

导叶对轴流泵性能影响的试验

李忠¹, 杨敏官¹, 王晓坤²

(1. 江苏大学 能源与动力工程学院, 江苏 镇江 212013; 2. 上海凯士比泵有限公司, 上海 200240)

摘要: 对设计模型轴流泵在无导叶和有导叶时的外特性进行测试, 在导叶进出口位置开设测孔, 并运用球形五孔探针对导叶进出口流场进行测量, 得到绝对速度的周向、轴向及径向速度分量的分布曲线。测量结果表明: 轴功率变化曲线在有导叶和无导叶时趋于一致, 可忽略导叶对叶轮内流动的影响; 在设计最优工况下, 导叶出口绝对速度的圆周分量较小, 导叶可回收的旋转动能约占叶轮出口总能量的 15.7%; 无导叶时泵的运行工况点向小流量工况偏移, 在设计无导叶轴流泵时应在原有设计参数的基础上进行参数补偿。运用球形五孔探针测量三维流场中速度, 具有适用性强、方法简单、测量精度较高的优点。试验结果揭示了导叶对轴流泵性能影响的规律, 为进一步研究轴流泵内部流场提供了理论和实际应用参考。

关键词: 轴流泵; 导叶; 外特性; 五孔探针; 速度分量

中图分类号: TH312 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-6254(2009)01-0015-04

Experimental study of guide vane influence on performance of axial-flow pump

Li Zhong¹, Yang Minguan¹, Wang Xiaokun²

(1. School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 2. KSB Shanghai Pump Co., Ltd, Shanghai 200240, China)

Abstract: The external performance of designed axial-flow pump was tested with and without guide vane. Using the five-hole probe to measure the flow field at the inlet and outlet of guide vane through the measuring holes, the velocity components curves were given. The experimental results show that the power curves of pump with guide vane and without guide vane are the same. The guide vane has no influence on the performance of the impeller. At the efficiency point, the circular velocity at the outlet of guide vane is small and the recovering rotating kinetic energy of the guide vane is about 15.7% of total energy. The operating point of pump without guide vane will move to the lower flow, so the design of axial-flow pump without guide vane needs parameter compensation. Using the five-hole probe to measure the three-dimensional velocity distribution of flow field has the merits of simple operation and well applicability. The experimental data reveals the guide vane influence on performance of axial-flow pump and provides reference for the further study of flow field in axial-flow pump.

Key words: axial-flow pump; guide vane; external performance; five-hole probe; velocity component

收稿日期: 2008-10-14

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50776040)

作者简介: 李忠(1979—), 男, 江苏宜兴人, 博士研究生(lizhong1250@ujs.edu.cn), 主要从事流体机械内流场研究。
杨敏官(1952—), 男, 江苏常州人, 教授, 博导(sepe@ujs.edu.cn), 主要从事流体机械性能及多相流研究。

轴流泵具有流量大、扬程低的特点,广泛应用于农业排灌、火力发电、石油化工等领域。在烧碱、纯碱、磷铵等化工行业中,为提高料液在蒸发过程中的传热系数,加快循环蒸发结晶,通常采用无导叶轴流泵^[1]。随着计算流体动力学理论和方法的不断发展,国内外对轴流泵内部流场的数值模拟已作了一定的研究^[2-6]。粒子图像速度场仪(PIV)具有无接触、全流场、瞬时的特点,可对流体机械内部流动进行精确测量。由于轴流泵导叶引起激光光源的布置困难,因此运用PIV对轴流泵叶轮内流场的试验研究尚处于起步阶段^[7]。目前,轴流泵内部流动的数值计算结果和方法缺乏有效试验验证和指导。

本研究分别对模型轴流泵在有导叶和无导叶时的外特性进行测试,并采用五孔球形探针测量最优工况下导叶进出口各空间点的流体流动参数,从而研究导叶对轴流泵性能及叶轮内流动的影响。

1 试验装置及测量方法

1.1 试验装置

模型轴流泵设计参数为: $Q=0.10\text{ m}^3/\text{s}$, $H=3.2\text{ m}$, $n=1450\text{ r/min}$ 。分别采用升力法和流线法进行叶轮和导叶的水力设计,整体结构采用悬臂卧式,导叶进出口部位开设五孔球形探针测孔。模型泵安装在流体机械实验室封闭式实验台上,试验装置见图1。

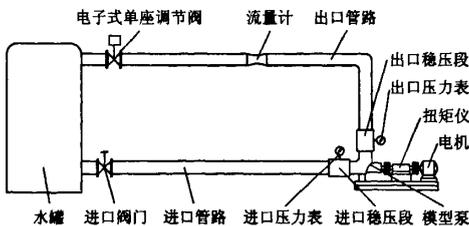


图1 试验装置示意图
Fig.1 Experiment system

1.2 测量方法

分别利用转矩转速测量仪(JN338型)、涡轮流量计(LW-200型)和压力表进行模型泵有导叶和无导叶功率、转速、流量和扬程测量,工况点的变化与调节通过管路上电子式单座调节阀开度变化来实现。

五孔球形探针具有测量精度较高、对流体特性及流动适应性较强、操作相对简便的优点,可测量空间点速度矢量、静压和总压,其具体结构如图2所示。圆球头部直径为5 mm,在球面上开有5个压力感应孔,中间的孔5用来测量流体的总压,其他4个

互相垂直方向上的侧孔1,2,3及孔4用来测量流动方向及静压。中心孔轴线与侧孔轴线间的夹角为 45° ,每个压力感应孔分别同探针体内不锈钢管相通,探针末端通过连接嘴用橡胶管分别与测压计相连。

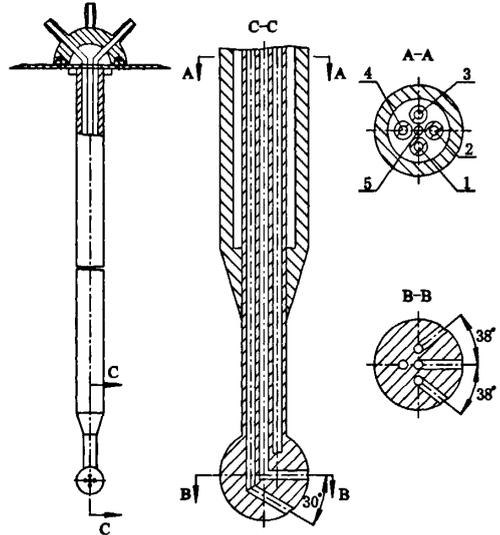


图2 五孔探针结构示意图
Fig.2 Five-hole probe structure

本研究采用半对向测量法^[8]测量空间速度矢量。根据理想流体绕流圆球的理论可知,圆球表面上任一感应孔所感受到的压力为

$$p_i = p_s + \frac{1}{2}k_i\rho v^2, \quad i = 1, 2, \dots, 5 \quad (1)$$

式中 p_i 为第 i 号孔处的总压; p_s 为测点处的静压; k_i 为第 i 号孔处的速度系数,与流动偏斜角有关,从校正曲线获得; v 为测点处的速度; ρ 为测量流体密度。

当用U形管压力计测压时,则有

$$p_s + \rho'gh_i = p_s + \frac{1}{2}k_i\rho v^2 \quad (2)$$

在球面上的 m, n 两孔所感受到的压力为

$$p_s + \rho'gh_m = p_s + \frac{1}{2}k_m\rho v^2 \quad (3)$$

$$p_s + \rho'gh_n = p_s + \frac{1}{2}k_n\rho v^2 \quad (4)$$

式中 p_s 为大气压力; ρ' 为差压计中使用介质的密度; g 为重力加速度; h_m, h_n 为差压计液柱垂直高度。

由式(3),(4)可变换为

$$\frac{1}{2}\rho(k_m - k_n)v^2 = \rho'g(h_m - h_n) \quad (5)$$

将结果应用到球形探针的孔1,3和孔2,4,可得

$$k_\theta = \frac{k_3 - k_1}{k_2 - k_4} = \frac{h_3 - h_1}{h_2 - h_4} = f_\theta(\theta) \quad (6)$$

$$k_2 = f_2(\theta)$$

$$k_3 - k_1 = f_{3-1}(\theta)$$

$$k_2 - k_4 = f_{2-4}(\theta)$$

其中 $(k_2 - k_4)$ 和 $(k_3 - k_1)$ 为动压校正系数, k_2 为总压校正系数,它们均是流动偏斜角 θ 的函数,对于既定的探针,可以预先校正确定各系数与 θ 的关系。

当误差不超过3%时,测点速度按下式计算:

$$v = \sqrt{\frac{\rho' g}{\rho} \left(\frac{h_2 - h_4}{k_2 - k_4} + \frac{h_3 - h_1}{k_3 - k_1} \right)} \quad (7)$$

当误差超过3%时,应进行重复测量和计算。

1.3 测点布置

测点位置如图3所示。探针测孔平行布置在导叶进出口边部位,从进口向电机方法看,左侧水平孔为1',上方中间孔为2',右侧水平孔为3',其中 S/S_0 表示各测点在测量直线上的相对位置。

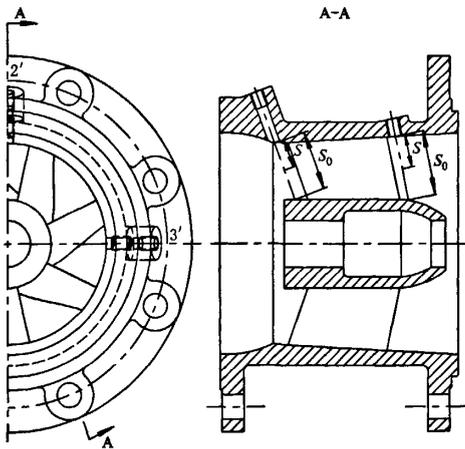


图3 五孔探针测点位置示意图
Fig. 3 Testing point position

2 轴流泵性能试验

性能试验按照轴流泵模型试验标准 GB/T 3216 执行。试验从阀门全开状态开始,从大流量到小流量依次测量 15 个工况点,绘制出模型泵有导叶和无导叶两种情况下的性能曲线,如图4所示。

从图4中可看出无导叶时模型泵的扬程、轴功率和效率随流量的变化趋势大致和有导叶时一致。在有导叶和无导叶两种情况下,模型泵轴功率变化曲线趋于重合,说明泵内流动属于大雷诺数湍流,惯性力起主导作用,下游的边界条件对上游流动的影响

较小,因此导叶对叶轮内流动情况影响较小,在对叶轮内流场进行 PIV 试验研究时,为布置试验仪器方便可采用无导叶模型泵。导叶对泵性能的影响取决于导叶自身的能量回收能力和水力损失。导叶最大可回收能量与比转速有关,比转速越小,导叶可回收的旋转动能越多,导叶的作用越大。在无导叶时,叶轮出口速度环量未得到回收,因此其效率、扬程与有导叶时相比均有较大下降,在最优工况下分别下降 16.4% 和 15.8%。由于导叶的水力损失在最优工况点最小,偏离最优工况点越远损失越大,因此有导叶时模型泵高效区相对于无导叶时较窄。无导叶时扬程下降导致泵的运行工况点向小流量工况偏移,因此在设计无导叶轴流泵时应在原有设计参数的基础上进行参数补偿。

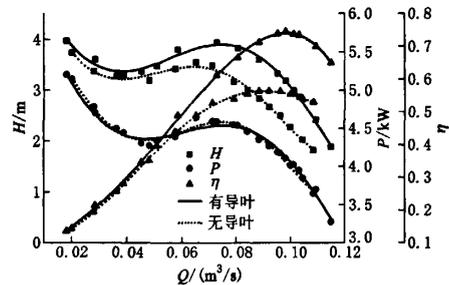


图4 模型轴流泵性能曲线
Fig. 4 External performance of axial-flow pump

3 导叶进出口流场试验

为分析各测点的速度特性,建立如图5所示的空间坐标系:原点取在被测点,即探针圆球头部的圆心上; X 轴为速度矢量的圆周方向,以逆时针方向(本研究与叶轮旋转方向相同)为正值; Y 轴为速度矢量的径向方向,以叶轮外缘指向轮毂为正; Z 轴为速度矢量轴向方向,以叶轮进口指向叶轮出口为正。

基于上述坐标系, $v_x = v \cos \theta \cos \alpha$, $v_u = v \cos \theta \sin \alpha$, $v_z = v \sin \theta$, 其中 θ, α 为结合试验探针校正曲线和相应测量数据求得的流动偏斜角。

模型泵在最优工况点($Q = 0.098 \text{ m}^3/\text{s}, H = 3.17 \text{ m}, n = 1460 \text{ r/min}$)时导叶进出口各速度分量分布曲线如图6所示(以上方中间孔2'为例)。

由图6可知:在导叶进出口,轴向分量均为正值,从轮毂到轮缘其值分布较均匀。导叶进口处圆周分量为逆时针方向,径向分量指向轮缘,流场呈螺旋形向外运动趋势。导叶出口径向分量的大小相对于其他两个速度分量较小,只占绝对速度大小的

3.5%,这与设计上假设轴流泵出口绝对速度的径向分量等于0基本相吻合.导叶进口处圆周分量较大,经导叶回收旋转动能后,导叶出口处圆周分量很小,与设计中心导叶出口无旋基本吻合,较好地实现了转换能量的目的.在最优工况下,导叶回收旋转动能占叶轮出口总能量的15.7%.

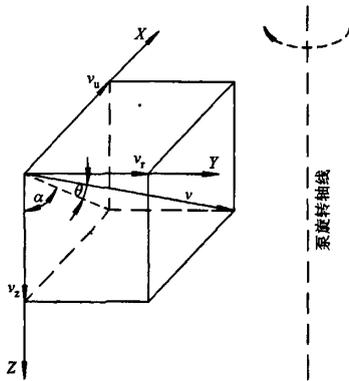


图5 五孔球形探针坐标系及空间速度矢量图
Fig.5 Survey coordinate system

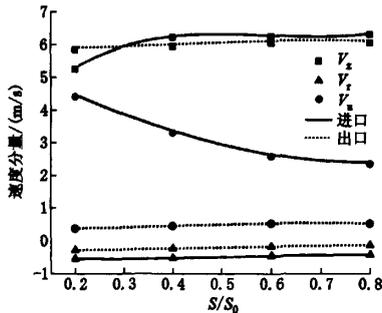


图6 模型轴流泵导叶进出口速度分布曲线
Fig.6 Velocity components curve at inlet and outlet of guide vane

4 结论

1) 泵内流动为大雷诺数湍流,可忽略导叶对叶轮内流动的影响,在研究叶轮内部两相流时,为试验测量方便可采用无导叶模型泵.

2) 导叶对泵性能影响取决于导叶自身能量回收能力和水力损失.在本设计最优工况下,导叶可回收的旋转动能约占叶轮出口总能量的15.7%.从提高泵性能的角度来看,轴流泵的导叶不可缺少.

3) 无导叶时泵的运行工况点向小流量工况偏移,在设计无导叶轴流泵时应在原有设计参数的基础上进行参数补偿.

参考文献 (References)

- [1] 杨敏官,孙国梓.轴流式强制循环泵选型设计参数补偿办法[J].农业机械学报,1999,30(5):48-51.
Yang Minguan, Sun Guozi. Parametric-compensation method for model selection design of coerced circulating axial-flow pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 1999, 30(5): 48-51. (in Chinese)
- [2] Sumio S, Masahiro S, Hideo F, et al. Computational cavitation flows at inception and light stages on an axial-flow pump blade and in a cage-guided control valve[J]. *Journal of Thermal Science*, 2007, 16(4): 337-345.
- [3] Gao Hong, Lin Wanlan, Du Zhaohui. Numerical flow and performance analysis of a water-jet axial flow pump[J]. *Ocean Engineering*, 2008, 35(16): 1604-1614.
- [4] 杨军虎,张炜,王春龙,等.潜水轴流泵全流道三维湍流数值模拟及性能预估[J].排灌机械,2006,24(4):5-9.
Yang Junhu, Zhang Wei, Wang Chunlong, et al. Numerical simulation of turbulent flow through full passage of submersible axial pump and performance predictions[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2006, 24(4): 5-9. (in Chinese)
- [5] 陆林广,伍杰,陈阿萍,等.立式轴流泵装置的三维湍流流动数值模拟[J].排灌机械,2007,25(1):29-32.
Lu Linguang, Wu jie, Chen Aping, et al. Numerical simulation of 3D turbulent flow in a vertical axial-flow pump system[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2007, 25(1): 29-32. (in Chinese)
- [6] 柴胜凯,罗兴琦,廖伟丽.轴流泵叶轮内部三维流动分析[J].排灌机械,2004,22(1):16-19.
Chai Shengkai, Luo Xingqi, Liao Weili. Three-dimensional flow investigation of axial pump impeller[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2004, 22(1): 16-19. (in Chinese)
- [7] 黄欢明,高红,沈枫,等.轴流泵内流场的数值模拟与实验[J].农业机械学报,2008,39(8):66-69.
Huang Huanming, Gao Hong, Shen Feng, et al. Numerical simulation and experimental validation of the flow field in axial flow pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(8): 66-69. (in Chinese)
- [8] 杨敏官.泵和水轮机的内流测试分析[M].北京:兵器工业出版社,1995:98-104.

(责任编辑 赵 鸥)