

轴流泵导叶进口段调节对其外特性的影响*

施伟^{1,2} 李彦军¹ 袁寿其¹ 刘军²

(1. 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心, 镇江 212013;

2. 南水北调东线江苏水源有限责任公司, 南京 210029)

摘要: 针对轴流泵在偏离设计工况时,因水流方向的偏离导致其效率急剧下降,在常规导叶的基础上改变导叶进口段的位置,以期能提高轴流泵在非设计工况下的效率,扩大其在高效区的运行范围。将导叶分为进口段、中段和出口段3个部分,并采用数值计算结合模型试验的方法研究了不同导叶进口段位置对轴流泵外特性的影响。结果表明:导叶进口角度的改变影响到导叶体内的流态及其水力损失,从而影响到泵装置的能量性能;在轴流泵导叶原设计进口角度的基础上,沿顺时针方向旋转适当角度,可扩大低扬程泵装置高效运行的范围,显著提高偏离设计工况点的低扬程、大流量区的效率。

关键词: 轴流泵 导叶进口段 外特性 数值计算 试验

中图分类号: TH312 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)12-0109-08

Influence of Adjustable Inlet Part of Guide on Hydraulic Performance of Axial-flow Pump

Shi Wei^{1,2} Li Yanjun¹ Yuan Shouqi¹ Liu Jun²

(1. National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. Jiangsu Water Source Co., Ltd. of the Eastern Route of South-to-North Water Division, Nanjing 210029, China)

Abstract: Improving the efficiency of pump is necessary for energy conservation, which also has very important significance on creating resource-saving society. When the working condition deviated from the designed condition, the flow direction at impeller outlet did not match well with the flow direction at guide inlet, which led to the efficiency drop of axial-flow pump. The inlet part of guide was changed with conventional guide, so as to improve the efficiency of axial-flow pump under off-design conditions and to broaden the high efficiency area. Firstly, the guide was divided into three parts: inlet, middle and outlet parts of guide. Based on numerical simulation and model experiment, the influence of different inlet parts of guide on the hydraulic performance of axial-flow pump was studied. The results showed that the inlet angle of guide affected the flow regime and hydraulic loss in the guide vane, which further affected the hydraulic performance of axial-flow pump. By rotating clockwise with appropriate angle under the original inlet angle of guide, the high efficiency area can be significantly broadened and the efficiency under low head and large flow-rate condition can be increased.

Key words: Axial-flow pump Inlet part of guide Hydraulic performance Numerical calculation Experiment

引言

轴流泵具有大流量、低扬程的特点,被广泛应用

于长江中下游平原、珠江三角洲等地的低扬程泵站,轴流泵对提高防御自然灾害的能力,促进我国社会经济可持续发展中发挥了重要作用^[1-3]。

轴流泵装置可分为进水流道、叶轮、导叶体和出水流道等 4 个组成部分,各部分既紧密联系、相互影响,又相对独立、分别有各自不同的作用与水力设计要求。一般来讲,大型轴流泵装置需考虑 2 个方面的匹配:进水流道与叶轮之间的匹配,主要研究使进水流道流出水流的流态满足水泵叶轮工况的要求^[4,5];叶轮与导叶体之间的匹配,主要研究从叶轮流出水流的流态对导叶体内流态及水力性能的影响^[6]。关于进水流道与水泵叶轮之间的匹配过去已开展了许多研究^[7-9]。对叶轮与导叶体之间的匹配,过去基本上仅限于在设计工况下实现两者之间较好的匹配^[10-11],而在偏离设计工况时,由于轴流泵导叶片进口角与从叶轮叶片流出的水流绝对速度的方向不再匹配,导致导叶体进口段附近产生水力撞击和脱流现象^[12-13],造成附加的导叶体水力损失,导致非设计工况下轴流泵的效率降低,限制了轴流泵高效区的范围。目前,非设计工况下叶轮与导叶体匹配的研究还不深入。本文主要研究在非设计工况下,通过调节导叶进口段位置,使其与叶轮能在非设计工况下更好的匹配,从而提高轴流泵在非设计工况下的效率,提高其高效区的范围。

1 非设计工况下导叶进口流动机理

1.1 几何参数的定义

考虑到轴流泵导叶体进口段与出口段水力设计的要求以及中间段固定支撑水泵导轴承支座的结构要求,将导叶分为进口段、中段和出口段 3 个部分,如图 1 所示。其中,进口段的水力设计主要考虑与叶轮出口水流方向的匹配;出口段的水力设计主要考虑与出水流道流场的匹配;中段的作用一方面是连接进口段和出口段,另一方面为固定导轴承支座。可调式导叶分为活动部分和固定部分,导叶进口段即为活动部分,该部分与固定铰链连接。

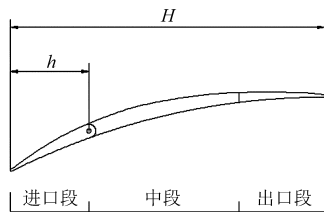


图 1 导叶分段

Fig. 1 Division of guide

1.2 流动机理

对于确定的叶轮叶片安放角,叶轮叶片出口水流与圆周速度 u 之间的夹角 α_0 与导叶进口角度 β_0 之间的关系如图 2a 所示,此时 $\beta_0 = \alpha_0$ 。图中,绝对速度 v_0 轴向分速度计算公式为

$$v_{m0} = \frac{Q_0}{A_{y1}} \quad (1)$$

式中 Q_0 ——设计流量, m^3/s

A_{y1} ——叶轮室出口断面过流面积, m^2

当水泵在小流量工况运行时,叶轮出口的速度矢量图如图 2b 所示,根据式(1),绝对速度 v_0 轴向分速度由 v_{m0} 减小为 v_{ms} ,导致小流量工况下叶轮出口水流方向角 $\alpha_s < \alpha_0$,与 β_0 不再匹配,从而在导叶正面引起水流对导叶的撞击,同时也会在导叶的背面引起脱流和旋涡,产生附加的导叶体水力损失。此时导叶进口角度应该由 β_0 变为 β_s ,才能使小流量工况下叶片出口水流的方向与导叶进口水流的方向一致,为此导叶进口段需沿逆时针方向转动一定的角度。此时导叶进口角度调节量 $\Delta\beta$ 为

$$\Delta\beta = \beta_0 - \beta_s \quad (2)$$

可以看出小流量工况下导叶进口角度调节量为正值。

同理当水泵在大流量工况运行时,叶轮出口的速度矢量图如图 2c 所示,绝对速度 v_0 轴向分速度由 v_{m0} 减小为 v_{mL} ,叶轮出口水流方向角 $\alpha_L > \alpha_0$,与 β_0 不再匹配,从而在导叶背面引起水流对导叶的撞击,同时也会在导叶的正面引起脱流和旋涡,产生附加的导叶体水力损失。此时导叶进口角度应由 β_0 变为 β_L ,才能使叶片出口水流的方向与导叶进口水流的方向一致,为此导叶进口段需沿顺时针方向转动一定的角度。此时导叶进口角度调节量为

$$\Delta\beta = \beta_0 - \beta_L \quad (3)$$

可以看出大流量工况下导叶进口角度调节量为负值。

由上述分析可知,导叶进口段位置的调节取决于 2 个几何参数:进口段高度 h 和进口角度调节量 $\Delta\beta$ 。

在导叶总高度 H 一定的条件下,过大的 h 会减小固定部分的长度,影响其固定支撑的作用;过小的 h 则会影响活动导叶对泵段性能的调节效果。为此,本文 h 取 $0.1H$ 、 $0.2H$ 、 $0.25H$ 、 $0.33H$ 。

考虑到实际应用的需要,本文研究侧重于低扬程、大流量工况时导叶进口角度调节量 $\Delta\beta$ 对泵段水力性能的影响,所以 $\Delta\beta$ 取 -15° 、 -10° 、 -6.3° 、 0° 、 5° 。

2 数值计算模型及方法

2.1 物理模型

本文借用南水北调工程水泵模型同台测试的 TJ04-ZL-06 型轴流泵模型来研究导叶进口段调节对水力性能的影响。其具体设计参数如下:设计流量 $Q_0 = 0.377 \text{ m}^3/\text{s}$;设计扬程 $H_d = 4.887 \text{ m}$;额定转速 $n = 1450 \text{ r/min}$;比转数 $n_s = 1002$ 。叶轮叶片数为 3,导叶数为 5。

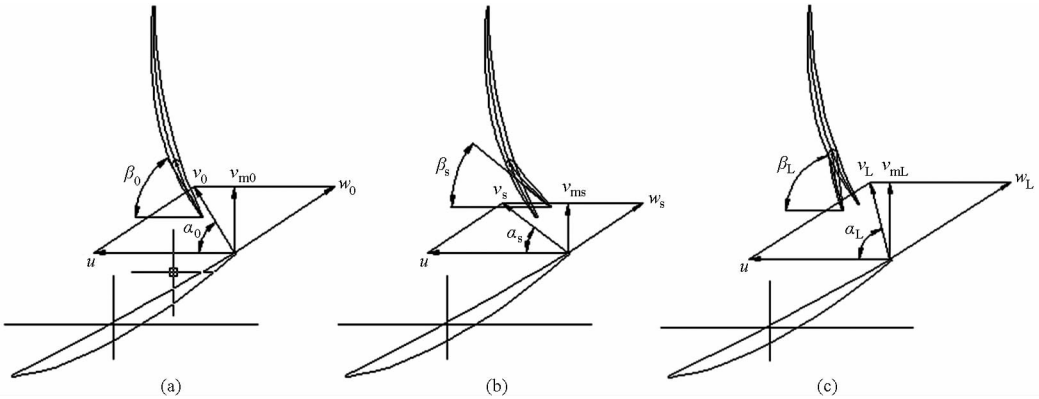


图 2 不同工况下导叶与叶轮匹配图

Fig. 2 Matching of guide and impeller under different working conditions
(a) 设计工况 (b) 小流量工况 (c) 大流量工况

2.2 计算域及网格划分

泵段三维湍流流动数值计算的区域由进水直管、进水锥管、叶轮、导叶体、出水弯管和出水直管等 6 部分组成。

采用 ICEM CFD 软件对计算域进行网格划分。考虑到轴流泵计算域的复杂性,对其进行混合网格划分,其中进水锥管、叶轮、导叶和出水弯管段采用自适应性较强的非结构化网格,进水直管和出水直管部分采用结构网格划分。由于叶轮和泵体的间隙对水泵外特性的影响较小,所以在建立物理模型时将叶轮与泵体的间隙设定为零。为了提高数值计算的精度,对叶轮部位和导叶部位进行局部加密。网格无关性验证如表 1 所示,由表 1 可以看出当网格总数大于 193 万后,水泵的扬程波动较小,综合考虑计算机性能等因素,确认网格划分采用方案 3,并且将边界层厚度无量纲系数 y_{plus} 控制在 300 以内。各部分网格质量如表 2 所示,计算域网格剖分情况如图 3 所示。

表 1 网格无关性分析

Tab.1 Mesh independence analysis		
方案类型	网格数	扬程/m
方案 1	1 299 253	4. 75
方案 2	1 685 367	4. 92
方案 3	1 933 517	4. 98
方案 4	2 114 582	4. 99

表 2 网格质量

Tab.2 Quality of mesh			
部位	网格类型	网格单元数	质量
进水管	结构化	201 309	0. 80
进水锥管	非结构化	62 397	0. 65
叶轮	非结构化	589 355	0. 30
导叶	非结构化	708 263	0. 35
出水弯管	非结构化	281 347	0. 55
出水直管	结构化	90 846	0. 80

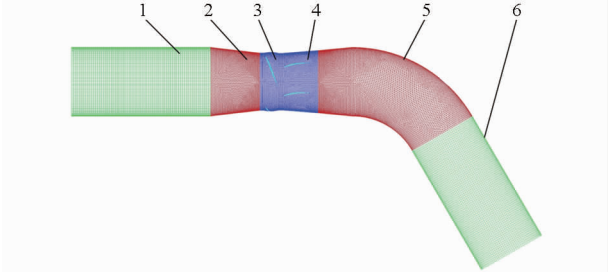


图 3 计算域网格

Fig. 3 Mesh of computational domain

1. 进水直管 2. 直锥管 3. 叶轮 4. 导叶体
5. 出水弯管 6. 出水直管

2.3 控制方程和湍流模型

轴流泵内部流动为三维不可压缩流动。本文数值计算采用商用 CFD 软件 CFX,采用连续性方程以及雷诺时均方程描述轴流泵内部流动^[14],数值计算中控制方程的离散采用有限体积法,速度和压力的耦合采用 SIMPLEC 算法。计算公式为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \tag{4}$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial t} + \mathbf{u}_j \frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial \mathbf{x}_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \mathbf{x}_i} - \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_j} \overline{(\mathbf{u}'_i \mathbf{u}'_j)} + \nu \nabla^2 \mathbf{u}_i \tag{5}$$

式中 ρ ——流体密度 $\mathbf{u}_i, \mathbf{u}_j$ ——速度矢量
 f_i ——体积力 t ——时间 p ——压力
 ν ——粘性系数 $\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_j$ ——位置矢量

湍流模型选用标准 $k-\varepsilon$ 模型^[15], $k-\varepsilon$ 双方程湍流模型广泛应用于流体机械的外特性预测^[16]。计算公式为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k \mathbf{u}_i)}{\partial \mathbf{x}_i} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial \mathbf{x}_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \tag{6}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon \mathbf{u}_i)}{\partial \mathbf{x}_i} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial \mathbf{x}_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \tag{7}$$

式中 k ——湍动能(表示速度脉动方差)
 ε ——湍动能耗散率(表示速度脉动耗散率)
 $C_{\varepsilon 1}、C_{\varepsilon 2}、\sigma_k、\sigma_\varepsilon$ ——常数
 μ_t ——湍流粘度
 μ ——流体粘度
 P_k ——湍动能生成项

2.4 边界条件

泵段计算流场的进口设置在进水直管段进口断面,这里可认为来流速度在整个断面上均匀分布,计算流量为已知,故进口边界可采用速度进口边界条件;计算流场的出口设置在出水直管段出口断面,这里可采用自由出流边界条件。将固壁面设置成无滑移壁面,近壁区选用标准壁面函数。水泵叶轮的旋转为周期性运动,叶轮叶片及轮毂体等旋转壁面应用移动壁面边界条件,壁面移动的速度及方向与叶轮旋转的速度及方向一致。数值计算时,计算残差的精度为 10^{-4} ,同时设置了效率监测点,当效率的监测值趋于稳定且计算残差低于设置的精度时认为计算满足要求。

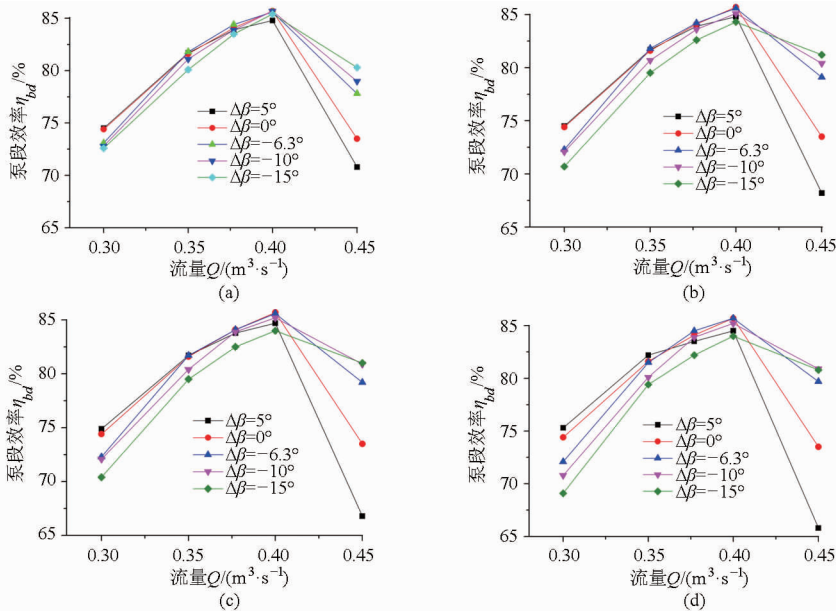


图4 导叶进口角度调节量对泵段性能的影响

Fig.4 Influence of inlet angle adjustment of guide on hydraulic performance of pump

(a) $h = 0.1H$ (b) $h = 0.2H$ (c) $h = 0.25H$ (d) $h = 0.33H$

3.2 导叶进口段高度 h 对水力性能的影响

图5所示是导叶进口高度对泵段水力性能的影响。由图可知,在小流量工况下($Q = 0.30 \text{ m}^3/\text{s}$),当导叶进口角度调节量为 -15° 时,随着导叶进口段高度的增加,泵段效率下降明显。在大流量工况下($Q = 0.45 \text{ m}^3/\text{s}$),导叶进口角度调节量为负值时,随着导叶高度的增加,泵段效率增加明显;导叶进口角度调节量为正时,随着导叶进口段高度的增加,泵段效率明显下降。综合分析图5,可知导叶进口段高度

3 数值计算结果分析

3.1 导叶进口角度调节量 $\Delta\beta$ 对水力性能的影响

图4为导叶进口段高度固定时,不同导叶进口角度下泵段的外特性曲线。分析图4可知,不同导叶进口角度调节量对于泵段性能的影响总体上呈现出:在设计工况点,导叶进口调节量为 0° 时所对应的效率最高;在大流量工况点,导叶进口调节量为 -15° 时所对应的效率最高;在小流量工况点,导叶进口调节量为 5° 时所对应的效率最高。这是因为轴流泵在设计工况下,叶片的出口角与导叶的进口角是相同的,从而能保证轴流泵在设计工况下叶轮出流的液体其冲角为 0° ,避免了叶轮出流对导叶产生冲击。而在大流量工况运行时,叶轮的出流角度大于设计工况下的出流角,此时将导叶进口角度顺时针调节一定角度,使叶轮出流的冲角减小,以此来减轻其对导叶的冲击,从而使大流量工况下导叶进口调节量为 -15° 时所对应的效率最高。同理,可以解释小流量工况下导叶进口调节量为 5° 时所对应的效率最高。

h 较小时, h 对泵段效率 η_{ba} 具有较为明显的影响,但当 $h > 0.2H$ 时, h 对 η_{ba} 的影响已趋于平缓。因此,对于导叶进口角度可调节的轴流泵,宜取 $h = 0.25H$ 。

4 工程应用实例

本节借用江苏常熟立式轴流泵站(以下简称泵站)的参数研究轴流泵导叶进口角度调节对低扬程立式轴流泵装置能量性能的影响。

该站泵装置模型的有关参数为:水泵模型型号

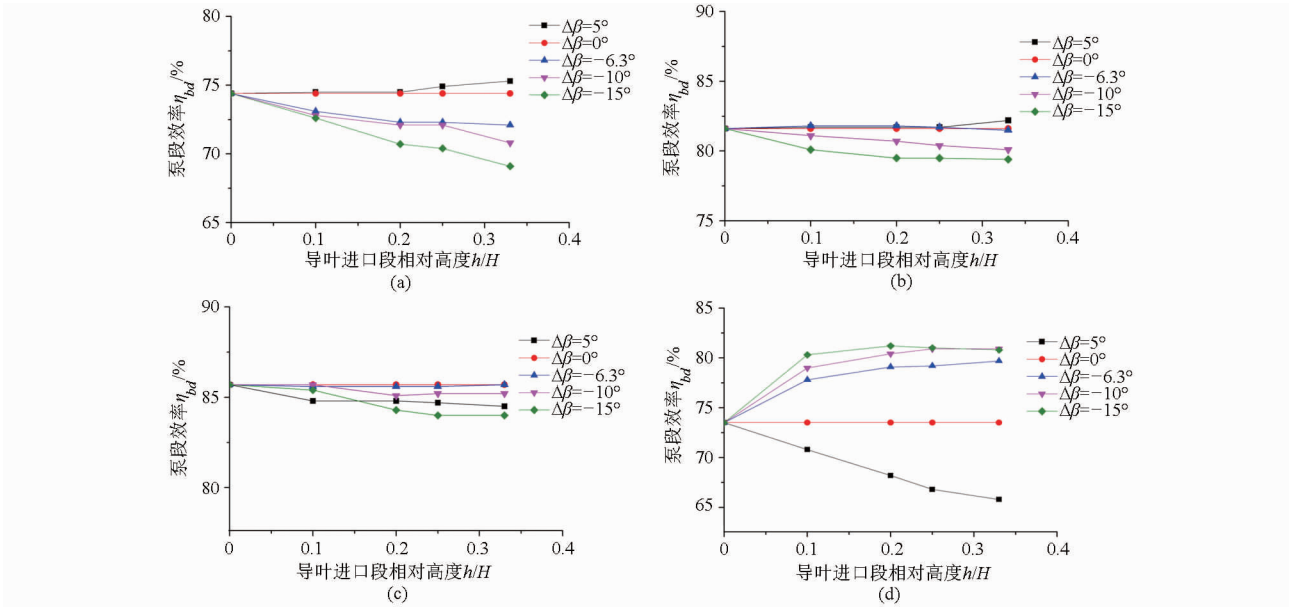


图 5 导叶进口段高度对泵段性能的影响

Fig. 5 Influence of inlet height of guide on hydraulic performance of pump

(a) $Q=0.30\text{ m}^3/\text{s}$ (b) $Q=0.35\text{ m}^3/\text{s}$ (c) $Q=0.40\text{ m}^3/\text{s}$ (d) $Q=0.45\text{ m}^3/\text{s}$

为 TJ04-ZL-07, 叶轮直径 $D=300\text{ mm}$, 转速 $n=1\,200\text{ r/min}$, 叶轮叶片数为 3, 导叶数为 5。

模型泵叶片安放角 α 分别取 -4° 、 -2° 和 0° , 导叶进口段高度取 $h=0.25H$, 叶片进口角度调节量 $\Delta\beta$ 分别取 0° 和 -12° 。

4.1 试验台及测量设备

试验在江苏大学国家水泵工程技术研究中心泵立式试验台上进行。试验台为平面封闭循环系统, 其结构如图 6 所示, 由水力循环系统、动力系统、控制系统和测量系统组成。水力循环系统包括真空罐、压力罐、稳压罐、DN400 钢管、换向蝶阀、可控开度电动阀、电磁阀等; 动力系统包括 55 kW 直流调速电动机、辅助泵及真空泵, 直流调速电动机配直流调速装置, 可实现高精度转速控制; 测量系统包括 500 N·m 的 JC1A 扭矩转速测量仪、DN400 L-mag 电磁流量计、压差(压力)传感器、压力脉动传感器等。在泵装置性能试验中, 通过传感器分别测量水位、扬程、流量、转速、轴功率、空化余量、温度等参数, 接可编程控制器(PLC), 并配备工业自动化通用组态王软件(6.53 版)专用微机测试系统, 实现试验数据实时采样和自动数据处理、显示、打印。本次试验泵装置效率测试综合不确定度为 $\pm 0.360\%$, 测试不确定度分析的具体过程参考文献[17]。

4.2 水力性能参数测量

4.2.1 泵装置扬程

泵装置进口测压断面设置在进水箱断面 1 位置(图 6 的进水测压点断面), 出口测压断面设在压力水箱断面 2 位置(图 6 的出口测压点断面), 装置扬

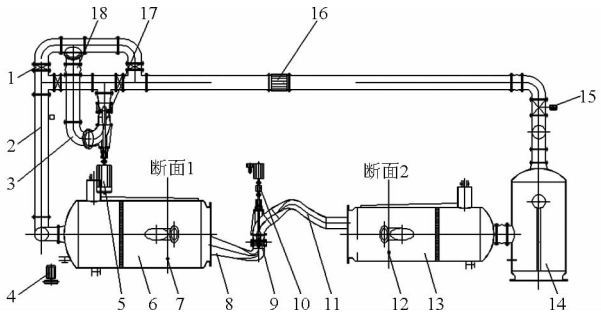


图 6 试验台示意图

Fig. 6 Schematic of pump test bed

- 1. $\phi 400$ 截止阀 2. $\phi 400$ 钢管 3. 45° 弯管 4. 水环式真空泵
- 5. 直流调速电动机 6. 真空水箱 7. 进水侧测压点 8. 进水流道
- 9. 测试泵 10. 测动扭矩仪 11. 出水流道 12. 出水侧测压点
- 13. 压力水箱 14. 蓄水箱 15. $\phi 400$ 电动闸阀 16. 电磁流量计
- 17. 辅助泵 18. 橡胶活接头

程 H_{zz} 等于断面 2 和断面 1 的总能头差(即相应于原型泵站的上、下游水位差)。差压变送器上 2 个测压管接头位于同一水平位置时, 总能头差等于 2 个断面静压差与动压差的代数和, 即

$$H_{zz}=z_2-z_1+\frac{p_2}{\rho g}-\frac{p_1}{\rho g}+\frac{u_2^2}{2g}-\frac{u_1^2}{2g}\tag{8}$$

式中 H_{zz} ——扬程, m
 z ——测压断面的位能, m
 g ——重力加速度, m/s^2

下标 1、2 分别表示断面 1 和断面 2。

4.2.2 流量

泵装置的流量采用 DN400 电磁流量计测量, 流量计水平布置, 其前、后的直管段长度均大于 10 倍管径。

4.2.3 模型泵转矩、转速(轴功率)

模型泵装置的泵轴转矩及转速采用测功扭矩仪测量。按照试验规程,在计算泵装置水力效率时扣除由轴承与轴封摩擦损失所造成的空载转矩。

水泵轴功率计算公式为

$$P_m = \frac{2\pi n_m (M_m - M_{0m})}{60} \tag{9}$$

式中 P_m ——模型泵轴功率,W
 n_m ——模型水泵转速,r/min
 M_m ——模型泵轴转矩,N·m
 M_{0m} ——模型水泵空载转矩,N·m

4.2.4 泵装置效率计算

泵装置效率试验值计算公式为

$$\eta_m = \frac{\rho g Q_m H_m}{P_m} \times 100\% \tag{10}$$

式中 η_m ——模型泵装置水力效率,%
 Q_m ——模型流量,m³/s
 H_m ——模型泵装置扬程,m

4.3 试验装置、试验方案及试验内容

泵装置模型包括进水流道进口至出水流道出口之间的全部流道,进、出水流道用钢板焊接制作,与原型流道保持相似。模型水泵及泵装置的尺寸偏差 不大于相关规定的允许偏差值。泵装置模型的结构满足在试验台上稳固安装与平稳运行的要求。安装在试验台上的立式轴流泵装置模型如图 7 所示。

由于制作模型泵导叶进口角度全调节机构难度较大,本项研究主要是通过泵装置模型试验,对 $\Delta\beta$ 影响泵装置性能的进行原理性验证,故仅在 $\Delta\beta = 0^\circ$ 的基础上另行制作了 $\Delta\beta = -12^\circ$ 的固定导叶体,2 组导叶除了进口段部位不同以外,其余部位均相同,如图 8 所示。因此,通过更换导叶体的方法实现对 2 种泵装置性能的测试与比较,也能达到研究导叶进口段对轴流泵水力性能影响的目的。

泵装置试验的内容为:在无空化条件下,完成叶



图 7 泵站立式轴流泵装置模型

Fig. 7 Photograph of axial-flow pump

轮叶片安放角为 -2° 和 0° 的能量性能试验,每个叶片角度的试验点数不少于 15 点,根据试验结果绘出 $Q-H_{zz}$ 、 $Q-\eta_{zz}$ 和 $Q-P_{bz}$ 性能曲线。

4.4 试验结果及分析

采用 2 种导叶体的立式轴流泵装置模型试验对各测试点进行测试,根据试验结果 $\Delta\beta = 0^\circ$ 与 $\Delta\beta = -12^\circ$ 时泵装置外特性曲线如图 9、10 所示。

可以看到: $Q-\eta_{zz}(\Delta\beta = 0^\circ)$ 曲线与 $Q-\eta_{zz}(\Delta\beta = -12^\circ)$ 曲线相交于 O 点;在 O 点左侧, $Q-\eta_{zz}(\Delta\beta = 0^\circ)$ 高于 $Q-\eta_{zz}(\Delta\beta = -12^\circ)$,在 O 点右侧, $Q-\eta_{zz}(\Delta\beta = 0^\circ)$ 低于 $Q-\eta_{zz}(\Delta\beta = -12^\circ)$;距 O 点愈远,两者的差距愈大;与 $\Delta\beta = 0^\circ$ 相比, $\Delta\beta = -12^\circ$ 时的泵装置最优点效率 η_{zz} 下降了 1.5 个百分点。

对比导叶进口段安放角分别为 0° 和 -12° 时的轴流泵外特性曲线,可以发现:在轴流泵导叶原设计进口角度的基础上,沿顺时针方向旋转适当角度,可扩大低扬程泵装置高效运行的范围,显著提高偏离设计工况点的低扬程、大流量区的效率。

5 结论

(1)将导叶体的导叶分为进口段、中段和出口段 3 个部分,中段和出口段固定,起到固定支撑水泵导轴承支座的作用,首次提出导叶进口段进口角度

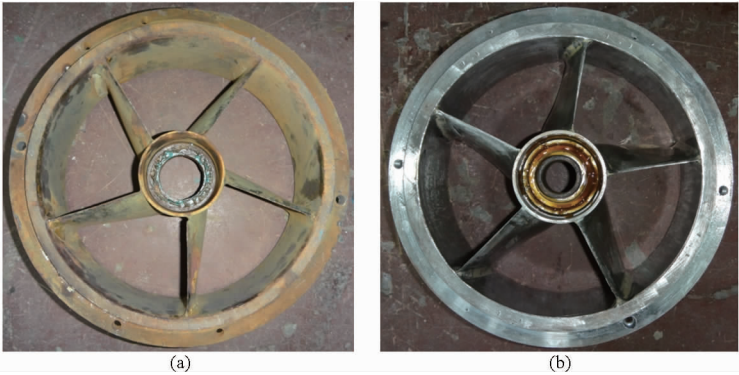


图 8 $\Delta\beta$ 分别为 0° 和 -12° 的导叶体模型

Fig. 8 Guide vane models with $\Delta\beta$ of 0° and -12°

(a) $\Delta\beta = 0^\circ$ (b) $\Delta\beta = -12^\circ$

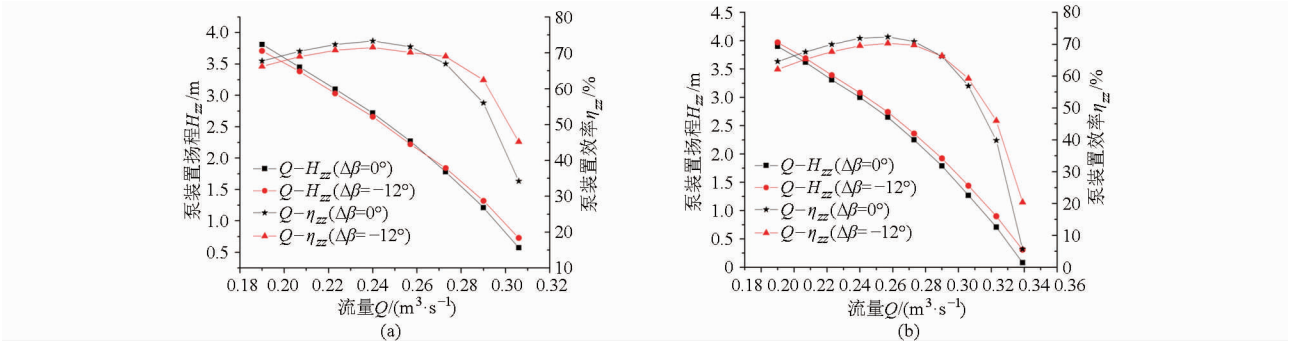


图 9 $\Delta\beta=0^\circ$ 与 $\Delta\beta=-12^\circ$ 轴流泵流量-扬程、流量-效率比较

Fig. 9 Comparison of $Q-H_{zz}$, $Q-\eta_{zz}$ curves with different values of $\Delta\beta$

(a) $\alpha=-2^\circ$ (b) $\alpha=0^\circ$

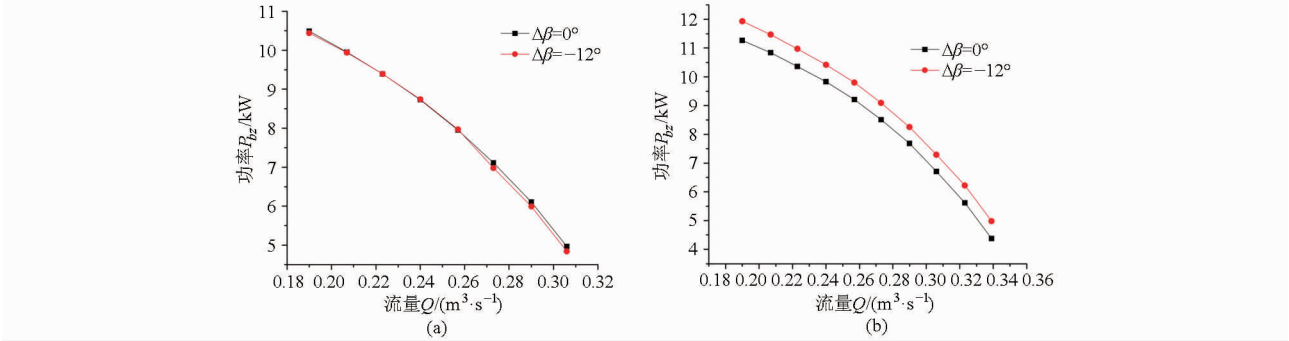


图 10 $\Delta\beta=0^\circ$ 与 $\Delta\beta=-12^\circ$ 轴流泵流量-功率曲线比较

Fig. 10 Comparison of $Q-P_{bz}$ curves with different values of $\Delta\beta$

(a) $\alpha=-2^\circ$ (b) $\alpha=0^\circ$

可调,实现与叶轮叶片出口水流流场的匹配,以减小导叶进口在非设计工况下的冲击损失。

(2)通过数值模拟研究了轴流泵导叶进口段对泵段水力性能的影响规律:导叶进口段调节角度 $\Delta\beta$ 对泵段效率 η_{bd} 影响较为显著,导叶片进口角度沿顺时针方向旋转,可提高偏离最优工况点的低扬程、大流量区的泵段效率;导叶进口段高度 h 对泵段效率 η_{bd} 具有较为明显的影响,导叶片进口角度沿顺时针方向旋转时,在偏离最优工况的低扬程、大流量区, η_{bd} 随着 h 的增大逐渐升高;当 $h>0.2H$ 时, h 对 η_{bd} 的影响已趋于平缓。因此,对于导叶进口角度可调

节的轴流泵,宜取 $h=0.25H$ 。

(3)在数值模拟的基础上,通过模型试验的手段揭示了轴流泵导叶进口段对泵装置水力性能的影响规律:导叶进口角度的改变影响到导叶体内的流态及其水力损失,从而影响泵装置的能量性能;在轴流泵导叶原设计进口角度的基础上,沿顺时针方向旋转适当角度,可扩大低扬程泵装置高效运行的范围,显著提高偏离设计工况点的低扬程、大流量区的效率。模型试验所得到的结论与数值模拟的结论相吻合,说明本文所采用的数值模型是可靠的。

参 考 文 献

1 Wang Zhengwei, Peng Guangjie, Zhou Lingjiu, et al. Hydraulic performance of a large slanted axial-flow pump[J]. Engineering Computations, 2010, 27(2):243-256.

2 刘超. 轴流泵系统技术创新与发展分析[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6):49-59.

3 Liu Chao. Researches and developments of axial-flow pump system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6):49-59. (in Chinese)

4 刘君, 郑源, 周大庆, 等. 大型斜式轴流泵装置能量特性研究[J]. 流体机械, 2010, 38(1):1-4.

5 Liu J, Zheng Y, Zhou D Q, et al. Study on energy characteristics of large-scale inclined axial-flow pump arrangement[J]. Fluid Machinery, 2010, 38(1):1-4. (in Chinese)

6 陈松山, 葛强, 严登丰, 等. 泵站竖井进水流道数值模拟与装置特性试验[J]. 农业机械学报, 2006, 37(10):58-61.

7 Chen Songshan, Ge Qiang, Yan Dengfeng, et al. Numerical simulation of turbulent flow inside inlet duct and experiment on characteristic performances in shaft tubular model pump set[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(10):58-61. (in Chinese)

- 5 陆林广. 泵站进水流道设计理论的新进展[J]. 河海大学学报:自然科学版, 2001, 29(1):40-45.
Lu Linguang. Progress in design theory for suction boxes of pumping stations[J]. Journal of Hohai University:Natural Sciences, 2001, 29(1):40-45. (in Chinese)
- 6 冯俊, 郑源, 罗欣. 后置导叶对立式轴流泵装置性能影响[J]. 水电能源科学, 2012, 30(8):126-128.
Feng Jun, Zheng Yuan, Luo Xin. Effects of exit guide vane on performance of axial-flow pump system[J]. Water Resources and Power, 2012, 30(8):126-128. (in Chinese)
- 7 欧鸣雄, 施卫东, 田飞, 等. 立式循环泵进水流道的内部流场研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(3):55-58, 63.
Ou Mingxiong, Shi Weidong, Tian Fei, et al. Flow field analysis of inlet sump in vertical circulation pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(3):55-58, 63. (in Chinese)
- 8 成立, 刘超, 汤方平, 等. 立式泵装置进水流道演化数值分析研究[J]. 水动力学研究与进展, 2004, 19(1):81-85.
Cheng L, Liu C, Tang F P, et al. Research on an evolution method for suction box of pumping system by numerical computation [J]. Journal of Hydrodynamics, 2004, 19(1):81-85. (in Chinese)
- 9 成立, 刘超, 周济人, 等. 大型立式泵站双向进水流道三维紊流数值模拟[J]. 农业机械学报, 2004, 35(3):61-64.
Cheng Li, Liu Chao, Zhou Jiren, et al. Numerical simulation of three-dimensional flow inside suction box of reversible pumping station[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004, 35(3):61-64. (in Chinese)
- 10 李忠, 杨敏官, 王晓坤. 导叶对轴流泵性能影响的试验[J]. 排灌机械工程学报, 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)
- 11 汤方平, 王国强. 后导叶对喷水推进轴流泵性能的影响[J]. 船舶力学, 2006, 10(6):19-26.
Tang Fangping, Wang Guoqiang. Influence of outlet guide vanes upon performances of water jet axial-flow pump[J]. Journal of Ship Mechanics, 2006, 10(6):19-26. (in Chinese)
- 12 郑源, 茅媛婷, 周大庆, 等. 低扬程大流量泵装置马鞍区的流动特性[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(5):369-373.
Zheng Yuan, Mao Yuanting, Zhou Daqing, et al. Flow characteristics of low-lift and large flow rate pump installation in saddle zone[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(5):369-373. (in Chinese)
- 13 杨华, 孙丹丹, 汤方平, 等. 叶轮进口挡板改善轴流泵非稳定工况性能研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(11):18-22.
Yang Hua, Sun Dandan, Tang Fangping, et al. Research on the performance improvement of axial-flow pump under unstable condition using CFD[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(11):18-22. (in Chinese)
- 14 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.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Zhang Hua, et al. Application of different turbulence models for predicting performance of axial-flow pump[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(1):66-71. (in Chinese)
- 15 Li Yaojun, Wang Fujun. Numerical investigation of performance of an axial-flow pump with inducer [J]. Journal of Hydrodynamics:Ser. B, 2007, 19(6):705-711.
- 16 Shi Weidong, Zhou Ling, Lu Weigang, et al. Numerical prediction and performance experiment in a deep-well centrifugal pump with different impeller outlet width[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 25(1):46-52.
- 17 Winzer P J, Sherman K, Zirngibl M. Time-division multiplexed Raman pump experiment using a tunable C-band laser[J]. Photonics Technology Letters IEEE, 2002, 14(6):789-791.

(上接第 66 页)

- 8 GB/T 19797—2005/ISO 11545:2001. 农业灌溉设备 中心支轴式和平移式喷灌机水量分布均匀度的测定[S]. 2005.
- 9 Kincaid D C. Application rates from center pivot irrigation with current sprinkler types[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2006, 21(4):605-610.
- 10 王永辉, 兰才有, 仪修堂. 中心支轴式喷灌机地角漏灌问题解决方案探讨[J]. 节水灌溉, 2012(3):72-74.
- 11 King B A, Wall R W, Karsky T F. Center-pivot irrigation system for independent site-specific management of water and chemical application [J]. Applied Engineering in Agriculture, 2009, 25(2):187-198.
- 12 严海军. 基于变量技术的圆形和平移式喷灌机水量分布特性的研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2004.
- 13 David J H, Gu Yuping, James W, et al. Lateral move water application uniformity relative to machine speed[J]. Transactions of the ASAE, 1988, 31(2):527-531.
- 14 Hanson B R, Lancaster D L. Evaluation of center-pivot sprinkler systems[J]. California Agriculture, 1986, 40(5):24-26.
- 15 Valin M L, Cameira M R. A model for center-pivot design and evaluation[J]. Computer and Electronic in Agriculture, 2012, 87: 159-170.
- 16 Clark G A, Srinivas K, Rogers D H, et al. Measured and simulated uniformity of low drift nozzle sprinkler[J]. Transactions of the ASAE, 2002, 46(2):321-330.