

前置导叶预旋调节离心泵性能的数值预测与试验^{*}

桂绍波 曹树良 谭磊 祝宝山

(清华大学水沙科学与水利水电工程国家重点实验室, 北京 100084)

【摘要】 在分析叶轮进口流态的基础上,给出了一种用于调节离心泵工况点的前置导叶水力模型设计方法,目的是通过减小离心泵在变工况条件下叶轮进口的冲击损失和回流损失来改善在非设计工况的水力性能,拓宽高效运行范围。基于 SIMPLEC 算法,通过数值求解 Reynolds 平均 Navier - Stokes 方程和 RNG $k - \epsilon$ 湍流模型方程,模拟了不同预旋角度下前置导叶离心泵全流道的三维湍流流场,外特性计算结果和试验数据吻合较好。在此基础上,分析了离心泵前置导叶预旋调节的基本规律及调节机理。

关键词: 离心泵 预旋调节 数值模拟 试验

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A

Numerical Simulation and Experiment of Inlet Guide Vane Pre-whirl Regulation for Centrifugal Pump

Gui Shaobo Cao Shuliang Tan Lei Zhu Baoshan

(State Key Laboratory of Hydrosience and Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract

Based on the analysis of fluid flow at the inlet of the impeller, one kind of hydraulic design method for inlet guide vane was proposed, used to adjust the operation point of centrifugal pump. The goal of the method lies in reducing the incidence loss and recirculation loss and improving the hydraulic performance for centrifugal pump at off-design condition. Based on the SIMPLEC algorithm, the Reynolds averaged Navier - Stokes equation and RNG $k - \epsilon$ turbulent model equation were solved. Then, the 3-D turbulent flow field of the centrifugal pump with inlet guide vane was simulated with the condition of various angles. Numerical results of operation performance are agreed well with the experimental date. Furthermore, the basic principle and mechanism of inlet guide vane pre-whirl regulation were analyzed.

Key words Centrifugal pump, Pre-whirl regulation, Numerical simulation, Experiment

引言

多数情况下离心泵都在一定的工况范围内工作,其运行工况点同时由管路特性和水泵自身特性所决定。因此,为了提高离心泵实际运行时的水力性能,除了改进离心泵水力设计方法,提高效率之外,寻求一种高效的工况调节方式也是非常必要的。在实际工程中,由于系统设计时往往对管网阻力估

算不准导致离心泵选型功率过大;而为满足用户的要求,通常采取通过管道阀门的节流作用来改变管路特性,进而达到调节离心泵运行工况点的目的。该方法的缺点是导致离心泵偏离最优工况运行,且节流调节能量损失严重。

前置导叶预旋调节技术在风机和压缩机中得到了较为普遍的应用,国内外对其开展了深入的研究,且已证明是一种较好的工况调节方法^[1-4]。其主

收稿日期: 2008-12-25 修回日期: 2009-03-03

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50776052)、国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2008AA05Z201)和北京市科委 2006 年度科技计划重大资助项目(D0606005040411)

作者简介: 桂绍波, 博士生, 主要从事流体机械研究, E-mail: gsb05@mails.tsinghua.edu.cn

通讯作者: 曹树良, 教授, 博士生导师, 主要从事流体机械研究, E-mail: caoshl@mail.tsinghua.edu.cn

要工作原理是通过调节前置导叶的预旋角度来改变叶轮进口的流场分布,从而改变风机的运转特性。然而在水泵进口预旋调节方面,因输运介质及叶轮几何结构的限制,目前为数不多的研究对象都是可调叶轮叶片角度的混流泵和轴流泵^[5],且主要局限于论述预旋角度的改变引起泵外特性的变化。关于离心泵前置导叶预旋调节及其对叶轮内部流场影响的相关报道则极为少见。

本文在分析离心泵叶轮进口流动特点的基础上,给出一种适用于离心泵的三维空间前置导叶水力设计方法,并对安装前置导叶后离心泵在不同预旋角度下的外特性进行试验研究。基于 SIMPLEX 算法,数值求解不同预旋角度下前置导叶离心泵全流道的三维定常湍流流场,获得不同工况下(包括变流量和变导叶预旋角)叶轮内部的相对速度矢量分布等内部流动细节。以此为基础,主要研究前置导叶角度的变化对泵叶轮内部流动结构的影响,并对前置导叶预旋调节的基本规律及机理进行探讨。

1 前置导叶的水力设计

1.1 离心泵叶轮进口流态

离心泵叶轮常规的水力设计方法是假定叶轮进口为无预旋流动,然而根据 Rose M G 给出的 LDA 试验结果表明^[6],离心泵在小流量工况运行时,叶轮进口存在因回流而诱发的自然预旋流动,而且由此导致的圆周速度分量沿径向和轴向分布不均,从而引起流体在叶片区所获得的能量不等。同时在小流量工况,由于回流的排挤作用,使得叶轮进口断面的速度分布恶化,这样在叶轮进口势必引起较大的能量损失。另外,由于离心泵结构上的限制(其叶轮叶片为固定不可调节),当离心泵在偏离设计工况运行时,由于此时叶轮进口的流体相对水流角和叶片进口安放角不等,也会影响离心泵在小流量工况的水力性能。

1.2 前置导叶的水力设计方法

理论计算、试验及泵的实际运行都证明,对于可调叶片角度的混流泵和轴流泵,前置导叶采用非对称翼型是最好的选择^[5]。基于离心泵叶轮进口流态的分析考虑,前置导叶的设计采用了两条基本假定:①离心泵在设计流量运行时,经过前置导叶预旋作用后在叶轮进口满足无冲击进口条件。②前置导叶出口的流体运动满足等环量条件。基于上述假定,设计得到的离心泵前置导叶为三维非对称空间导叶。设计中,采用流线曲率法求解轴面流动和逐点积分法完成叶片绘型^[7-8],并通过四次分布函数给定叶片安放角沿轴面流线的分布规律来控制叶片的空间形状,然后在圆柱展开面上对叶片进行加厚

和头部尾部修圆处理,设计流程图如图 1 所示。

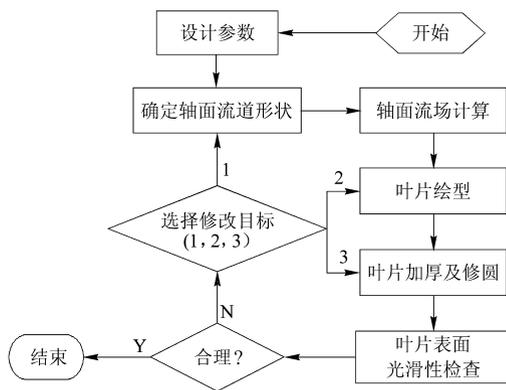


图 1 前置导叶叶片水力设计流程图

Fig. 1 Flow chart of the inlet guide vane hydraulic design

供试验和数值模拟计算的离心泵为 XA150/32,基本参数为:比转数为 127,叶轮叶片数为 6,叶片进出口直径分别为 140 mm 和 329 mm,转速 1 450 r/min,吸水室直径 200 mm。根据以上数据,设计完成前置导叶的轮毂和轮缘直径分别为 40 mm 和 200 mm,叶片数为 6,并沿周向均匀布置于离心泵吸水管中,通过控制机构改变前置导叶的预旋角度来实现预旋调节。带有前置导叶离心泵的三维造型如图 2 所示。

前置导叶旋转轴到叶轮进口的轴向距离对泵的性能有一定影响。在本文前期试验研究中,曾分别给定 280、380 和 460 mm 3 个不同的轴向距离进行试验研究,发现不同轴向距离虽然都能拓宽离心泵的高效运行区,但高效区的范围却有一定的差别,其中当轴向距离为 380 mm 时调节效果最优。为此本文采用该轴向距离进行计算和试验验证。

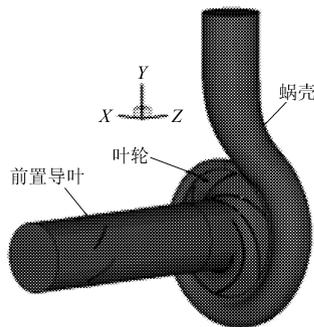


图 2 前置导叶离心泵的三维造型

Fig. 2 3-D modeling of centrifugal pump with inlet guide vane

2 数值模拟的控制方程及其算法

对图 2 所示具有前置导叶的离心泵进行全流道定常湍流流场数值模拟时,其计算域包括前置导叶和压水室等固定过流部件和叶轮等转动部件。

2.1 基本方程

流体流动的基本控制方程为基于 Reynolds 平

均的 Navier-Stokes 方程, 并采用 RNG $k-\epsilon$ 双方程湍流模型进行封闭。Navier-Stokes 方程的通用表达形式为

$$\frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = \rho f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial (-\rho \overline{u_i' u_j'})}{\partial x_j} + S_i \quad (1)$$

式中 S_i ——控制方程源项 f_i ——体积力
 μ ——分子动力粘性系数

依据 Boussinesq 涡粘性假设, 则 Reynolds 应力可以表示为

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = 2\mu_t \mathbf{E}_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

其中 $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon$

式中 \mathbf{E}_{ij} ——应变率张量

μ_t ——湍流粘性系数

RNG $k-\epsilon$ 双方程湍流模型与标准 $k-\epsilon$ 湍流模型方程在表达形式上相似, 但对 ϵ 方程中的模型系数做了一定的修改, 其目的是为了能够更为准确地预测旋转和曲率流动。该方程为^[9]

$$\frac{\partial \rho k u_j}{\partial x_j} = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \epsilon \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon u_j}{\partial x_j} = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + C_1 \frac{P_k \epsilon}{k} - C_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} \quad (3)$$

其中 $P_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$

式中 P_k ——湍动能生成项

湍流模型方程中的各个常数定义为

$$C_1 = 1.42 - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3} \quad \eta = \sqrt{2\mathbf{E}_{ij}\mathbf{E}_{ij}k}/\epsilon$$

$$\eta_0 = 4.38 \quad C_\mu = 0.0845 \quad \beta = 0.012$$

$$\sigma_k = 0.7179 \quad \sigma_\epsilon = 0.7179 \quad C_2 = 1.68$$

2.2 数值计算方法

方程的空间离散采用有限体积法, 对流项采用二阶迎风格式, 其他项则采用中心差分格式离散; 基于 SIMPLEC 算法实现速度和压力分离迭代求解; 不同的坐标系之间则用多参考坐标系模型 (multiple reference frame) 实现耦合计算。当计算的最大残差达到 10^{-3} 以下时, 则认为计算已经收敛。

2.3 边界条件

进口给定均匀来流条件, 其速度值依据计算工况点的流量值来确定, 湍动能和湍流耗散率依据经验公式给定; 出口给定压力值, 其他变量则假定满足充分发展条件; 固体壁面给定不可滑移边界条件; 近壁区域为低雷诺数流动, 采用标准的壁面函数对湍

流模型给予修正。

3 数值计算结果验证及分析

3.1 前置导叶离心泵的性能试验

试验研究对象由 XA150/32 型离心泵和本文设计的三维空间前置导叶装置组成, 前置导叶旋转轴到叶轮进口的轴向距离为 380 mm。试验系统的综合误差为 0.358%。定义前置导叶叶片进口边骨线的切向与轴向一致时预旋角 γ 为 0° , 当前置导叶出口的圆周速度分量和叶轮转向一致时, 则称为正预旋, 此时前置导叶预旋角 $\gamma > 0^\circ$ 。

图 3 给出了正预旋工况、不同预旋角度下离心泵扬程特性的试验结果。由图可见, 对于扬程特性曲线而言, 在正预旋工况, 当前置导叶预旋角从 0° 开始增大时, 扬程曲线逐渐向左下方偏移, 说明前置导叶角度的变化能够改变离心泵运转特性曲线的形状, 从而能够有效地调节离心泵的运行工况点。

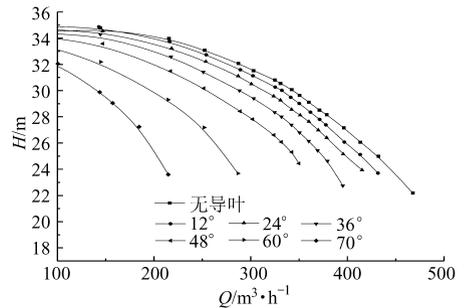


图 3 不同预旋角度流量-扬程特性试验曲线

Fig. 3 Flow-head curve with various angles

表 1 给出了无前置导叶及安装前置导叶后不同预旋角度下试验离心泵最优工况点所对应的流量、效率和扬程参数。由表 1 可看出, 预旋角度在 $0^\circ \sim 36^\circ$ 调节范围内, 离心泵的最优效率均比无前置导叶时离心泵的最优效率要高, 且在 0° 时两者差值最大。同时, 随着预旋角度的增加, 离心泵最优工况点的位置逐渐向小流量区移动, 且扬程值也逐渐降低。

表 1 不同预旋角下最优工况点的性能参数

Tab.1 Performance parameter of optimum operating condition with various angles

预旋角	无导叶	0°	12°	24°	36°	48°	60°
$Q/m^3 \cdot h^{-1}$	342.43	343.2	332.1	330.8	324.8	302.1	251.8
H/m	31.0	30.01	30.02	29.26	28.01	27.81	27.18
$\eta/\%$	76.63	78.76	78.68	78.10	77.23	75.25	69.93

表 2 给出了不同预旋角度下最优工况点的效率值与相同流量条件下无前置导叶工况时效率值的对比。由该表可以看出, 在相同流量条件下, 有导叶时的效率值均比无导叶时要高。由此可以说明, 前置导叶预旋调节可以改善离心泵在小流量工况的水力

性能,提高其在非设计工况下的运行效率,从而有效地拓宽了离心泵的高效运行范围。

表 2 安装导叶前后效率对比

Tab.2 Comparison of efficiency pre-and post set inlet guide vane

	最优流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$				
	343.2	332.1	330.8	324.8	302.1
	最优效率/%				
有导叶	78.76	78.68	78.10	77.23	75.25
无导叶	76.63	76.25	76.23	76.21	75.02

3.2 离心泵性能的数值预测值与试验结果的比较

离心泵的扬程 H 定义为计算域出口和进口断面上经流量加权平均后的总能量水头之差

$$H = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{C^2}{2g} \right)_i C_i A_i / \sum_{i=1}^n C_i A_i \right]_{\text{out}} - \left[\sum_{i=1}^m \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{C^2}{2g} \right)_i C_i A_i / \sum_{i=1}^m C_i A_i \right]_{\text{in}} \quad (4)$$

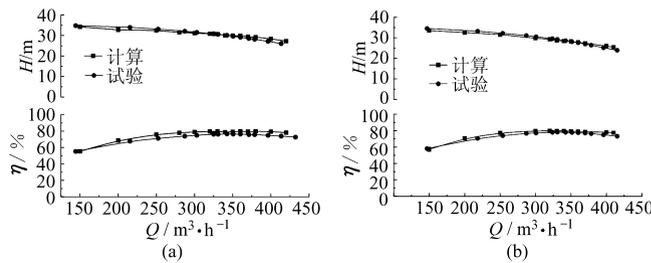


图 4 外特性数值计算与试验比较曲线

Fig. 4 Performance comparison of calculation and experiment

(a) 无前置导叶 (b) 预旋角 24° (c) 预旋角 36° (d) 预旋角 48°

3.3 前置导叶预旋调节基本规律

基于数值计算的结果,下面对前置导叶预旋调节的基本规律进行分析。

3.3.1 叶轮进口圆周速度分量的分布

当导叶预旋角为 0° 时,在设计流量下,叶轮进口附近断面上绝对速度圆周分量的等值线图如图 5 所示。由该图可以看出,除了吸水管中心附近的区域外,随着半径的增加,绝对速度的圆周方向分量逐渐减小,因此在叶轮进口断面的较大区域内基本符合水力设计时所要求的导叶出口满足等速度矩条件的设计思想。在断面中心附近位置,由于受结构上的限制而存在一个较小的无叶片区域,从该区域中流过的流体没有受到前置

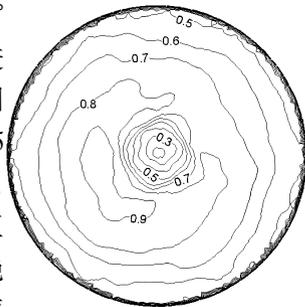


图 5 设计流量时叶轮进口绝对速度圆周分量
Fig. 5 Circle component of impeller inlet velocity on design condition

式中 m, n ——计算域进、出口断面节点数

p ——压力值 C ——绝对速度

A_i ——进出口断面上控制单元面积

离心泵的效率计算式为

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{M \omega} \quad (5)$$

其中 $M = \sum -r_i \times p_i S_i + r_i \times (\tau_i \cdot S_i)$

式中 ω ——叶轮的旋转角速度

M ——叶轮叶片和前后盖板表面上受到的水流作用力对旋转轴的力矩

τ_i ——作用于叶片和前后盖板表面微元的不含压力 p 的应力张量

S_i ——表面微元面积矢量

r_i ——表面微元中心距旋转轴的矢径

基于求解湍流流场所获得的外特性与试验数据的对比如图 4 所示。该图表明,计算数值与试验结果吻合较好。

导叶的预旋控制作用,因而周向速度较小。

3.3.2 预旋角度对离心泵扬程曲线的影响

表 3 给出了不同工况下,经过流量加权平均后叶轮进口附近断面上绝对速度的圆周方向分量。由表 3 可见,该速度值随着预旋角度的增加而逐渐加大。同时,该值随着流量的增加也略有增加,但是增加的梯度相对较小。因此,对于正预旋调节而言,由于前置导叶对流体的控制作用,使得流体在叶轮进口产生一定大小的正速度环量,预旋角度越大,产生的正环量也就越大。根据水力机械基本能量方程,

表 3 不同工况下叶轮进口绝对速度圆周分量

Tab.3 Circle component of impeller inlet velocity with various conditions

流量 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	绝对速度的圆周分量/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$			
	12°	24°	36°	48°
300	1.163	1.880	2.507	3.832
330	1.279	2.068	2.755	4.168
350	1.357	2.194	2.922	4.425

叶轮进口环量的增加必然导致扬程的下降,从而改变离心泵扬程曲线的形状。因此对于不同的预旋角就可以得到不同的扬程曲线,图 3 中的试验结果很好地证明了上述结论。

3.3.3 不同预旋角度叶轮内部流场的变化

图 6 给出了不同工况下靠近叶轮进口断面上绝对水流角 α_1 的变化规律。由该图可见,水流角 α_1 随着导叶预旋角 γ 的增加而减小。当导叶预旋角一定时,流量对 α_1 的影响较小,在较大的流量范围内 α_1 基本保持常数,只在较小流量工况下 α_1 才略有减小。因此,依据图 7 给出的安装前置导叶前后小流量工况时叶轮进口速度三角形可知,对于给定的流量 Q ,总是对应的存在一个预旋角 γ ,使在该流量工况下叶轮进口满足无撞击条件,从而有效地减小叶轮进口的冲击损失,提高离心泵在小流量区的运行效率。

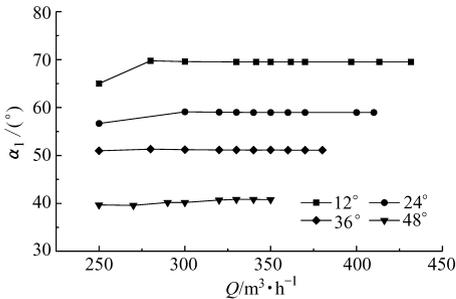


图 6 变工况下叶轮进口水流角

Fig. 6 Flow angle of impeller inlet with various conditions

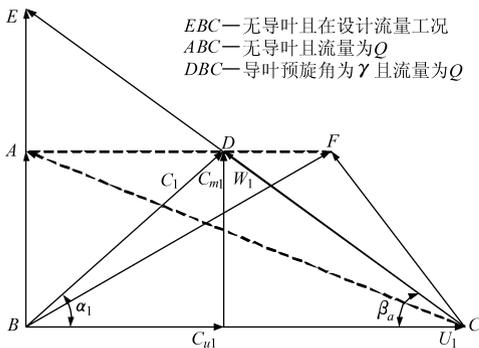


图 7 叶轮进口速度三角形

Fig. 7 Velocity triangle of impeller inlet

图 8 给出流量为 $300 \text{ m}^3/\text{h}$ 、安装前置导叶前后两种不同工况下,在 50% 叶高截面上叶轮进口的相对速度分布。当未安装前置导叶时,如图 8a 所示,离心泵在小流量工况运行,此时流体在叶轮进口形成正冲角,从而在叶片进口背面发生脱流而形成局部涡流区。当安装前置导叶后,通过调节导叶的预旋角度改变了叶轮进口的相对速度场分布,当预旋角为 36° 时,如图 8b 所示,此时流体在叶轮进口的相对运动方向和叶片进口骨线方向基本一致,冲角接近于零,从而有效地改善了叶轮进口的流态。

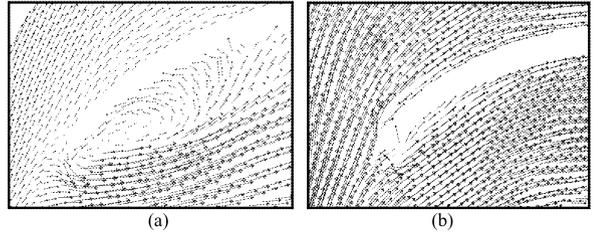


图 8 叶轮进口相对速度分布($Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$)

Fig. 8 Relative velocity of impeller inlet ($Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$)
(a) 无导叶工况(50%叶高) (b) 36° 工况(50%叶高)

图 9 给出了流量为 $250 \text{ m}^3/\text{h}$,在 50% 叶高截面叶轮流道内相对运动的流线。在小流量工况,叶轮流道内部的逆压力梯度较大,因此,在未安装前置导叶时,叶轮流道内部因边界层分离而引起的二次流及其诱发的叶道涡非常严重,叶道涡基本充满整个叶轮流道,如图 9a 所示。这种漩涡的分离流动必然将增加流动阻力,由此引起附加损失,影响了离心泵在小流量工况的水力性能。安装前置导叶后,当导叶预旋角度从 24° 变化至 36° 时,如图 9b 至 9c 所示,流道内部的流动逐渐变得平滑,流动分离区域逐渐减小。当预旋角为 48° 时,如图 9d 所示,叶片吸方面的流线基本沿着叶片表面流动而未出现分离现象。由此可知,前置导叶正预旋调节可以改善离心泵在小流量工况时叶轮内部的流场分布,减轻叶轮流道内的二次流现象。这是预旋调节能够提高离心泵在小流量工况水力性能的另一个重要原因。

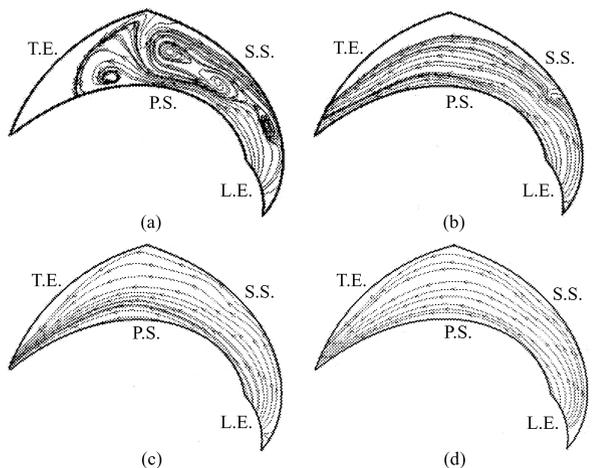


图 9 50% 叶高断面相对速度分布($Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$)

Fig. 9 Relative velocity at 50% blade height ($Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$)
(a) 无导叶 (b) $\gamma = 24^\circ$ (c) $\gamma = 36^\circ$ (d) $\gamma = 48^\circ$

图 10 给出了流量为 $250 \text{ m}^3/\text{h}$,叶轮进口断面上的轴向速度分量等值线图。无前置导叶时,在叶轮进口靠近吸水室外缘轴向速度分量为负值,即出现较大面积回流,其中回流速度最大值为 -7 m/s 。回流使得叶轮进口流动产生堵塞而导致过流面积减小,由此引起了叶轮进口速度分布极不均匀。由于回流损失对离心泵的效率特性影响较大^[10],因此抑

制回流的发生对于改善叶轮内部流场非常有利。安装前置导叶后,在正预旋工况,随着预旋角度的增加,回流区的范围逐渐减小,且回流速度的最大值也开始降低,进口断面的速度分布逐渐均匀。当前置

导叶预旋角为 60° 时,叶轮进口断面上回流区消失。由此可见,正预旋在一定的程度上可以抑制叶轮进口的回流,从而使得流动情况得到改善。这是前置导叶预旋调节能够改善离心泵在小流量工况水力性能的第3个重要原因。

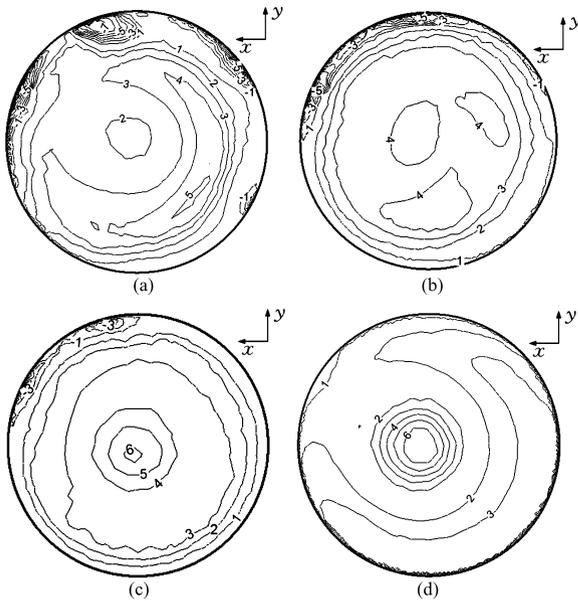


图10 叶轮进口断面轴向速度分布($Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$)

Fig.10 Meridional velocity of impeller inlet($Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$)

(a) 无导叶 (b) $\gamma = 24^\circ$ (c) $\gamma = 48^\circ$ (d) $\gamma = 60^\circ$

4 结论

(1) 离心泵前置导叶预旋调节是一种有效的工况调节方法,能够有效地拓宽离心泵的高效运行范围,改善其在非设计工况的水力性能,同时也说明本文给出的前置导叶水力设计方法可靠。

(2) 前置导叶主要是通过改变其预旋角度来改变叶轮进口的流场分布,使得流体质点在叶轮进口具有一定大小的速度环量,从而达到调节离心泵特性曲线的目的。环量的大小及方向则由导叶的预旋角确定。

(3) 在小流量工况,随着预旋角度的增加,叶轮流道内部的二次流、回流现象得到了有效改善,同时在一定的流量条件下叶轮进口满足无冲击条件,这些是前置导叶预旋调节能够提高离心泵在偏离设计工况时水力性能的重要原因。

参 考 文 献

- Fukutomi J, Nakamura R. Performance and internal flow of cross-flow fan with inlet guide vane[J]. JSME International Journal Series B-fluids and Thermal Engineering, 2005, 48(4): 763~769.
- Part G. Unsteady flow around suction elbow and inlet guide vanes in a centrifugal compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2006, 220(1): 11~28.
- 肖军,谷传刚,舒信伟,等.带可调进口导叶离心压缩机的性能分析[J].动力工程,2006,26(6):804~807.
Xiao Jun, Gu Chuangang, Shu Xinwei, et al. Performance analysis of a centrifugal compressor with adjustable inlet guide vanes[J]. Journal of Power Engineering, 2006, 26(6):804~807. (in Chinese)
- 张义云,祁大同,谭佳健,等.基于叶型和叶栅稠度改进调节门性能的试验研究[J].西安交通大学学报,2008,5(3):185~188.
Zhang Yiyun, Qi Datong, Tan Jiajian, et al. Experimental study on performance of inlet guide vane with improvement of blade airfoil and cascade solidity[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 5(3):185~188. (in Chinese)
- 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.
- Rose M G. Low flowrate effects in a centrifugal pump impeller[J]. Proc. Instn. Mech. Engrs. Part A: J. Power and Energy, 2004, 218(6):417~427.
- 曹树良,梁莉,祝宝山,等.高比转速混流泵叶轮设计方法[J].江苏大学学报:自然科学版,2005,26(3):185~188.
Cao Shuliang, Liang Li, Zhu Baoshan, et al. Design method for impeller of high specific speed mixed-flow pump[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2005, 26(3):185~188. (in Chinese)
- 张勤昭,曹树良,陆力.高比转速混流泵导叶设计计算[J].农业机械学报,2008,39(2):73~76.
Zhang Qinzhaoh, Cao Shuliang, Lu Li. Research on the guide vane design of high specific speed mixed-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(2):73~76. (in Chinese)
- Yhkhovt V, Orszag S A, Thangam S, et al. Development of turbulent models for shear flows by a double expansion technique[J]. Physics of fluids A, 1992, 4(7):1 510~1 520.
- 崔宝玲,朱祖超,林勇刚,等.不同形式高速离心叶轮内部流动的数值模拟[J].机械工程学报,2007,43(5):20~23.
- 李龙,王泽,胡荣霞,等.双向贯流泵装置水力性能数值分析的数值分析[J].农业机械学报,2007,38(1):76~79.
Li Long, Wang Ze, Hu Rongxia, et al. Numerical simulation of the influence of guide vanes on tubular pumping station performance in dual-directional operation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(1): 76~79. (in Chinese)