

带可调进口导叶轴流泵装置水力性能数值分析\*

杨帆<sup>1</sup> 刘超<sup>1</sup> 汤方平<sup>1</sup> 周济人<sup>2</sup> 成立<sup>2</sup>

(1. 扬州大学水利与能源动力工程学院, 扬州 225127; 2. 扬州大学江苏省水利动力工程重点实验室, 扬州 225009)

**摘要:** 根据轴流泵进口导叶片的设计要求,设计了可调进口导叶并开展了不同安放角进口导叶轴流泵装置的三维定常数值计算,获取了进口导叶对轴流泵装置水力性能调节的综合特性曲线,建立了带可调进口导叶轴流泵装置水力性能预测的多元非线性回归预测数学模型。依据数值计算结果和速度三角形分析了可调进口导叶对转轮及轴流泵装置水力性能的影响,结果表明:在进口导叶安放角 0°时,相比不带可调进口导叶的轴流泵装置,在高效区及小流量工况时带进口导叶泵装置的能量性能变化很小,大流量工况时进口导叶的水力损失较大进而导致带进口导叶泵装置的效率下降幅度较大。随进口导叶安放角由 0°逐渐向正角度增大时,泵装置的最优工况向小流量方向偏移,泵装置的流量效率曲线呈现出整体下降的趋势;随进口导叶安放角由 0°逐渐向负角度减小时,泵装置的最高效率先增大后减小,但泵装置的最高效率点对应的流量未发生改变。

**关键词:** 轴流泵 进口导叶 安放角 性能曲线 数值分析

**中图分类号:** TH312      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1000-1298(2014)05-0051-08

引言

我国大型灌排泵站平均装置效率仅为 40% ~ 50%,能源单耗平均达 7 ~ 8 kW·h/(kt·m)<sup>[1]</sup>,泵装置效率距 GB 50265—2010《泵站设计规范》要求的泵装置效率相差很多,很多泵站实际运行工况严重偏离设计工况,对于这些低效率泵装置,除更换水力模型或改造进出水流道外,能否采用加装某种调节措施对泵装置的运行工况进行调节以使泵装置在高效率范围内运行值得研究。目前,对泵装置工况的调节主要有变速调节、变角调节和变径调节,除这 3 种典型的调节方式外,国内外学者的研究成果表明<sup>[2-12]</sup>:可调导叶可用于调节旋转机械的运行工况,且具有很好的调节效果。本文在前人研究基础上,以某高比转数轴流泵为研究对象,采用理论分析和数值计算相结合的方法分析可调进口导叶对轴流泵装置水力性能的影响,建立可调进口导叶对轴流泵装置能量性能预测数学模型,为改善偏离设计工况时轴流泵装置水力性能提供工程技术措施。

1 进口导叶片设计及调节原理分析

1.1 进口导叶片设计及计算模型建立

水流在进入可调进口导叶体前呈轴向流动,可

调进口导叶进口截面上的速度环量  $\Gamma_{qi}$  为零,出口截面上的速度环量为  $\Gamma_{qc} = \pi D v_{u1}$ ,转轮进出口截面的速度环量差为  $\Gamma_y = \pi D (v_{u2} - v_{u1})$ ,则可调进口导叶进出口速度环量差与转轮进出口截面的速度环量差之比为

$$\frac{\Gamma_q}{\Gamma_y} = \frac{\Gamma_{qc} - \Gamma_{qi}}{\Gamma_y} = \frac{v_{u1}}{v_{u2} - v_{u1}} \tag{1}$$

令其比值  $\frac{\Gamma_q}{\Gamma_y} = m$ ,文献[13]中指出比值  $m$  一般取为 -0.6 ~ -0.5;相对栅距一般取 0.8 ~ 1.5;叶片的弦长为(0.2 ~ 1.0)倍的叶片高度。

进口导叶片翼型形状可分为对称型和非对称型<sup>[14]</sup>,其中对称型包括椭圆形和尖形,非对称形包括镜片形和三角形,其形状如图 1 所示,图中阴影部分为旋转轴。采用流线法并借鉴文献[13]的参数,选取对称尖形为进口导叶的翼型设计了渐变对称进口导叶片,导叶片及进口导叶体三维模型如图 2 所示。

轴流泵装置计算区域包括:进水段、可调进口导叶、转轮、后置导叶及出水段 5 部分,轴流泵装置计算模型如图 3 所示。可调进口导叶体的导叶片数为 11,后置导叶体的导叶片数为 5,转轮叶片数为 3,叶片安放角为 0°,叶片的叶顶间隙设置为 0.15 mm,转

收稿日期: 2013-04-23    修回日期: 2013-05-28  
\* 国家自然科学基金资助项目(51279173,51376155)、“十二五”农村领域国家科技计划资助项目(2012BAD08B03-2)和扬州大学高层次人才科研启动资金资助项目  
作者简介: 杨帆,讲师,主要从事泵及泵装置水力特性及多目标优化研究,E-mail: sqzyyangfan@126.com

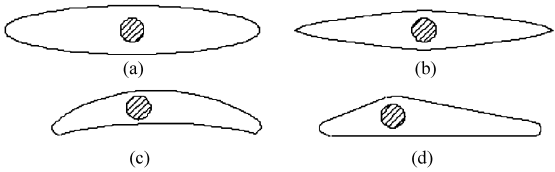


图 1 进口导叶翼型形状

Fig.1 Airfoil profiles of inlet guide vane

(a) 对称椭圆形 (b) 对称尖形  
(c) 非对称镜片形 (d) 非对称三角形

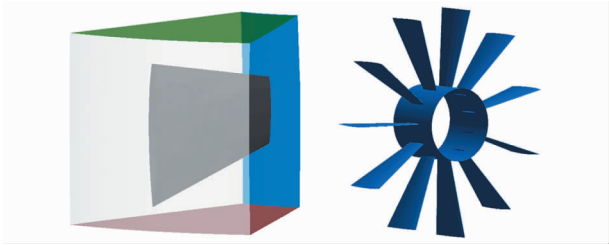


图 2 进口导叶体三维图

Fig.2 3D-model of inlet guide vane

轮转速为 1 450 r/min,湍流模型选择 RNG  $k-\varepsilon$ ,近壁区采用可伸缩壁面函数进行处理,数值计算收敛标准为数值计算各物理量的残差均低于  $10^{-4}$  且残差值最后趋于稳定,针对进口导叶片可调的特点,共计算了进口导叶片安放角在  $-20^{\circ} \sim 20^{\circ}$  范围内 9 个方案。

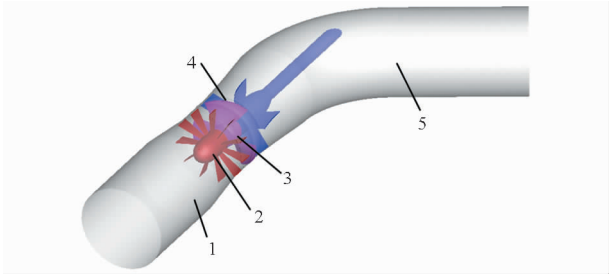


图 3 轴流泵装置三维计算模型

Fig.3 3D-model of axial-flow pumping system

1. 进水段 2. 可调进口导叶 3. 转轮 4. 后置导叶 5. 出水段

1.2 可调进口导叶调节的理论分析

图 4 给出了进口导叶调节的原理图,若进口导叶的安放角  $\theta = 0^{\circ}$  时,转轮进口的相对速度  $w_1$  的方向与转轮进口方向一致,此时泵装置的效率最高。若调节进口导叶安放角为  $\theta$ ,则绝对速度  $v_1'$  的方向与进口导叶调节方向一致,若要保证轴流泵的高效率,相对速度  $w_1'$  的方向也需与转轮进口方向一致,由图 4 可得

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{v_{a0}'}{v_{a0}} = \frac{v_{a0}' \cot \beta}{v_{a0}' \cot \beta + v_{a0}' \cot \alpha} = \frac{v_{a0}' \cot \beta}{v_{a0}' \cot \beta + v_{a0}' \tan \theta} = \frac{1}{1 + \tan \theta \tan \beta} \quad (2)$$

式中  $\beta$ ——相对液角  $\alpha$ ——绝对液角  
进口导叶出口水流方向与转轮旋转方向相同

时,进口导叶安放角为正,反之为负。

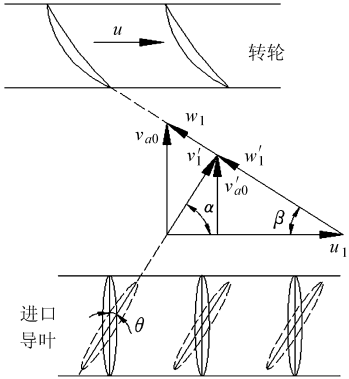


图 4 进口导叶调节原理图

Fig.4 Schematic diagram of inlet guide vane

当进口导叶安放角  $\theta > 0^{\circ}$  时,则流量  $Q'$  要比设计流量  $Q$  小,同时转轮内部的相对速度  $w_1'$  也会减小,叶片表面的摩擦损失也随之减小,轴流泵装置的水力性能将提高。在进口导叶安放角为正值时,流量  $Q'$  随  $\theta$  的逐渐增大而逐渐减小,此时轴流泵装置的最优工况会移向小流量工况。

当进口导叶安放角  $\theta < 0^{\circ}$  时,则流量  $Q'$  要比设计流量  $Q$  大,同时转轮内部的相对速度  $w_1'$  也会增大,叶片表面的摩擦损失和叶槽内的水力损失均会增大,当叶片安放角减小到某值时,轴流泵装置的水力性能将会降低。在进口导叶安放角为负值时,流量  $Q'$  随着  $\theta$  的逐渐减小而逐渐增大,此时轴流泵装置的最优工况相比无调节时将会降低。

轴流泵装置在运行过程中,当进口导叶安放角从正角度变到负角度时,轴流泵的性能曲线向大流量工况偏移,湍振流量和大流量都将增加。从式(2)可知:当可调进口导叶安放角变化范围不大时,轴流泵装置最高效率的改变并不明显,轴流泵装置效率曲线的整体形状变化也不显著。

2 试验验证及数值计算结果分析

为了给类似泵装置提供性能数据的参考,同时也为方便分析轴流泵装置的水力性能,采用无量纲参数流量系数和扬程系数分析泵装置的性能,两参数的计算式参阅文献[15]。

2.1 数值计算有效性的验证

对不带可调进口导叶体的轴流泵装置进行三维定常数值计算,根据数值计算结果对轴流泵装置的扬程及效率进行了预测,并与物理模型试验结果进行了对比,如图 5 所示。流量系数  $K_Q$  在 0.45 ~ 0.55 范围内预测的泵装置效率绝对误差在 1% 以内,数值计算结果可较准确地预测轴流泵装置的能量特性,得到的数值计算结果是可信的。

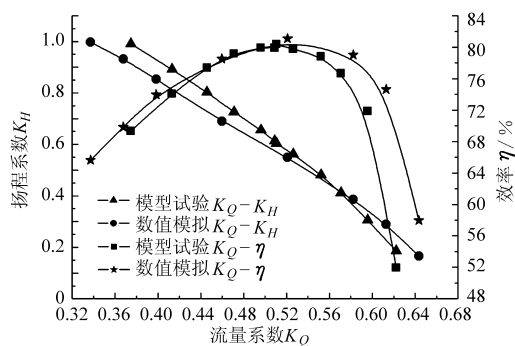


图5 轴流泵装置性能的试验值与计算值对比

Fig. 5 Experimental value and numerical value of hydraulic performance of axial-flow pumping system

## 2.2 有无可调进口导叶的泵装置性能分析

图6为无进口导叶和进口导叶安放角 $\theta = 0^\circ$ 时泵装置的性能曲线。可以看出,有进口导叶的泵装置 $K_Q - K_H$ 曲线略低于无进口导叶,其原因是加了进口导叶后进口段的水力损失增加而导致泵装置扬程的下降。流量系数 $K_Q$ 在0.450~0.583范围时,有无进口导叶的泵装置扬程系数差异性很小,扬程系数仅降低了1.35%~3.05%,在最优工况 $K_Q = 0.521$ 时两者的扬程系数几乎相等。

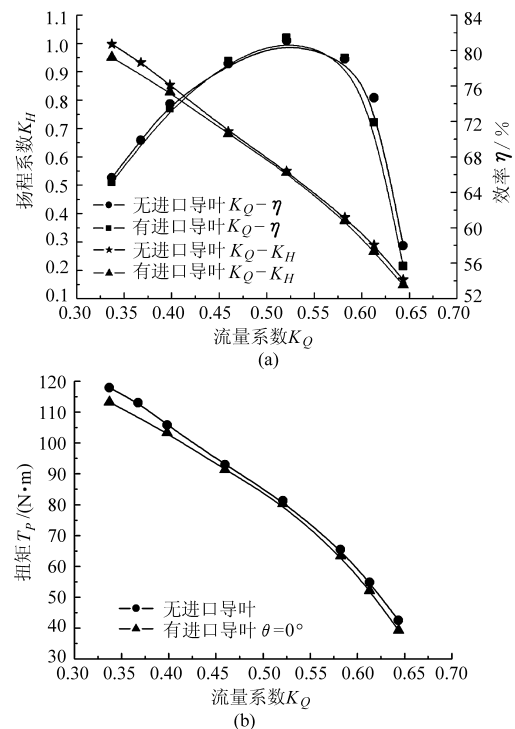


图6 有无可调进口导叶的泵装置性能曲线

Fig. 6 Performance curves of pump system

由图6b可知有进口导叶的泵装置扭矩小于无进口导叶,尤其在偏小流量工况时扭矩的减小更加明显,主要原因是水流经进口导叶整流后更加均匀,进入转轮的水流更加平顺所致,数值计算结果与文献[16]通过试验所得结论基本一致。泵装置的效率取决于扭矩与泵装置扬程两部分,对于有无进口

导叶的泵装置,扬程的减小与扭矩减小幅值的大小共同决定了泵装置效率的高低,由图6a可知,流量系数 $K_Q$ 在(0.450~0.583)时,有无进口导叶的泵装置效率基本一致;在流量系数 $K_Q < 0.450$ 时,无进口导叶的泵装置效率高于进口导叶,在偏小流量工况时,泵装置的效率相差不大,最大差值仅为0.51%;在流量系数 $K_Q = 0.644$ 时,泵装置扬程系数下降了11.33%,泵装置效率降低了2.34%。

在进口导叶安放角 $\theta = 0^\circ$ 时,高效区及偏小流量工况时泵装置的性能与无进口导叶的泵装置性能基本接近,此时进口导叶对泵装置能量性能影响不大;偏大流量工况时,进口导叶引起的泵装置水力损失增加较为明显,使得安装进口导叶的泵装置效率下降较为明显。

## 2.3 可调进口导叶对泵装置性能的影响分析

共计算了进口导叶片安放角 $\theta$ 在 $-20^\circ \sim 20^\circ$ 范围内9种不同进口导叶片安放角时的泵装置水力性能,图7给出了3种不同安放角进口导叶体的三维造型图。

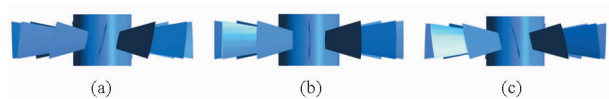


图7 不同安放角时进口导叶的三维图

Fig. 7 3D model of inlet guide vane of different angles

(a)  $\theta = -15^\circ$  (b)  $\theta = 0^\circ$  (c)  $\theta = 15^\circ$

不同进口导叶安放角时泵装置的扬程系数与流量系数的关系曲线如图8所示。相同泵装置扬程时,随进口导叶安放角的减小,泵装置的流量逐渐增大;在相同流量时,随进口导叶安放角的减小,泵装置的扬程逐渐增大,数值计算的预测结果与1.2节的理论分析结果相同。

不同安放角时泵装置的流量系数与效率曲线如图9所示。当进口导叶安放角 $\theta > 0^\circ$ 时,随安放角的增大,泵装置的最优工况向小流量方向偏移,这与理论分析所得结论相符,但泵装置的效率呈现出整体降低的趋势,且流量越大,泵装置效率下降的幅度也越大;安放角越大,泵装置效率下降的幅度也越大。在流量系数 $K_Q < 0.398$ 时,不同安放角的泵装置效率差值也越来越小。当进口导叶安放角 $\theta < 0^\circ$ 时,随着安放角的减小,泵装置的最优工况点对应的流量未发生改变,其装置最高效率先增大后减小,这与理论分析得出的结论不完全相符合,其主要原因是理论分析时未考虑进口导叶引起的水力损失与性能改善间的比重问题。由图9可知:安放角 $\theta = -5^\circ$ 和 $\theta = 5^\circ$ 时,流量系数 $0.330 < K_Q < 0.582$ 时,泵装置的效率差值小于3.0%,由此可知,对于进口导叶

在小范围内调节时 ( $-2.5^{\circ} < \theta < 2.5^{\circ}$ ), 泵装置的水力性能差异很小。

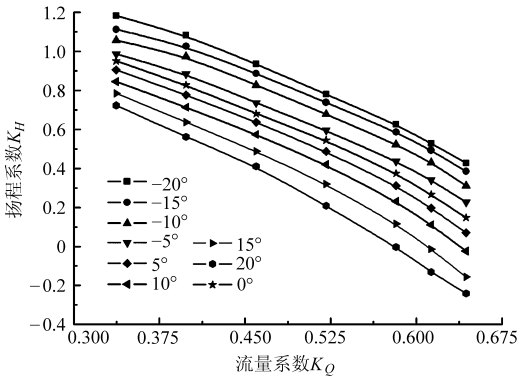


图 8 不同安放角时泵装置  $K_Q - K_H$  曲线  
Fig. 8 Curves of flow coefficient  $K_Q$  and head coefficient  $K_H$  in different installation angles

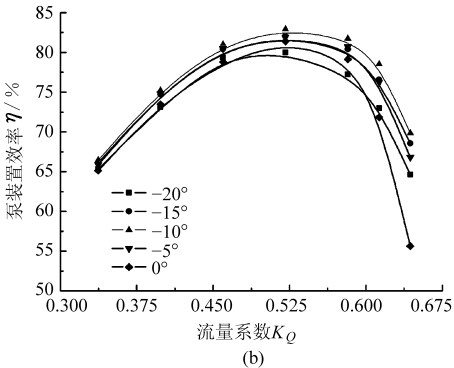
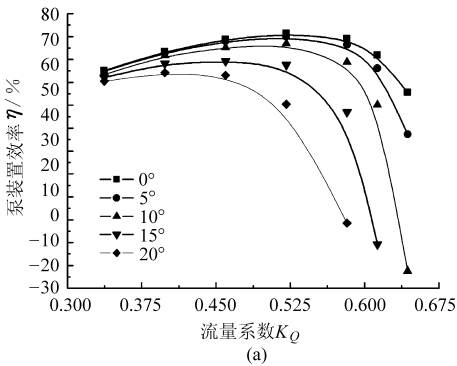


图 9 不同安放角时泵装置效率曲线  
Fig. 9 Efficiency curves of axial-flow pumping system in different installation angles  
(a) 正安放角 (b) 负安放角

通过上述分析可知:对于轴流泵装置的进口导叶调节,若需改变其运行工况,应将安放角向负角度调节,避免往正角度调节,正角度的调节虽改变了最高效率点的位置但泵装置的效率呈整体下降趋势,同时应避免在小角度变化范围内调节进口导叶安放角。

各安放角时进口导叶的水力损失如图 10 所示。随安放角的增大 ( $\theta > 0^{\circ}$ ) 或减小 ( $\theta < 0^{\circ}$ ), 进口导叶的水力损失都逐渐增大, 流量系数  $K_Q$  在 0.337 ~ 0.644 范围内, 进口导叶的水力损失与流量满足二

次方关系,由此可知进口导叶对泵装置水力性能的影响包括两个方面:进口导叶的水力损失和转轮的水力性能。

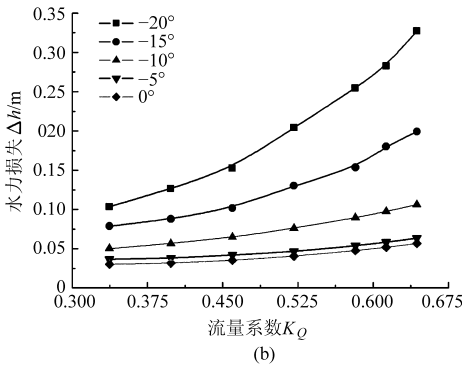
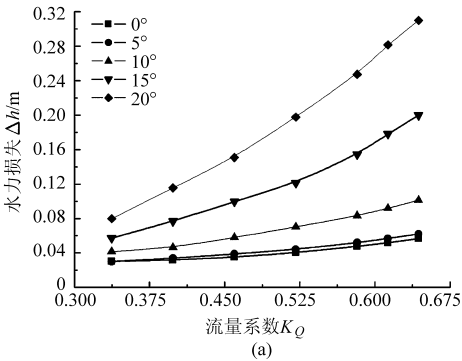


图 10 不同安放角时进口导叶体的水力损失  
Fig. 10 Hydraulic loss of inlet guide vane in different installation angles  
(a) 正安放角 (b) 负安放角

2.4 泵装置性能调节的综合性能曲线及预测模型  
在对各安放角的泵装置外特性预测的基础上,对数值计算数据进行处理获得了如图 11 所示的进口导叶调节轴流泵装置的综合特性曲线。

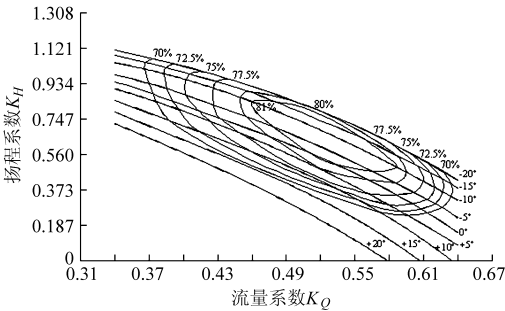


图 11 进口导叶调节轴流泵装置特性曲线  
Fig. 11 Performance curves of axial-flow pumping system with inlet guide vane

进口导叶对泵装置性能的影响主要有进口导叶片的安放角、泵装置流量、泵装置扬程 3 个因素,且由图 9 可知,进口导叶体对泵装置效率及扬程的影响具有一定的规律性,以数值模拟为基础,采用多元非线性回归分析方法 (Multiple non-linear regression) 构造了可调进口导叶对泵装置性能预测的数学模型,进一步揭示了进口导叶片安放角对泵装置效率

的影响规律,并为具有同类调节结构的流体机械性能预测提供一种快捷方法。

建立因变量  $y$  与各自变量  $x_i (i = 1, 2, \cdots, n)$  之间的多元非线性回归数学模型为

$$y = f(x_1, x_2, \cdots, x_m) =$$
$$a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + \cdots a_3x_1x_2^{m-1} + \cdots + a_mx_i^m \quad (3)$$

式中  $a_0$ ——回归常数

$a_m$ ——偏回归系数( $m$  为正整数)

采用文献[17]中非线性回归的 Gauss - Newton 算法对该非线性回归方程系数进行求解。将进口导叶片安放角  $\theta$  记为  $x_1$ , 流量系数  $K_Q$  记为  $x_2$ , 扬程系数  $K_H$  记为  $y_1$ , 可得非线性回归方程, 其判定系数  $R^2$  为 0.996; 将进口导叶片安放角  $K_Q$  记为  $x_1$ , 流量系数  $K_H$  记为  $x_2$ , 泵装置效率  $\eta$  记为  $y_2$ , 可得非线性回归方程, 其判定系数  $R^2$  为 0.981。回归方程中的回归常数和偏回归系数如表 1 所示。因回归方程的表达式相同, 仅方程中回归常数和偏回归系数不同, 这里给出通用表达式, 即二元三次非线性回归预测数学模型的通用方程式

$$y = a + bx_1 + cx_2 + dx_1^2 + ex_2^2 + fx_1x_2 +$$
$$gx_1^3 + hx_2^3 + ix_1x_2^2 + jx_1^2x_2 \quad (4)$$

表 1 二元三次非线性回归预测数学模型的常数及系数

Tab.1 Constant and coefficients of non-linear regression prediction mathematical model

| 常数及系数 | 数值        | 常数及系数 | 数值        |
|-------|-----------|-------|-----------|
| $a_1$ | 1.477 71  | $a_2$ | 187.664   |
| $b_1$ | 0.004 09  | $b_2$ | -894.678  |
| $c_1$ | -1.929 48 | $c_2$ | -53.217 4 |
| $d_1$ | 2.577 64  | $d_2$ | 2 476.35  |
| $e_1$ | 2.344 7   | $e_2$ | -0.534 19 |
| $f_1$ | -0.048 29 | $f_2$ | 121.96    |
| $g_1$ | -1.523 29 | $g_2$ | -2 121.67 |
| $h_1$ | -3.925 97 | $h_2$ | -0.000 3  |
| $i_1$ | 0.026 53  | $i_2$ | 0.685 4   |
| $j_1$ | -0.000 27 | $j_2$ | -63.627 4 |

3 进口导叶对转轮水力性能的影响

根据数值计算结果,给出了不同安放角可调进口导叶片出口边线的轴向速度分布,如图 12 所示,横坐标为无量纲距离  $L^*$ ,  $L^*$  的计算式为

$$L^* = l_i / l \quad (5)$$

式中  $l$ ——进口导叶片出口边总长

$l_i$ ——进口导叶片出口边线上各点距起点(即进口导叶体轮毂处)的距离

该出口边线距叶片出口边的距离为 3 倍的进口导叶片出口倒圆半径。出口边物理量长度  $l$  和  $l_i$  的长度示意图如图 13 所示。

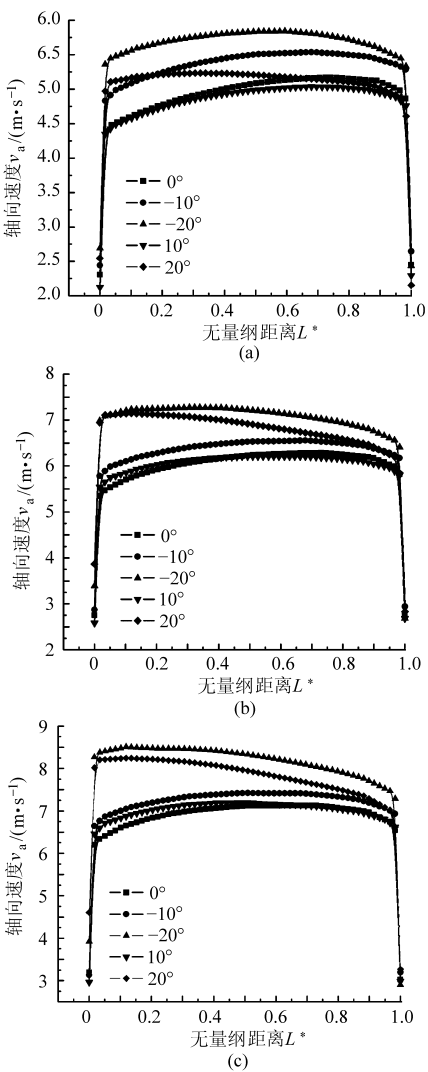


图 12 各安放角时进口导叶片出口边线轴向速度分布

Fig.12 Distribution of axial velocity in exit edge of inlet guide vane

(a)  $K_Q = 0.398$  (b)  $K_Q = 0.521$  (c)  $K_Q = 0.613$

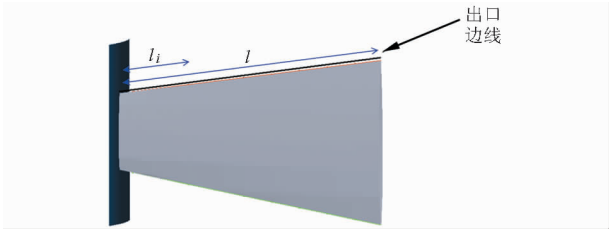


图 13 进口导叶片出口边线物理量  $l$  和  $l_i$  的示意图

Fig.13 Schematic diagram of physical quantity  $l$  and  $l_i$  in exit edge of inlet guide vane

在各工况时,进口导叶片出口边线的轴向速度分布均呈“U”形分布规律;不同的进口导叶片安放角影响到导叶片出口边线的轴向速度分布规律,表明了进口导叶片安放角变化时其内部流动规律也发生了改变,这与前面的进口导叶体水力损失分析相对应。安放角  $\theta$  数值大小相等(如  $\theta = \pm 10^\circ$ ),进口导叶体内任一截面的过流面积相等,记为  $A_i$ ,其中  $i$

为断面号,在相同流量  $Q$  时截面  $i$  的平均流速  $Q/A_i$  也应相等,其速度分布规律在理论上分布也应一致,数值计算结果表明水流沿进口导叶中轴线进入导叶体内后,因进口导叶片的存在和转轮与进口导叶间动静耦合作用共同改变了其原有的速度分布规律,造成了导叶片出口边线轴向速度分布不同。进口导叶对泵装置水力性能的影响,需综合考虑进口导叶体自身的水力性能。相同流量系数时,在  $L^*$  为  $0.018 \sim 0.985$  范围内前置导叶片安放角  $\theta = -20^\circ$  时,出口边线上各点的轴向速度均大于其他安放角时出口边线上各点的轴向速度。

3 种泵装置特征工况时不同进口导叶安放角下 2 种展向位置处叶片表面静压分布如图 14 所示。在流量系数  $K_Q = 0.398$  时,各进口导叶片安放角的叶片表面压力面静压总大于吸力面的静压,轮毂处

的静压高于轮毂处,在叶片各展向位置,靠近叶片进口边的吸力面静压随安放角的增大而增大,沿着流线方向,其差别越来越小,直至出口边处,安放角  $\theta = -20^\circ$  时出口边的叶片吸力面的静压值仍最小,且从轮毂至轮缘侧,其静压随安放角的变化规律越明显。在安放角  $\theta = -20^\circ$  时,随流量系数  $K_Q$  增大至  $0.521$ ,在叶片展向位置 Span 为  $0.05$  和  $0.50$  处靠近叶片进口边压力面与吸力面的静压分布均出现了交叉,即吸力面的压力高于压力面,此处叶片进口出现了负冲角。随流量系数进一步增大至  $K_Q = 0.613$  时,整张叶片的进口侧区域均出现了吸力面的静压值高于压力面,即整张叶片的进口边均出现了负冲角,静压下降的幅度很大。进口导叶片安放角对转轮叶片的静压分布影响主要表现在叶片的进口边和轮毂附近区域。

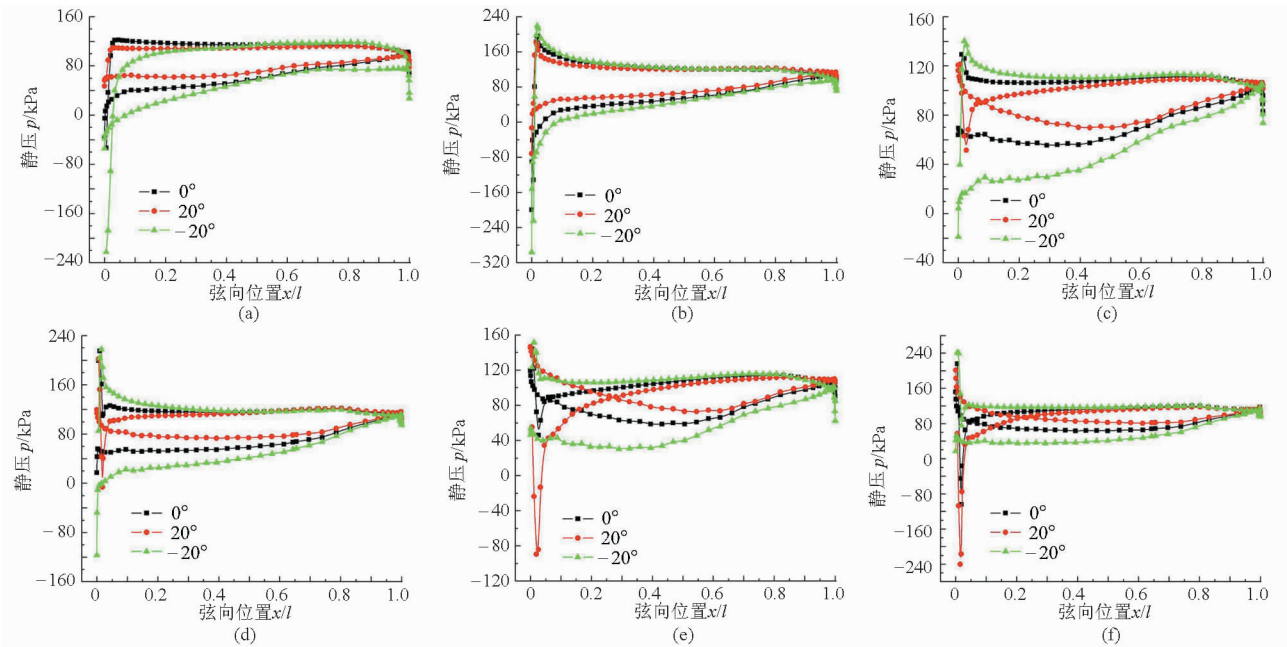


图 14 各工况时叶片各展向位置的静压分布

Fig. 14 Distribution of Static pressure of spanwise location in blade under different operating conditions

(a)  $K_Q = 0.398$ , Span 为  $0.05$  (b)  $K_Q = 0.398$ , Span 为  $0.50$  (c)  $K_Q = 0.521$ , Span 为  $0.05$   
(d)  $K_Q = 0.521$ , Span 为  $0.50$  (e)  $K_Q = 0.613$ , Span 为  $0.05$  (f)  $K_Q = 0.613$ , Span 为  $0.50$

4 结论

(1) 在进口导叶安放角  $0^\circ$  时,相比不带可调进口导叶的轴流泵装置,在高效区及小流量工况时带进口导叶泵装置的能量性能变化很小;大流量工况时,进口导叶引起的泵装置水力损失增加较为明显,使得安装进口导叶的泵装置效率下降较为明显。

(2) 可调进口导叶安放角从正角度变到负角度时,轴流泵装置的性能曲线向大流量工况偏移,喘振流量和大流量都将增加。在进口导叶安放角度较小时,轴流泵装置最高效率的变化并不大,轴流泵装置

流量效率曲线的整体趋势变化也不大。

(3) 当进口导叶安放角为正角度时,随安放角的增大,泵装置的最优工况向小流量方向偏移,但泵装置的效率呈现出整体降低的趋势,且流量越大,泵装置效率下降的幅度越大;安放角度越大,泵装置效率下降的幅度也越大。在流量系数  $K_Q < 0.398$  时,带不同安放角的进口导叶泵装置效率差值也越来越小。当进口导叶安放角为负角度时,随安放角的减小,泵装置的最优工况点对应的流量未发生改变,其装置最高效率先增大后减小。

(4) 各工况时进口导叶片出口边线的轴向速度

分布均呈“U”形分布规律;进口导叶片安放角的改变直接影响导叶片出口边的轴向速度分布规律,其对转轮叶片静压分布的影响主要表现在叶片的进口边和轮毂附近区域。

参 考 文 献

1 王福军. 我国大型灌溉泵站的技术现状与发展趋势[J]. 中国水利,2009(23):19-21,38.  
Wang Fujun. The technology status and development trend of Chinese large scale irrigation pumping stations[J]. China Water Resources, 2009(23): 19-21, 38. (in Chinese)

2 Zhao Feng, Zhou Liandi, Tang Denghai. Study on the viscous wake of submarine with guide vane[J]. Journal of Ship Mechanics, 1998, 2(1): 1-6.

3 黄经国. 用可调进口导叶调节特性的大型混流泵[J]. 流体机械,2000,28(4):37-40.  
Huang Jingguo. Large size mixed flow pump with characteristic control by means of adjustable inlet guide vane[J]. Fluid Machinery, 2000, 28(4): 37-40. (in Chinese)

4 陈坚,刘德祥,丘传忻,等. 带前置导轮的轴流泵装置模型试验结果及分析[J]. 水利学报,2000(3):69-72.  
Chen Jian, Liu Dexiang, Qiu Chuanxin, et al. Model test of axial flow pump with inducer[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2000(3): 69-72. (in Chinese)

5 安柏涛,韩万金,王松涛,等. 前置导叶对两种涡轮导向器及涡系结构的影响[J]. 推进技术, 2004,25(4):333-337.  
An Baitao, Han Wanjin, Wang Songtao, et al. Effects of front guide blade on performance and vortices structure in two turbine low pressure guide vanes[J]. Journal of Propulsion Technology, 2004, 25(4): 333-337. (in Chinese)

6 桂绍波,曹树良,谭磊,等. 前置导叶预旋调节离心泵性能的数值预测与试验[J]. 农业机械学报,2009,40(12):101-106.  
Gui Shaobo, Cao Shuliang, Tan Lei, et al. Numerical simulation and experiment of inlet guide vane pre-whirl regulation for centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(12): 101-106. (in Chinese)

7 李景银,陈巍巍,吕峰. 带有前后导叶的新型可逆流风机数值研究[J]. 机械工程学报,2010,46(2):139-144.  
Li Jingyin, Chen Weiwei, Lü Feng. Numerical investigation on a new type of fully reversible axial fan with two blade rows on both sides of the rotor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(2): 139-144. (in Chinese)

8 孔繁余,王文廷,黄道见,等. 前置导叶调节混流泵性能的数值模拟[J]. 农业工程学报,2010,26(10):124-128.  
Kong Fanyu, Wang Wenting, Huang Daojian, et al. Numerical simulation of inlet guide vane regulation for mixed-flow pump[J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(10): 124-128. (in Chinese)

9 王海民,林浩,黄雄,等. 基于 Gottingen 翼型的离心泵前置导叶预旋调节试验[J]. 农业机械学报,2012,43(11):129-133.  
Wang Haimin, Lin Hao, Huang Xiong, et al. Prewirl regulation experiment of inlet guide vane for centrifugal pump based on Gottingen airfoil[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(11): 129-133. (in Chinese)

10 Alexey N Kochevsky, Stainslav N Kozlov, Khin Maung Aye, et al. Simulation of flow inside an axial-flow pump with adjustable guide vanes[C]//2005 ASME fluid Engineering Division Summer Meeting, 2005,1:1397-1404.

11 Qian Zhongdong, Wang Yan, Huai Wenxin, et al. Numerical simulation of water flow in an axial flow pump with adjustable guide vanes[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2010, 24(4): 971-976.

12 韩凤琴,黄乐平,杨栗晶,等. 可调活动导叶的形状解析[J]. 工程热物理学报,2010,31(2):263-266.  
Han Fengqin, Huang Leping, Yang Lijing, et al. Geometrical analysis of adjustable guide vanes for bulb turbine[J]. Journal of Engineering Thermopuysics, 2010, 31(2): 263-266. (in Chinese)

13 张克危. 流体机械原理:上册[M]. 北京:机械工业出版社,2001.

14 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社,2011.

15 杨帆,刘超,汤方平. 基于 CFX 的双向立式轴流泵装置水力性能分析[J]. 应用基础与工程科学学报,2012,20(3):403-412.  
Yang Fan, Liu Chao, Tang Fangping. Analysis on hydraulic performance of reversible vertical pumping system based on CFX[J]. Journal of Basic Science and Engineering, 2012, 20(3): 403-412. (in Chinese)

16 闵家万. 前置导叶调节水泵性能的影响及使用控制[C]//第四届全国给水排水青年学术年会论文集,2000:236-241.

17 Douglas M B, Donald G W. Non-liner regression analysis and application[M]. Beijing: China Statistics Press, 1996.

Numerical Simulation on Hydraulic Performance of Axial-flow Pumping System with Adjustable Inlet Guide Vanes

Yang Fan<sup>1</sup>   Liu Chao<sup>1</sup>   Tang Fangping<sup>1</sup>   Zhou Jiren<sup>2</sup>   Cheng Li<sup>2</sup>

(1. School of Hydraulic, Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225127, China  
2. Hydrodynamic Engineering Laboratory of Jiangsu Province, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China)

**Abstract:** The theoretical analysis and numerical simulation method were used to study the influence of inlet guide vane on the hydraulic performance of axial-flow pumping system. The inlet guide vane was designed based on design requirements. The three-dimensional internal flow of axial-flow pumping system was simulated in different installation angles of inlet guide vane. Overall performance curves of axial-flow pumping system with adjusted inlet guide vane were obtained and the multiple non-liner regression prediction mathematical models of the hydraulic performance were established based on the results of numerical simulation and velocity triangle analysis. Compared with the pumping system without inlet guide vane, the hydraulic performance of pumping system with inlet guide vane changes little in the high efficiency area and small flow rate condition, but the efficiency of pumping system drops greatly because the hydraulic loss of inlet guide vane increases greatly in the large flow rate condition. With the increase of positive installation angle of inlet guide vane, the high efficiency operating condition is offset to small flow rate and the whole efficiency curves of pumping system would drop. While, with the decrease of negative installation angle, the high efficiency of pumping system increases firstly then decreases. The flow rate doesn't change in the high efficiency operating condition of different negative installation angles.

**Key words:** Axial-flow pump    Inlet guide vane    Installation angle    Performance curve    Numerical simulation

~~~~~

(上接第 64 页)

**Numerical Investigation of Pressure Fluctuations on Axial-flow Pump Blades Affected by Tip-gap Size**

Li Yaojun    Shen Jinfeng    Hong Yiping    Liu Zhuqing

(College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

**Abstract:** The effects of tip-gap size on the unsteady flow characteristics in an axial-flow pump at design flow rate were investigated using large-eddy simulation with sliding mesh technique. Five configurations with different tip-gap sizes were considered, and the tip-leakage vortices and pressure pulsations of near tip zone on the blades were studied in detail. The results indicate that as the tip clearance increased from  $0.001D_2$  to  $0.003D_2$ , the head and efficiency of the pump reduce by 6.2% and 5.6%, respectively. When the tip-gap is larger than  $0.001D_2$ , the dominant tip-leakage vortex extend to the pressure side of adjacent blade and the secondary tip leakage vortices formed in the tip-gap region. Affected by the tip leakage vortex, the amplitude of the pressure pulsation of the monitoring point PP6 (on the pressure side and near the middle of the blade tip edge) increases with the tip-gap size. For different tip clearance configurations, the rotating frequency ( $f_r$ ) dominates the pressure pulsations of near tip zone on suction side of the blades, while the dominant frequency of near tip region on the pressure side changes with the tip-gap size.

**Key words:** Axial-flow pump    Tip clearance    Tip leakage vortex    Pressure fluctuation    Large eddy simulation