

文章编号: 1000-4750(2013)05-0298-07

# 基于 Bulk-flow 模型的偏心叶轮前侧盖板 泄漏流稳态特性分析

袁振伟, 王海娟, 张 妍, 张 军

(郑州大学化工与能源学院, 河南, 郑州 450001)

**摘 要:** 通过数值计算分析了叶轮偏心情况下前侧盖板泄漏流流体的稳态特性。基于一种 bulk-flow 模型建立了由 3 个非线性偏微分方程组成的流体控制方程。运用有限差分方法和交错网格得到离散化的控制方程, 利用 SIMPLE 算法来完成对离散化控制方程的求解。根据计算结果给出了给定条件下叶轮前侧盖板泄漏流流体的稳态压力分布和速度分布, 并分析了叶轮前侧盖板与蜗壳间间隙和叶轮偏心率对叶轮前侧盖板泄漏流流体的稳态压力分布和速度分布的影响。分析结果表明: 二者对叶轮前侧盖板泄漏流流体的稳态特性具有明显影响。

**关键词:** 离心叶轮; 前侧盖板; 偏心率; bulk-flow 模型; 稳态特性

中图分类号: TH311; O351 文献标志码: A doi: 10.6052/j.issn.1000-4750.2011.09.0590

## A BULK-FLOW ANALYSIS OF STEADY-STATE CHARACTERISTICS OF LEAKAGE FLOW ON AN ECCENTRIC IMPELLER FRONT SHROUD

YUAN Zhen-wei, WANG Hai-juan, ZHANG Yan, ZHANG Jun

(School of Chemical Engineering and Energy, Zhengzhou University, Zhengzhou, Henan 450001, China)

**Abstract:** The steady-state characteristics of the leakage flow on an eccentric impeller front shroud are analyzed by numerical calculations. The governing equations, which consist of three nonlinear partial differential equations, are established based on a bulk-flow model. The finite difference method and staggered grid are used to discretize the equations. The SIMPLE algorithm is used to solve the discretized equations. The steady-state pressure and velocity distributions of the leakage flow are displayed, and the influences of the gap between the housing and impeller shroud and the impeller eccentricity on the distributions are analyzed, according to numerical results. It is concluded that the two factors have significant effects on the steady-state characteristics of the leakage flow.

**Key words:** centrifugal impeller; front shroud; eccentricity; bulk-flow model; steady-state characteristics

离心泵在动力、能源、化工以及航空航天等领域有着重要用途。离心式叶轮是离心泵的核心部件, 其转子动力学性能对离心泵的稳定、可靠和安全运行有着重要影响。关于离心式叶轮转子动力学性能的研究一直受到工程界和学术界的广泛重视。离心叶轮在周围流体介质中高速旋转, 必然受到流

体的动力学作用力, 该作用力会对叶轮转子系统动力学性能产生重要影响。因此, 国内外学者围绕流体对叶轮动力学作用力问题展开了一系列的研究工作。实际上, 由于离心泵复杂的结构特征, 叶轮受到的流体附加作用力包括 4 个部分, 即前端密封作用力、叶轮前侧盖板表面流体作用力、叶轮轮缘

收稿日期: 2011-09-07; 修改日期: 2012-01-20

基金项目: 国家自然科学基金项目(11172270, 10972200); 河南省基础与前沿技术研究计划项目(092300410037)

通讯作者: 袁振伟(1963—), 男, 河南开封人, 教授, 博士, 主要从事流固耦合转子动力学、旋转机械故障机理研究(E-mail: yuanzw@zzu.edu.cn).

作者简介: 王海娟(1986—), 女, 河南洛阳人, 硕士生, 主要从事叶轮转子流固耦合动力学研究(E-mail: wanghaijuan1986827@163.com);

张 妍(1981—), 女, 河南驻马店人, 硕士生, 主要从事叶轮转子流固耦合动力学研究(E-mail: zhangyan830609@163.com);

张 军(1967—), 男, 黑龙江大庆人, 副教授, 博士, 主要从事粘接界面强度研究(E-mail: zhang\_jun@zzu.edu.cn).

上由离开叶轮的流体与蜗壳或扩压器相互作用产生的流体作用力和后端密封作用力。研究方法主要是从流场分析入手,通过研究流体的稳态特性和瞬态特性来求解叶轮周围流体对叶轮的动力学作用力。国外较早开始了相关的研究。关于叶轮前、后端密封作用力已通过液体动压环状密封的研究得到解决。关于离开叶轮的流体与蜗壳或扩压器相互作用产生的流体作用力,从 20 世纪 80 年代开始,已有多位学者进行了探索性研究,并取得了一定进展<sup>[1-7]</sup>。而关于叶轮前侧盖板表面流体作用力,Childs<sup>[8]</sup>在 1989 年率先用整体流动(Bulk-Flow)模型分析了叶轮前侧盖板表面流固耦合作用力,建立了同时包括叶轮涡动和倾摆的完整的叶轮前侧盖板流体附加作用力模型,并用摄动法通过求解一组基于整体流动模型的控制方程,得到了叶轮前侧盖板流体附加作用力模型中的一系列动力特性系数。后来, Baskharone 等<sup>[9]</sup>在 1994 年用 CFD 方法分析了叶轮前侧盖板泄漏流的转子动力学效应。Moore 和 Palazzolo<sup>[10]</sup>则在 2001 年用 CFD 方法计算了叶轮前侧盖板流体附加作用力。这些由 CFD 方法得到的结论有力地支持了 Childs 建立的叶轮前侧盖板流体附加作用力模型。在国内,关于叶轮流固耦合研究的理论建模研究比较少,有学者进行了一些数值计算。郭鹏程、罗兴铸等<sup>[11]</sup>对离心式叶轮和蜗壳内的流场进行了计算,捕捉到了离心泵叶轮内、叶轮与蜗壳间及蜗壳内的压力分布、速度分布等重要流动信息。叶建平、向阳等<sup>[12]</sup>应用标准  $k-\varepsilon$  紊流模型对离心泵叶轮内部三维紊流流动进行雷诺平均 N-S 方程的数值计算,分析了离心泵叶轮旋转对流速分布、压力分布的影响,研究了离心泵叶轮通道内流动规律和作用于蜗壳上径向力的变化规律。

本文基于一种 bulk-flow 模型和 Blasius 摩擦系数方程,考虑叶轮前侧盖板与蜗壳之间的间隙和转子偏心率因素的影响,推导了叶轮前侧盖板与壳体之间间隙内流体的非线性控制方程组。采用 SIMPLE 算法对系统方程进行了数值求解,得到了给定条件下叶轮前侧盖板的稳态压力分布和速度分布,并分析了叶轮前侧盖板与蜗壳间的间隙(叶轮前侧盖板泄漏流通道间隙)、叶轮偏心率对叶轮前侧盖板泄漏流流体的稳态压力分布和速度分布的影响。这对于离心泵转子动力学设计具有一定理论指导意义。

## 1 理论分析

一般的离心泵叶轮转子系统结构如图 1 所示。下面以叶轮前侧盖板泄漏流通道间隙内的流体(如图 2 所示)为研究对象,基于 bulk-flow 模型来建立流体的控制方程。

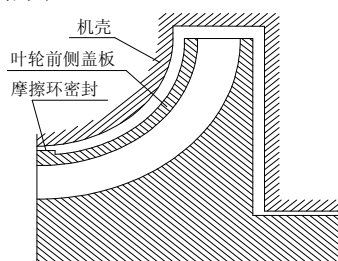


图 1 叶轮转子装配简图

Fig.1 Impeller assembly diagram

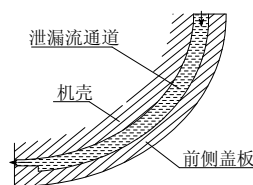


图 2 叶轮前侧盖板泄漏流通道示意图

Fig.2 The leakage flow channel on impeller front shroud

### 1.1 基本假设

由于叶轮前侧盖板泄漏流通道间隙较小,对于求解叶轮前侧盖板表面上的稳态压力和速度分布,应用 Hirs 提出的 Bulk-Flow 模型按照定常不可压缩流动建模非常合适,简化了流体控制模型,极大地提高了计算效率。

Hirs 的 Bulk-Flow 模型是一种基于实验的简化流体计算模型。其基本假设是: 1) 流体速度、压力参量在流体膜厚方向上的变化忽略不计; 2) 流体剪切应力只存在于流体膜与通道壁的接触面上,该表面剪切应力与相对于该表面的流体平均速度之间的关系可由实验确定,符合 Blasius 模型<sup>[13]</sup>。

### 1.2 控制方程

采用 bulk-flow 模型和 Blasius 摩擦系数方程建立数值计算模型,得到叶轮前侧盖板泄漏流通道内流体的无量纲控制方程<sup>[13]</sup>:

$$\frac{\partial(v_s h)}{\partial s} + \frac{\omega T}{r} \frac{\partial(u_0 h)}{\partial \theta} + \left(\frac{h}{r}\right) \left(\frac{\partial r}{\partial s}\right) v_s = 0 \quad (1)$$

$$-h \left(\frac{\partial p}{\partial s}\right) = \frac{1}{2} v_s u_s \sigma_s + \frac{1}{2} v_s u_r \sigma_r +$$

$$h \left( a \frac{L_s}{R} \frac{\partial v_s}{\partial \theta} + v_s \frac{\partial v_s}{\partial s} \right) - h a^2 \frac{u_0^2}{r} \frac{dr}{ds} \quad (2)$$

$$-\frac{h}{a} \frac{L_s}{R} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{1}{2} u_\theta u_s \sigma_s + \frac{1}{2} (u_\theta - r) u_r \sigma_r + h \left( a \frac{L_s}{R} u_\theta \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + v_s \frac{\partial u_\theta}{\partial s} + \frac{u_\theta v_s}{r} \frac{dr}{ds} \right) \quad (3)$$

式中:

$$u_s = \left( v_s^2 + \frac{1}{a^2} u_\theta^2 \right)^{\frac{1}{2}}, \quad u_r = \left( v_s^2 + \frac{1}{a^2} (u_\theta - r)^2 \right)^{\frac{1}{2}},$$

$$\sigma_s = f_s (L_s / C), \quad \sigma_r = f_r (L_s / C).$$

Blasius 摩擦系数方程<sup>[13]</sup>:

$$f_s = n_s (Reh_s)^{m_s}, \quad f_r = n_r (Reh_r)^{m_r}$$

根据图 3, 泄漏流通道流体膜厚度:

$$H = [(R + C)^2 - e_0^2 \sin^2 \theta]^{\frac{1}{2}} - e_0 \cos \theta - R$$

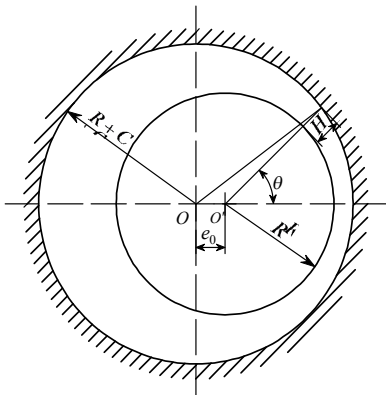


图 3 叶轮偏心与流体膜厚度几何关系图

Fig.3 Geometric relationship between  $e_0$  and  $H$

### 1.3 边界条件

速度边界条件<sup>[13]</sup>:

$$u_\theta(0, \theta) = 0.5 \quad (4)$$

压力边界条件:

$$p(0, \theta) = p_{in} - \frac{1}{2} (1 + \xi) v_s^2(0, \theta) \quad (5)$$

$$p(1, \theta) = p_{ex} - \frac{1}{2} C_{de} v_s^2(1, \theta) \quad (6)$$

式中:  $p_{in} = P_s / (\rho V_0^2)$ ,  $p_{ex} = P_e / (\rho V_0^2)$ ,  $C_{de}$  取决于泄漏流出口密封的几何形状和操作条件, 通过迭代得到。

## 2 数值计算及结果分析

本文用交错网格和有限差分法对控制方程进行离散, 以消除非线性及耦合因素。采用加速收敛的 SIMPLE 算法, 解出稳态的流体压力分布和速度分布。通过改变叶轮前侧盖板与蜗壳间平均间隙  $C$  和转子的偏心率  $\varepsilon$ , 计算不同平均间隙  $C$  和偏心率  $\varepsilon$  对应的泄漏流流体稳态压力分布和速度分布。

计算所采用的主要参数: 叶轮大端半径 175mm; 叶轮小端半径 112mm; 叶轮前侧盖板的轴向长度 62mm; 叶轮前侧盖板与蜗壳间平均间隙 3.5mm。流体密度  $\rho=1100\text{kg/m}^3$ , 流体粘度  $\mu=0.000186\text{N} \cdot \text{s/m}^2$ , 泄漏流入口压力 6.83MPa, 出口压力 0.42MPa, 入口压力损失系数 0.5, 叶轮转速 2000rpm。  $m_r=m_s=-0.25$ ,  $n_r=n_s=0.079$ (取自 Yamada 的实验数据<sup>[14]</sup>)。利用有限差分方法, 在圆周方向划分 30 个控制单元, 流体路径方向划分 20 个控制单元。计算结果如图 4~图 12 所示。

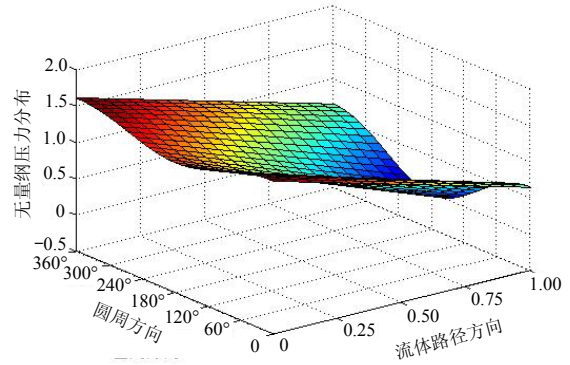


图 4 流体的稳态压力分布

Fig.4 Fluid steady-state pressure distribution

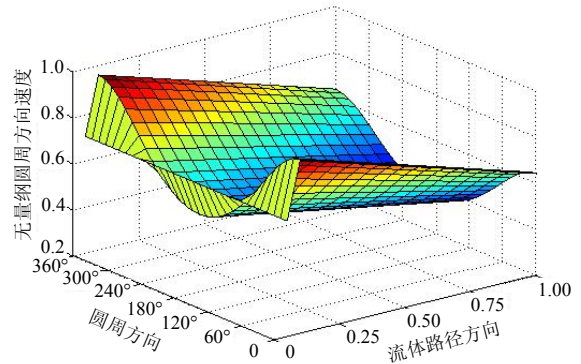


图 5 流体的周向速度分布

Fig.5 Circumferential fluid velocity distribution

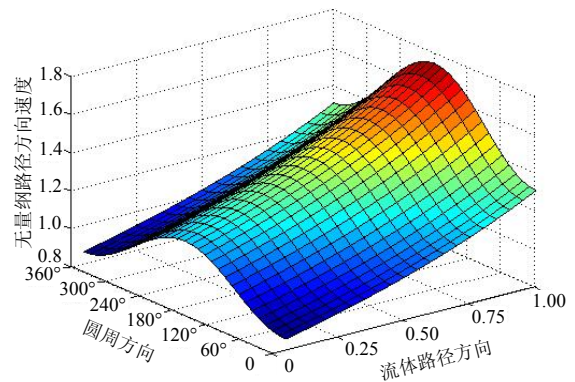


图 6 流体的路径方向速度分布

Fig.6 Path fluid velocity distribution

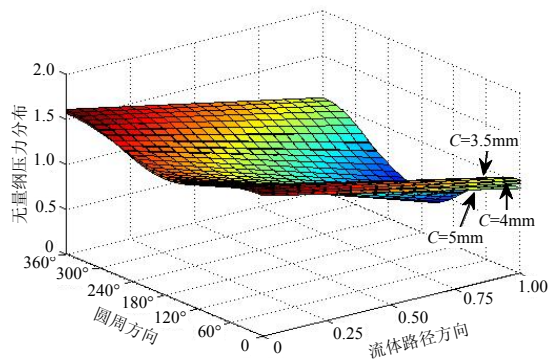


图 7 平均间隙对稳态压力的影响

Fig.7 Clearance impact on steady-state pressure

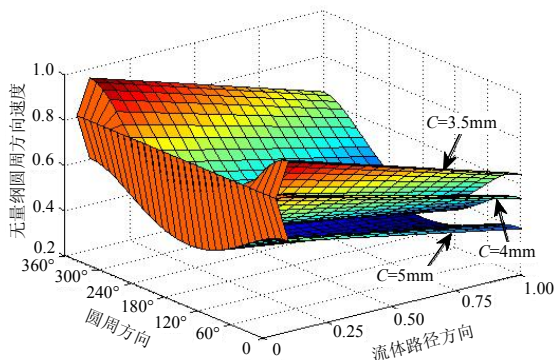


图 8 平均间隙对流体周向速度的影响

Fig.8 Clearance impact on circumferential fluid velocity

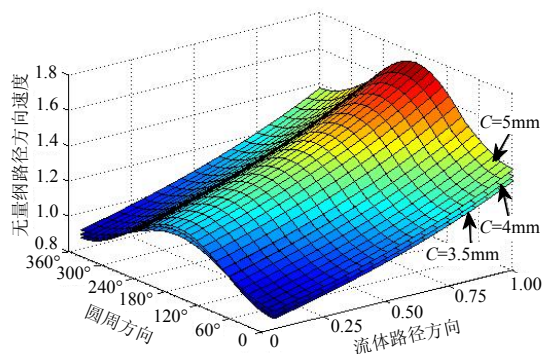


图 9 平均间隙对流体路径方向速度的影响

Fig.9 Clearance impact on path fluid velocity

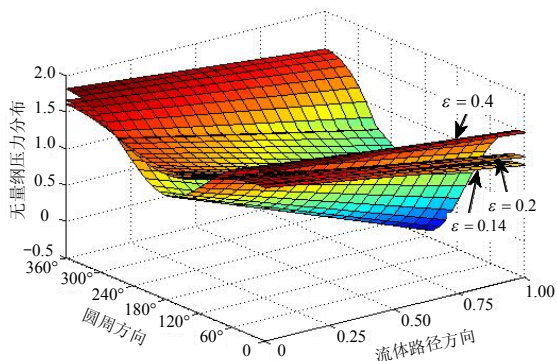


图 10 叶轮偏心率对稳态压力的影响

Fig.10 Eccentricity impact on steady-state pressure

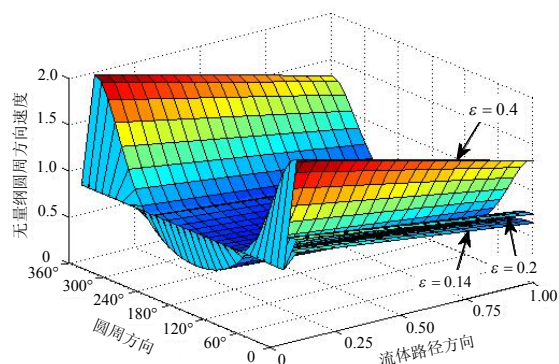


图 11 叶轮偏心率对流体周向速度的影响

Fig.11 Eccentricity impact on circumferential velocity

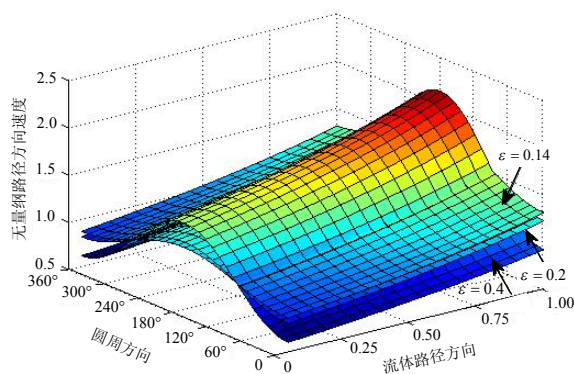


图 12 叶轮偏心率对流体路径方向速度的影响

Fig.12 Eccentricity impact on path fluid velocity

### 2.1 泄漏流流体的稳态压力分布与速度分布

图 4 是流体压力沿圆周方向和流体路径方向分布图。可以看出，将圆周从间隙最小的地方( $\theta = 0^\circ$ ,  $\theta = 360^\circ$ )切断展开，沿圆周方向，流体压力随  $\theta$  的变化规律近似于  $\theta$  的余弦函数关系(初相角为  $0^\circ$ )，即在  $\theta = 0^\circ$  和  $\theta = 360^\circ$  处，流体压力最大，而在  $\theta = 180^\circ$  处流体压力最小。沿流体路径方向，流体压力随路径长度的变化从叶轮大端到叶轮小端呈近似线性递减关系，即流体入口处( $s = 0$ )压力最大，而出口处( $s = 1$ )压力最小。上述两个方向的压力分布结果分别反映了泄漏流通道内流体流动过程中动压与静压的变化情况。前者反映了流体周向速度引起流体动压力随泄漏流通道间隙大小的变化关系，该力作用在与其接触的叶轮前侧盖板上，对叶轮形成一种偏心力和力矩，会引起叶轮轴心晃动和盘面倾摆；后者反映了流体路径方向速度变化与流动压头损失引起的流体静压沿泄漏流方向的变化，该力作用在与其接触的叶轮前侧盖板上，形成一个稳定的轴向推力，不会对叶轮转动产生影响。

图 5 是流体周向速度沿圆周方向和流体路径方



向分布图。可以看出, 流体周向速度沿流体路径方向和圆周方向的分布情况与流体压力沿流体路径方向和圆周方向的分布情况相似, 但其变化的幅度比前者大。沿圆周方向, 流体周向速度随 $\theta$ 的变化规律近似于 $\theta$ 的余弦函数关系(初相角为 $0^\circ$ ), 即在 $\theta = 0^\circ$ 和 $\theta = 360^\circ$ 处, 流体周向速度最大, 而在 $\theta = 180^\circ$ 处流体周向速度最小。沿流体路径方向, 流体周向速度随路径长度的变化规律从叶轮大端到叶轮小端呈近似线性递减关系, 即流体入口处( $s = 0$ )流体周向速度最大, 而出口处( $s = 1$ )流体周向速度最小。上述 2 个方向的流体周向速度分布结果分别反映了泄漏流通道内流体流动过程中的质量守恒关系和整体流动模型假设。前者反映了流体流动过程中的质量守恒关系, 即流通截面大的地方流速小, 而流通截面小的地方流速大; 后者反映了流体流动过程中的整体流动模型假设, 即流体的整体旋转角速度沿路径方向是相同的, 而旋转半径沿路径方向线性减小, 相应的旋转速度沿路径方向也线性减小。

图 6 是流体路径方向速度沿圆周方向和流体路径方向分布图。可以看出, 沿圆周方向, 流体路径方向速度随 $\theta$ 的变化规律近似于 $\theta$ 的正弦函数关系(初相角为 $-90^\circ$ ), 即在 $\theta = 0^\circ$ 和 $\theta = 360^\circ$ 处, 流体路径方向速度最小, 而在 $\theta = 180^\circ$ 处流体路径方向速度最大。沿流体路径方向, 流体路径方向速度随路径长度的变化从叶轮大端到叶轮小端呈近似线性递增关系, 即流体入口处( $s = 0$ )流体路径方向速度最小, 而出口处( $s = 1$ )流体路径方向速度最大。上述 2 个方向的流体路径方向速度分布结果分别反映了泄漏流通道内的流体流动过程中的能量与质量守恒关系。前者反映了流体流动过程中的能量守恒关系, 即由于流体的粘性效应, 在间隙小的地方流动阻力大而流得慢, 在间隙大的地方流动阻力小而流得快; 后者反映了流体流动过程中的质量守恒关系, 即流通截面大的地方流速小, 而流通截面小的地方流速大。

## 2.2 平均间隙对压力分布和速度分布的影响

图 7 是叶轮前侧盖板与蜗壳间泄漏流流体压力分布随平均间隙的变化情况。从图 7 可以看出, 流体压力不仅沿圆周方向和流体路径方向变化, 而且还受到平均间隙的影响, 但在所研究范围内(实际叶轮的正常范围 3.5mm~5mm)影响不是很明显。

图 8 是叶轮前侧盖板与蜗壳间泄漏流流体周向

速度分布随平均间隙的变化情况。从图 8 可以看出, 流体圆周速度不仅沿圆周方向和流体路径方向变化, 而且随平均间隙的增加泄漏流流体周向速度分布整体明显降低。

图 9 是叶轮前侧盖板与蜗壳间泄漏流流体路径方向速度分布随平均间隙的变化情况。从图 9 可以看出, 流体路径方向速度不仅沿圆周方向和流体路径方向变化, 而且还受到平均间隙的影响, 但在所研究范围内影响不是很明显。

## 2.3 偏心率对压力分布和速度分布的影响

图 10 是叶轮前侧盖板与蜗壳间泄漏流流体压力分布随叶轮偏心率(取 0.14, 0.2, 0.4)的变化情况。从图 10 可以看出, 流体压力不仅沿圆周方向和流体路径方向变化, 而且随叶轮偏心率的增大流体压力分布明显变得陡峭。圆周方向, 在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 范围内流体压力分布随偏心率的增大而明显提高, 提高的幅度从 $0^\circ \sim 90^\circ$ 逐渐减小; 在 $90^\circ \sim 270^\circ$ 范围内流体压力分布随偏心率的增大而明显降低, 降低的幅度从 $90^\circ \sim 180^\circ$ 逐渐增加,  $180^\circ$ 时达到最大, 从 $180^\circ \sim 270^\circ$ 逐渐减小; 在 $270^\circ \sim 360^\circ$ 范围内流体压力分布随偏心率的增大而明显提高, 提高的幅度从 $270^\circ$ 到 $360^\circ$ 逐渐增大。流体路径方向, 从入口到出口变化幅度逐渐增大。该分析结果表明, 偏心率增大使泄漏流流体压力沿圆周方向分布更加不均匀, 从而导致作用在叶轮前侧盖板的流体动压力更加不对称, 结果对叶轮产生更大的偏心力, 使叶轮转子系统振动加剧。

图 11 是叶轮前侧盖板与蜗壳间泄漏流流体周向速度随叶轮偏心率的变化情况。从图 11 可以看出, 流体周向速度不仅沿圆周方向和流体路径方向变化, 而且随偏心率的增加流体周向速度分布整体明显提高。

图 12 是叶轮前侧盖板与蜗壳间泄漏流流体路径方向速度随叶轮偏心率的变化情况。从图 12 可以看出, 流体路径方向速度不仅沿圆周方向和流体路径方向变化, 而且随偏心率的增大流体路径方向速度分布明显变得陡峭。圆周方向, 在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 范围内流体路径方向速度分布随偏心率的增大而明显降低, 降低的幅度从 $0^\circ \sim 90^\circ$ 逐渐减小; 在 $90^\circ \sim 270^\circ$ 范围内流体路径方向速度分布随偏心率的增大而明显提高, 提高的幅度从 $90^\circ \sim 180^\circ$ 逐渐增加,  $180^\circ$ 时达到最大, 从 $180^\circ \sim 270^\circ$ 逐渐减小; 在 $270^\circ \sim 360^\circ$ 范围内流体路径方向速度分布随偏心率的增大而

明显降低,降低的幅度从  $270^{\circ}\sim 360^{\circ}$  逐渐减小。流体路径方向,从入口到出口泄漏流流体路径方向速度变化幅度逐渐增大。

### 3 结论

本文基于 bulk-flow 模型通过数值计算研究了离心泵叶轮前侧盖板泄漏流稳态特性,得到了稳态的流体压力分布和速度分布。结论如下:

(1) 流体压力分布,沿圆周方向随着间隙的增大而减小,间隙最小处压力最大,间隙最大处压力最小;沿流体路径方向,流体压力从叶轮大端到叶轮小端呈近似线性递减关系,流体入口处(大端)压力最大,而出口处(小端)压力最小。

(2) 流体周向速度分布,沿圆周方向和流体路径方向的分布情况与流体压力沿圆周方向和流体路径方向的分布情况相似,但其变化的幅度比前者大。

(3) 流体路径方向速度分布,沿圆周方向随着间隙的增大而增大;沿流体路径方向,从叶轮大端到叶轮小端呈近似线性递增关系。

(4) 改变叶轮前侧盖板与蜗壳间的平均间隙会对泄漏流流体的压力分布和速度分布产生影响。对于压力分布和流体路径方向速度分布,在实际叶轮的正常间隙范围( $3.5\text{mm}\sim 5\text{mm}$ )内影响不明显。周向速度分布则随平均间隙的增加整体明显降低。

(5) 改变叶轮转子偏心率会对泄漏流流体的压力分布和速度分布产生影响。压力分布和流体路径方向速度分布随偏心率的增大明显变得陡峭,即分布更加不均匀。流体周向速度分布随偏心率的增加沿圆周方向和流体路径方向整体明显提高。

叶轮偏心造成的叶轮前侧盖板表面流体动压力沿圆周方向的非对称分布和沿叶轮前侧盖板表面轴线方向的压力梯度,会使叶轮产生一个偏心力和一个偏心力矩,引起叶轮旋转时轴心的横向振动和叶轮盘面的侧摆振动。叶轮前侧盖板与蜗壳间平均间隙和叶轮转子偏心率是影响叶轮转子动力学性能的重要参数。

#### 参考文献:

[1] Colding-Jorgensen J. Effect of fluid forces on rotor stability of centrifugal pumps and compressors [R]. NASA CP. 2133, 1980: 249—265.  
 [2] Shoji H, Ohashi H. Fluid forces on rotating centrifugal impeller with whirling motion [R]. NASA CP. 2133,

1980: 317—328.  
 [3] Tsujimoto Y, Acosta A, Brennen C. Two-dimensional unsteady analysis of fluid forces on a whirling centrifugal impeller in a volute [R]. NASA CP. 2338, 1984: 161—172.  
 [4] Adkins D. Analysis of hydrodynamic forces of centrifugal pump impellers [D]. California: Division of Engineering and Applied Sciences, California Institute of Technology, 1985.  
 [5] Shoji H, Ohashi H. Lateral fluid forces on whirling centrifugal impeller (1st Report: Theory) [J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 1987, 109(2): 94—99.  
 [6] Shoji H, Ohashi H. Lateral fluid forces on whirling centrifugal impeller (2st Report: Experiment in vaneless diffuser) [J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 1987, 109(2): 100—109.  
 [7] Adkins D R, Brennen C E. Analyses of hydrodynamic radial force on centrifugal pump impellers [J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 1988, 110: 20—28.  
 [8] Childs D. Fluid-structure interaction forces at pump-impeller-shroud surfaces for rotordynamic calculations [J]. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 1989, 111: 216—225.  
 [9] Baskharone E, Daniel A, Hensel S. Rotordynamic effects of the shroud-to-housing leakage flow in centrifugal pumps [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1994, 116: 558—563.  
 [10] Moore J, Palazzolo A. Rotordynamic force prediction of whirling centrifugal impeller shroud passages using computational fluid dynamic techniques [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123: 910—917.  
 [11] 郭鹏程, 罗兴铸, 刘胜柱. 离心泵内叶轮与蜗壳间耦合流动的三维紊流数值模拟[J]. 农业工程学报, 2005, 21(8): 1—5.  
 Guo Pengcheng, Luo Xingqi, Liu Shengzhu. Numerical simulation of 3D turbulent flow fields through a centrifugal pump including impeller and volute casing [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(8): 1—5. (in Chinese)  
 [12] 叶建平, 向阳, 王永远. 离心泵的内部流场分析[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2008, 32(2): 374—376.  
 Ye Jianping, Xiang Yang, Wang Yongyuan. Fluid field analysis of the centrifugal pump [J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2008, 32(2): 374—376. (in Chinese)  
 [13] Childs D. Turbomachinery rotordynamics [M]. New York: John Wiley & Sons, 1993: 355—394.  
 [14] Yamada Y. Resistance of flow through annulus with an inner rotating cylinder [J]. Bulletin of the JSME, 1962, 5(18): 301—310.

## 符号说明

- $a$ ——泄漏流入口处路径方向流体速度与转子表面速度之比( $=V_0/R_0\omega$ );
- $C$ ——泄漏流通道平均间隙, m;
- $C_{de}$ ——泄漏流出口密封压力损失系数;
- $e_0$ ——转子偏心距, m;
- $f_r$ ——转子表面摩擦系数;
- $f_s$ ——定子表面摩擦系数;
- $H$ ——流体微元(膜)厚度, m;
- $h$ ——无量纲流体微元厚度( $=H/C$ );
- $L_s$ ——叶轮前侧盖板表面的路径长度, m;
- $m_r, n_r$ ——Blasius 转子摩擦系数公式中的经验系数;
- $m_s, n_s$ ——Blasius 定子摩擦系数公式中的经验系数;
- $P_e$ ——泄漏流通道出口(叶轮低压区压力), Pa;
- $P_s$ ——泄漏流通道入口(叶轮高压区压力), Pa;
- $R$ ——转子半径, m;
- $R_0$ ——泄漏流通道入口半径, m;
- $Re$ ——雷诺数( $=2CV_0\rho/\mu$ );
- $r$ ——无量纲转子半径( $=R/R_0$ );
- $S$ ——流体路径方向长度, m;
- $s$ ——无量纲流体路径方向长度( $=S/L_s$ );
- $u_\theta$ ——无量纲周向流体速度( $=U_\theta/R_0\omega$ );
- $U_r$ ——相对转子表面 Bulk-Flow 速度, m/s;
- $U_s$ ——相对定子表面 Bulk-Flow 速度, m/s;
- $u_r$ ——无量纲相对转子表面 Bulk-Flow 速度( $=U_r/V_0$ );
- $u_s$ ——无量纲相对定子表面 Bulk-Flow 速度( $=U_s/V_0$ );
- $V_0$ ——路径方向流体入口平均速度, m/s;
- $V_s$ ——路径方向流体速度, m/s;
- $v_s$ ——无量纲流体路径方向速度( $=V_s/V_0$ );
- $\theta$ ——圆周方向的坐标;
- $\varepsilon$ ——转子偏心率( $=e_0/C$ );
- $\mu$ ——流体粘度,  $N \cdot s/m^2$ ;
- $\omega$ ——转子转动角速度, 1/s;
- $\rho$ ——流体密度,  $kg/m^3$ 。

(上接第 292 页)

- [12] 申振华, 夏商周, 桂巧映, 等. 带 Gurney 襟翼翼型改型的气动性能的数值研究[J]. 太阳能学报, 2007, 28(9): 988—991.  
Shen Zhenhua, Xia Shangzhou, Gui Qiaoying, et al. A numerical study of aerodynamic characteristics of modified airfoil with gurney flap [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2007, 28(9): 988—991. (in Chinese)
- [13] 周瑞兴, 高永卫, 上官云信, 等. Gurney 襟翼对翼型气动特性影响的实验研究[J]. 兵工学报, 2003, 24(1): 125—127.  
Zhou Ruixing, Gao Yongwei, Shangguan Yunxing, et al. Experimental investigation of the effect of Gurney flap on airfoil aerodynamical characteristics [J]. Acta Armamentarii, 2003, 24(1): 125—127. (in Chinese)
- [14] 李亚臣, 王晋军, 樊建超, 等. 超临界翼型 Gurney 襟翼增升实验研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2003, 29(6): 471—474.  
Li Yachen, Wang Jinjun, Fan Jianchao, et al. Experimental investigation into effects of Gurney flaps on supercritical airfoil [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2003, 29(6): 471—474. (in Chinese)
- [15] 王刚, 叶正寅, 段卓毅, 陈迎春. 非结构混合网格下的三维舵面流动计算研究[J]. 西北工业大学学报, 2006, 24(1): 84—88.  
Wang Gang, Ye Zhengyin, Duan Zhuoyi, Chen Yingchun. An useful viscous flow solver for control surface deflection using unstructured mixed element grids [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2006, 24(1): 84—88. (in Chinese)
- [16] 王刚, 叶正寅. 非结构混合网格上的 NS 方程求解方法[J]. 计算物理, 2004, 21(2): 161—165.  
Wang Gang, Ye Zhengyin. The application of mixed element type unstructured grid in solving Navier-Stokes equations [J]. Chinese Journal of Computation Physics, 2004, 21(2): 161—165. (in Chinese)