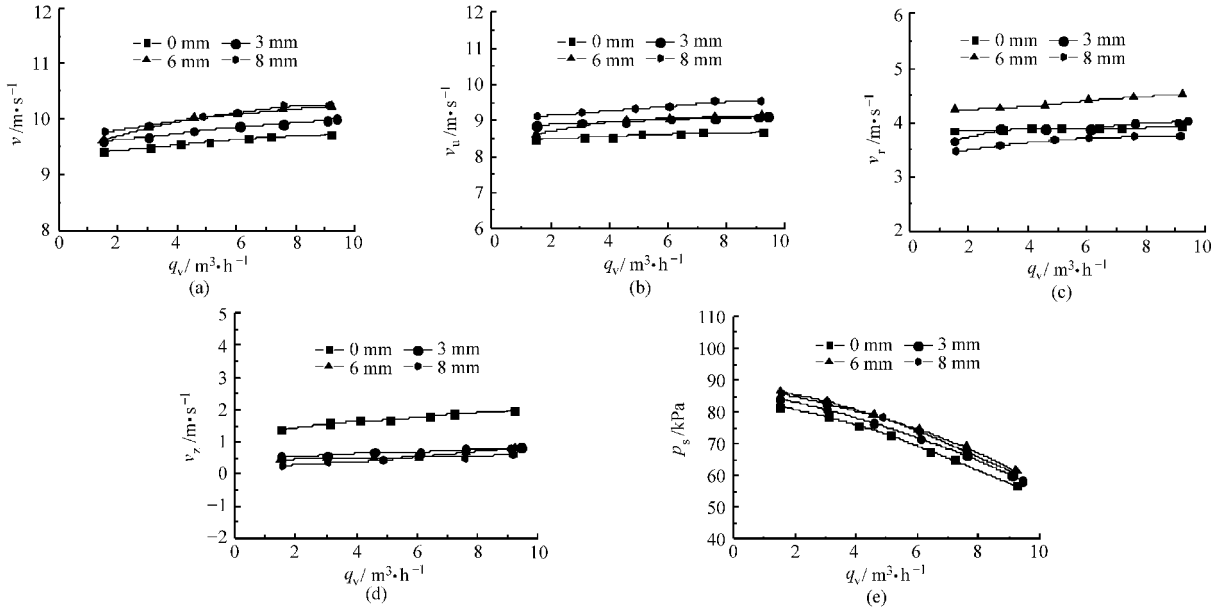


图 12 测点 5 速度及静压分布

Fig. 12 Velocity and static pressure distribution of measuring point 5

(a) v 变化图 (b) v_u 变化图 (c) v_r 变化图 (d) v_z 变化图 (e) p_s 变化图

原因之一。

6 结论

(1)旋流泵 $q_v - NPSH_c$ 曲线小流量范围与离心泵等呈相反趋势,即小流量时 $NPSH_c$ 值大,抗汽蚀性

能较差。故旋流泵用与离心泵相同的标准考核汽蚀性能的合理性值得进一步研究和探讨。

(2)叶轮伸入无叶腔尺度 S 的增大,旋流泵扬程、效率均有提高,轴功率变化不大。 $NPSH_c$ 下降,抗汽蚀性能也有所提高。吸程略有降低。

参 考 文 献

1 沙毅,闻建龙. 泵与风机[M]. 合肥:中国科学技术大学出版社,2005.

2 沙毅,杨敏官,康灿,等. 旋流泵的特性分析与设计方法探讨[J]. 农业工程学报,2004,20(1):124~127.

Sha Yi, Yang Minguan, Kang Can, et al. Design method and characteristic analysis of vortex pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2004,20(1):124~127. (in Chinese)

- 3 沙毅,施卫东,王助良,等. 无堵塞泵水力设计及试验研究[J]. 农业机械学报,2005,36(8):62~66.
Sha Yi, Shi Weidong, Wang Zhuliang, et al. Hydraulic design of non-clogging pump and experimental research on its characters[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(8): 62~66. (in Chinese)
- 4 杨敏官,高波,刘栋,等. 旋流泵内部盐析两相流速度场的 PDPA 实验[J]. 工程热物理学报,2008,29(2):237~240.
Yang Minguan, Gao Bo, Liu Dong, et al. Experiment investigation of salt-out two-phase flow in a vortex pump by PDPA measurement[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(2): 237~240. (in Chinese)
- 5 Hideki Ohba, Yukitoshi Nakashima, Kazuaki Shiramoto, et al. A study on internal flow and performance of a vortex pump; part 1 theoretical analysis[J]. Bulletin of the JSME, 1983, 26(216): 999~1006.
- 6 陈红勋. 旋流泵叶轮内部旋转流场的测试[J]. 农业机械学报,1996,27(1):49~54.
Chen Hongxun. Measurement of rotating flow field within the impeller of vortex pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1996, 27(1): 49~54. (in Chinese)
- 7 夏朋晖,刘树红,吴玉林. 旋流泵主流道三维定常流场的数值模拟[J]. 工程热物理学报,2006,27(5):420~422.
Xia Penghui, Liu Shuhong, Wu Yulin. Numerical simulation of steady flow in vortex pumps[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(5): 420~422. (in Chinese)
- 8 施卫东,汪永志,孔繁余,等. 旋流泵无叶腔内部流场数值模拟[J]. 农业工程学报,2005,21(9):72~75.
Shi Weidong, Wang Yongzhi, Kong Fanyu, et al. Numerical simulation of internal flow field within the volute of vortex pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(9): 72~75. (in Chinese)
- 9 赵万勇,李易松,王振,等. 旋流泵中颗粒运动方程的探讨[J]. 兰州理工大学学报,2007,33(6):47~49.
Zhao Wanyong, Li Yisong, Wang Zhen, et al. Inquiry into equation of particles motion in vortex pump [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2007, 33(6): 47~49. (in Chinese)
- 10 Pisasale A J, Ahmed N A. A novel method for extending the calibration range of five-hole probe for highly three-dimensional flows[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2002, 13(1~2): 23~30.
- 11 杨敏官,王军锋,罗惕乾,等. 流体机械内部流动测量技术[M]. 北京:机械工业出版社,2006.
- 12 Schivley G P. An analytical and experimental study of a vortex pump[J]. ASME, Journal of Basic Engineering, Ser. D, 1970, 92(4): 889~900.
- 13 沙毅,李金磊,刘祥松,等. 自吸旋涡泵变转速性能与内部流场试验[J]. 农业机械学报,2009,40(12):119~124.
Sha Yi, Li Jinlei, Liu Xiangsong, et al. Self-priming vortex pump variable speed performance and internal flow test [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(12): 119~124. (in Chinese)

(上接第 66 页)

- 5 刘志勇,刘梅清. 空气阀水锤防护特性的主要影响参数分析及优化[J]. 农业机械学报,2009,40(6):85~89.
Liu Zhiyong, Liu Meiqing. Analysis and optimization of main influencing parameters for water hammer prevention characteristic of air valves[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(6): 85~89. (in Chinese)
- 6 杨玉思,闫明. 消减断流弥合水锤及气囊运动升压的最佳方式[J]. 中国给水排水,2006,22(4):44~47.
Yang Yusi, Yan Ming. The best way to alleviate water hammer of cavities collapsing and pressure rising incurred by air pocket motion[J]. China Water & Wastewater, 2006, 22(4): 44~47. (in Chinese)
- 7 王为民,吕宏兴,殷彦平. 山西省禹门口工业供水工程停泵水锤的数值模拟[J]. 水利与建筑工程学报,2006,4(3):67~69.
Wang Weimin, Lü Hongxing, Yin Yanping. Numerical modeling of water hammer under power failure in Yunmenkou industrial water supply project of Shanxi Province[J]. Journal of Water Resources and Architectural Engineering, 2006, 4(3): 67~69. (in Chinese)