

Influence of the Collector and the Inner Guide Vane on Roto-Jet Pump Performance

Yang Zhu, Can Kang*, Ning Mao

School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang Jiangsu
Email: *kangcan@ujs.edu.cn

Received: Aug. 15th, 2016; accepted: Sep. 9th, 2016; published: Sep. 12th, 2016

Copyright © 2016 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

Numerical simulation was conducted to investigate the influence of the collector on the performance of a roto-jet pump. Distributions of velocity, static pressure as well as turbulent kinetic energy were obtained thereby. A comparison was implemented on flow parameter distributions at different flow rates. The emphasis was placed upon the effects of the collector and the inner guide vane on flows and the hydraulic forces exerted on the collector. Remarkable flow regularity is observed in the rotating chamber. High static pressure gradients occur at the inlet and the turning positions of the collector. Without the guide vane, overall turbulent kinetic energy is high but the pump performance is favorable relative to its counterparts with the guide vane. The resultant hydraulic force acting upon the collector decreases with the increase of flow rate. The force component along the pump axis is predominant in this connection. A slight reduction of hydraulic force is manifested with the introduction of the guide vane.

Keywords

Roto-Jet Pump, Collector, Guide Vane, Hydraulic Force

集液管及其内部导流板对旋喷泵性能的影响

朱洋, 康灿*, 毛宁

江苏大学, 能源与动力工程学院, 江苏 镇江
Email: *kangcan@ujs.edu.cn

*通讯作者。

摘要

为研究集液管对旋喷泵性能的影响,本文对旋喷泵内部流场进行了数值模拟,获得了整泵流道内的速度、静压强和湍动能分布。本文对比了不同流量工况下的流动参数分布特征,重点讨论了集液管及内部导流板对流动的影响及集液管受到的流体作用力。结果表明:旋喷泵转子腔内的流动参数分布规律性强,在集液管入口处及集液管内流道转弯处存在着较高的静压强梯度;未设置导流板时集液管内流体湍动能较高,但泵性能较设置导流板时高;集液管所受的流体作用力合力随流量增加而下降,其中沿泵轴的作用力分量占主导地位,加装导流板后集液管的受力略下降。

关键词

旋喷泵, 集液管, 导流板, 流体作用力

1. 引言

旋喷泵是一种结构和工作原理都特殊的泵[1]。旋喷泵的流量小、扬程高,其比转速一般在 5~30 之间,目前已被成功地应用于石油、食品、炭黑等重要行业[2]。有关旋喷泵的专利最早出现在 1923 年[3]。到目前为止,旋喷泵的设计方法仍然欠缺,根本原因在于对于影响旋喷泵性能的因素认识不够深入[4]。国际上公开发表的旋喷泵研究文章极少,且以产品介绍为主[5]。国内学者在旋喷泵方面的研究起步相对较晚,目前开展的工作仍停留在设计探索阶段。刘宜等人[6]针对不同结构的转子腔进行了数值模拟研究,发现增加凸棱和适当减小转子腔轴向宽度可以提高泵的性能。黄思等人[7]分析了两种不同叶片结构对旋喷泵性能的影响,证明采用矩形流道断面的叶片有助于提高泵性能。

对于旋喷泵产品的运行,泵运行的可靠性和泵效率是最受关注的两个方面[8]。集液管不但起到收集介质能量的作用,还承受随时间变化的流体作用力。由于集液管折断而导致泵停机是旋喷泵运行中实际存在的问题[9]。目前对于集液管的研究大多集中在水力设计和外部轮廓形状的优化改进两个方面,对于集液管内部的流动特征和结构进行系统分析的报道很少[10]-[12]。

目前旋喷泵的研究以数值模拟为主,实验研究也多以测量泵的外特性为目的,对泵内部流场进行测量时受到转子腔内静压强、转速等参数的限制,很难构建透明装置以实现流场的无扰动测量。本文运用数值模拟手段,对包括集液管在内的旋喷泵的内部湍流流动进行求解,获得旋喷泵在不同流量条件下的外特性和内部流动特征。研究中重点对集液管内部和外壁附近流动进行分析,获得集液管对转子腔内流动的影响以及集液管内部的流动特征;求解集液管所受的流体作用力,对集液管内部有无导流板时的流动和受力特征进行对比,综合评价导流板对集液管和泵性能的影响。

2. 旋喷泵几何模型

本文所研究的模型泵结构如图 1 所示。转子腔体与集液管是直接和介质发生相互作用的两大关键水力部件。从图 1(a)可以看出,集液管是旋喷泵能量转换的重要部件,其收集转子腔内高速旋转的流体并通过扩散段将流体的速度能转换为压能。同时,从图 1(a)中所示的集液管位置和图 1(b)中集液管的形状来看,其必然引起水力损失和不平衡流体作用力。集液管的外形和内部通道是集液管设计过程中重点考虑的两个内容。为了分析集液管对旋喷泵性能的影响,本文在集液管入口段设置导流板,如图 1(b)所示,

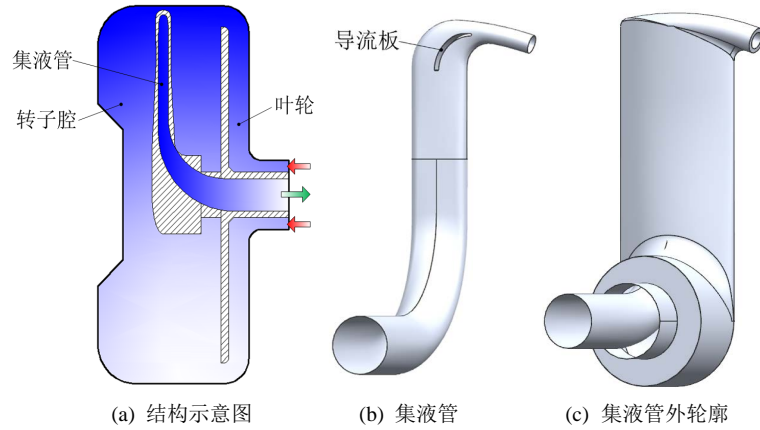


Figure 1. The structure of the roto-jet pump and the diagram of the collector
图 1. 旋喷泵结构及集液管示意图

同时与不设导流板时的流动特征和泵性能进行对比。设置导流板的主要目的是为了消除流体在进入集液管后迅速转弯而可能产生的旋涡与回流，从提高流场品质入手减少集液管内的能量损失。由图 1(c)所示的集液管外轮廓形状可以推测，其在转子腔内将对原旋转流动构成显著的扰动，主流在受到壁面影响的同时，还将产生小尺度的湍流脉动。

3. 数值模拟方案

3.1. 控制方程

1) 连续性方程

不可压缩流体定常流动连续性方程的张量形式为：

$$\frac{\partial(u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

以上方程中， x_i 为坐标分量， u_i 为平均速度分量。

2) 动量守恒方程

将旋喷泵内的流动遵循的动量守恒方程采用微分方程的张量形式表达：

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2)$$

方程(2)中， p 为静压强， f_i 为 i 方向的体积力分量。

3.2. 湍流模型

RNG $k-\varepsilon$ 模型与标准 $k-\varepsilon$ 模型具有相似之处，其对有效粘性系数 μ_{eff} 进行了模化并对 ε 方程进行了修正。对有效粘性系数 μ_{eff} 进行修正后得到如下结果：

$$\alpha_k \mu_{eff} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \alpha_\varepsilon \mu_{eff} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}, \quad \alpha_t = \rho C_\mu + \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$

在 ε 方程中增加了 R 项， R 项可表示为：

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

式中, $\eta = Sk/\varepsilon$, $\eta_0 = 4.38$, $\beta = 0.012$

修正后的 k , ε 的输运方程:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{\varepsilon 2}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

其中

$$C_{\varepsilon 2}^* = C_{\varepsilon 2} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (7)$$

各湍流模型常数分别为:

$$C_\mu = 0.0845, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.42, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.68, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.42, \quad \sigma_k = 0.72, \quad \sigma_\varepsilon = 0.75$$

当 $\eta > \eta_0$ (高应变率区) 时, $C_{\varepsilon 2}^* < C_{\varepsilon 2}$, RNG $k-\varepsilon$ 模型比标准 $k-\varepsilon$ 模型所得的湍流涡团粘性低; 当 $\eta < \eta_0$ (低应变率区) 时, R 项的增加使 $C_{\varepsilon 2}^* > C_{\varepsilon 2}$, 其结果是使采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型获得的湍流涡团粘性值比采用标准 $k-\varepsilon$ 模型得到的值高。由于 RNG $k-\varepsilon$ 模型考虑了高应变率或大曲率壁面等因素, 从而提高了湍流模型在预测强旋流和大曲率壁面流动情况下的精度。

3.3. 计算域网格与边界条件

旋喷泵内部流道形状比较复杂, 各个局部流道之间的尺寸可能相差较大, 故选用非结构化网格对计算域进行划分。集液管的入口和腔体壁面之间的径向距离小, 易出现较高的速度梯度。为了提高计算的精度以及稳定性, 对集液管靠近固壁区域和转子腔外缘壁面进行网格局部加密。计算域网格如图 2 所示, 网格总数约为 272 万。此处泵进、出口延长段未表示。计算中采用直角坐标表示方法, 将泵轴线设为 Z 轴, X 和 Y 轴均沿转子腔径向且相互垂直。

本文使用 ANSYS CFX 软件进行求解, 利用分离式求解器, 即三维定常湍流计算方法, 采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型, 压力与速度耦合方法选用 SIMPLE 算法。整个计算域的进口采用均匀速度进口边界条件, 速度大小由流量和进口断面的面积确定, 计算域的出口采用静压强出口边界条件, 设定为 1 个大气压的常压条件。本研究不考虑泵内汽蚀, 所以求解结果中的静压强值均以出口压强为参考值。在各个与介质接触的固体壁面处采用无滑移边界条件, 近壁区的流动采用可伸缩壁面函数进行处理。

4. 泵的外特性分析

本文研究的旋喷泵, 其设计流量 Q 为 $7.2 \text{ m}^3/\text{h}$, 设计转速 n 为 $3550 \text{ r}/\text{min}$ 。在数值模拟中, 对 $0.6Q \sim 1.4Q$ 范围内的流量工况进行了研究。图 3 为两种结构旋喷泵的外特性曲线图。从图中可以看出, 泵性能随流量的变化趋势合理, 符合旋喷泵的性能特点, 也证实了数值模拟方案的有效性。在设计工况下, 无导流板时的泵效率为 28.5%, 扬程为 168 m。在整个流量范围内, 未设置导流板时泵性能均高于设置导流板的旋喷泵。导流板作为集液管狭窄空间内的障碍物造成了水力损失, 故该导流板的设置并不能提高旋喷泵的性能。在小流量工况下两种泵的扬程和效率均比较接近。从导流板对泵能量性能的影响程度来看, 导流板的设置并未对泵性能构成显著影响, 所以从宏观的角度出发, 导流板对影响能量损失的大尺度流动结构的影响不大。

5. 流场计算结果与分析

此处对旋喷泵运行中最为典型的两个流量工况: $0.8Q$ 与 $1.0Q$ 进行详细分析, 并对比设置导流板与未

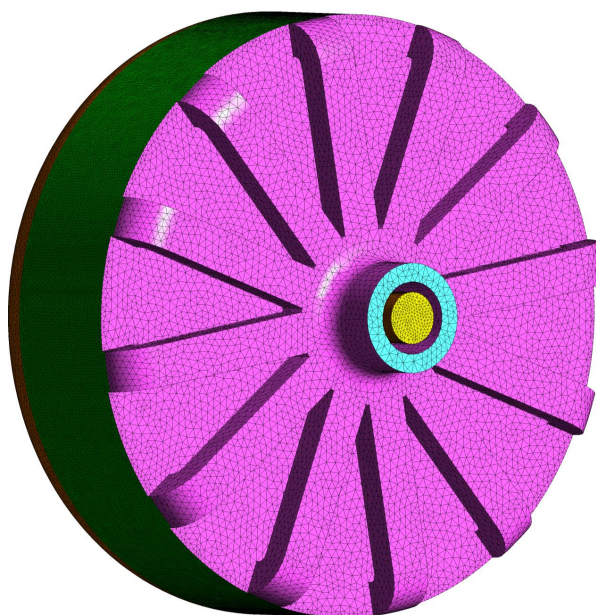


Figure 2. Computational domain discretized with grids
图 2. 计算域网格

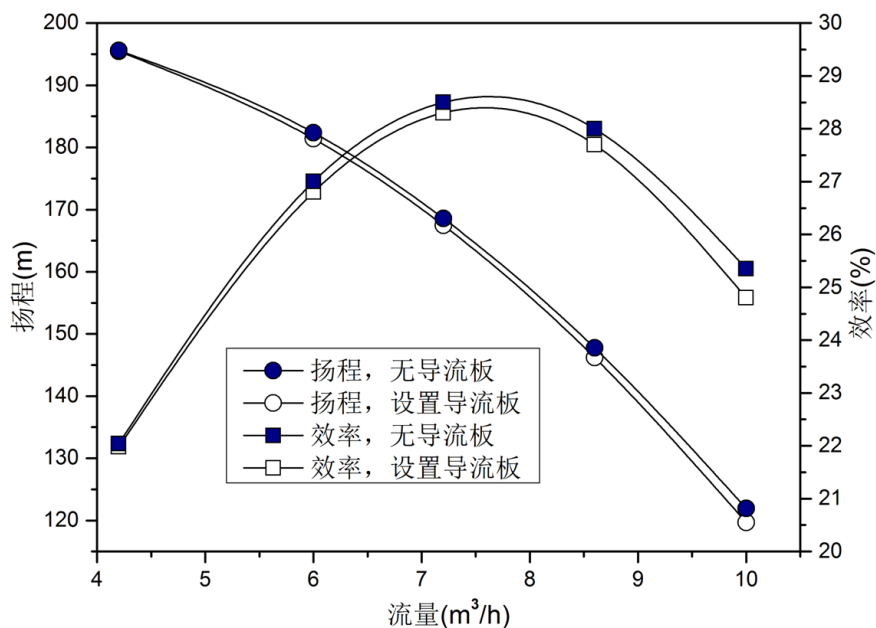


Figure 3. Variation of pump head and efficiency with flow rate
图 3. 泵扬程和效率随流量的变化

设置导流板时的流动特征。

5.1. 速度和静压强分布

图 4 为旋喷泵转子腔垂直于泵轴的中心截面处的速度分布。可以看出，转子腔内流体的速度分布规律性明显，且流量的变化对速度分布规律的影响小。由于流体与转子腔同步旋转，在离心力的作用下，流体速度沿半径方向逐渐增大，并在转子腔内壁处达到最大。进入集液管后，流体的流速呈减小趋势，

且由于流动惯性与壁面的限制，靠近集液管外侧的流体流速要大于内侧流体的流速。设计工况下集液管内的流体流速略大于小流量工况。

如图 5 所示，转子腔内流体的静压强分布趋势与图 4 相呼应，静压强沿半径方向逐渐增大且变化平稳，在靠近集液管外壁面处的流体静压强略高于相同径向位置的其它静压强值。总体来看，小流量工况下流体的静压强分布与设计工况下相似，但静压强量级较小。从图中可以看出，在集液管的入口和两个弯头处出现了局部高压，相应的静压强梯度将会导致能量损失。集液管内流体的静压强要明显高于转子腔内的静压强。与图 4 进行对比可以发现，流体进入集液管后流速逐渐降低，同时总体静压强呈增大趋势，集液管将流体的速度能转换为压能，向泵外输送高压流体。

对于集液管入口段设置导流板的情况，同样提取设计流量工况和小流量工况时的计算结果进行分析。图 6 为集液管入口段导流板附近的静压强分布。从图中可以看出，导流板对于流量的变化比较敏感，且导流板的上下表面的静压强分布特征存在明显的差异。在小流量工况下，导流板上表面的静压强分布不均匀且静压强梯度沿板长度方向变化剧烈，从导流板前端至集液管转弯处的静压强经历了从最小到最大的过程，这主要是由于流体流至导流板前端时流速较高，在集液管入口段滞流增压的作用下流体流速降低同时压力急剧增大所导致的。同时受到集液管内侧流体的冲击导流板的下表面还出现了局部高压。相比之下，设计流量条件下导流板附近的静压强分布不均匀程度更高，且在导流板的上表面前端出现了明

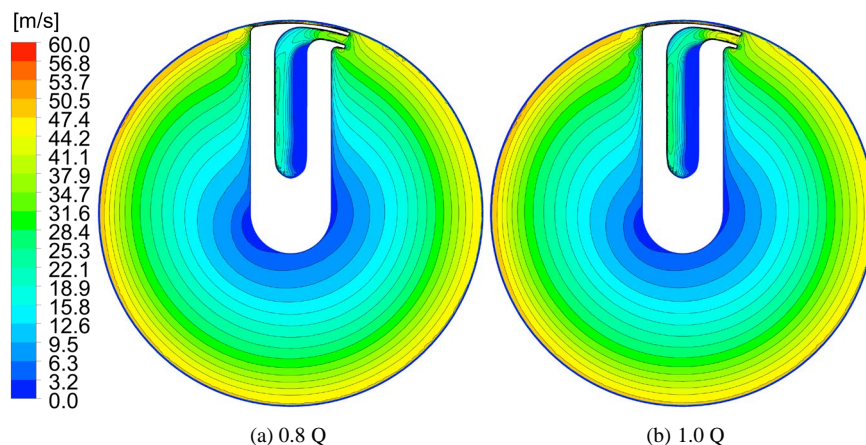


Figure 4. Velocity distributions on sections perpendicular to the pump shaft
图 4. 垂直于泵轴截面的速度分布

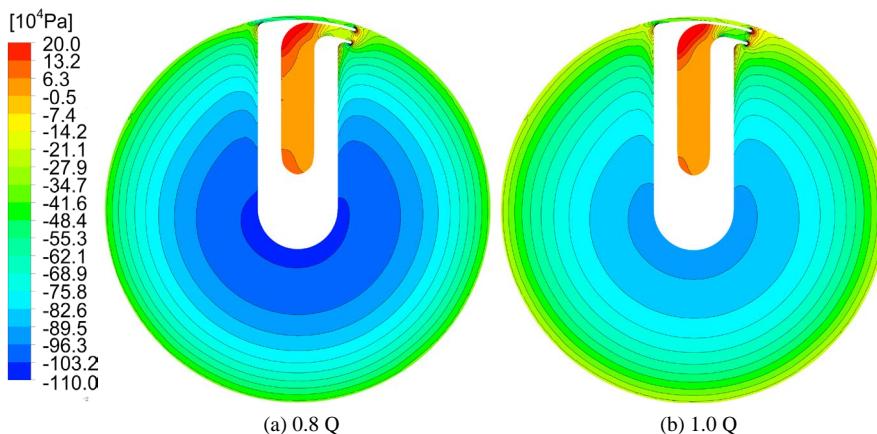


Figure 5. Pressure distributions on sections perpendicular to the pump shaft
图 5. 垂直于泵轴截面的静压强分布

显的低压区，从集液管入口段前端到转弯处流体静压强急剧增大。集液管入口处及转弯处流动状态的变化与调整对导流板本身及集液管承受的流体载荷产生重要影响。

5.2. 湍动能分布

为了进一步研究导流板对集液管内流体流动状态的影响，提取了旋喷泵内的湍动能分布，将设置与未设置导流板的情况进行对比。图 7 所示为设计流量工况下轴面上的湍动能分布对比图。

从图 7 可以看出，有无导流板对转子腔内的湍动能分布规律影响不大，湍动能近似呈对称状分布于集液管的左右两侧，且越接近转子腔外缘湍动能越高。可以预测，高速旋转的流体在从集液管两侧流过时由于流动空间的减小而产生了剧烈的脉动并造成能量损失。与转子腔内相比，集液管内的湍动能较小，并主要集中在扩散段和靠近泵轴的转弯处。同时图 7(a)中集液管内的湍动能要明显小于图 7(b)，说明导流板的设置在一定程度上抑制了集液管内的湍流脉动。

图 8 为垂直于泵轴截面上的湍动能分布。在图 8(a)和图 8(b)中，沿着集液管的迎流面，均出现了沿半径方向逐渐增大的湍动能。由于壁面效应，最靠近集液管外壁处存在一层低湍动能流体。在集液管入口处由于流动空间的限制流体的脉动比较剧烈且湍动能变化剧烈，同时湍动能的最大值也出现在此处。

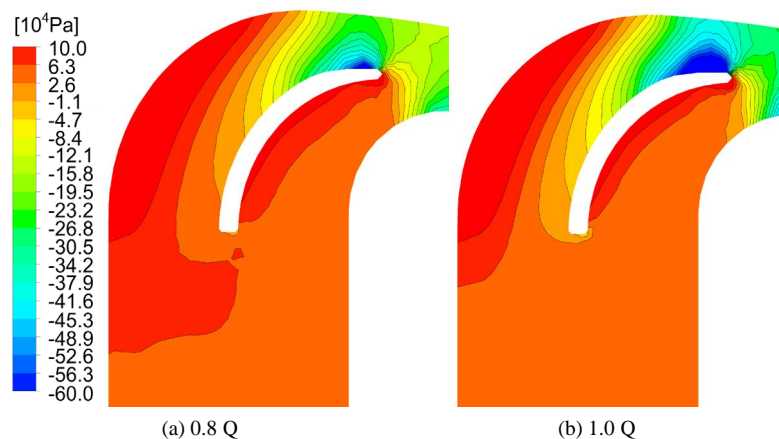


Figure 6. Pressure distributions near the guide vane

图 6. 导流板附近的压强分布

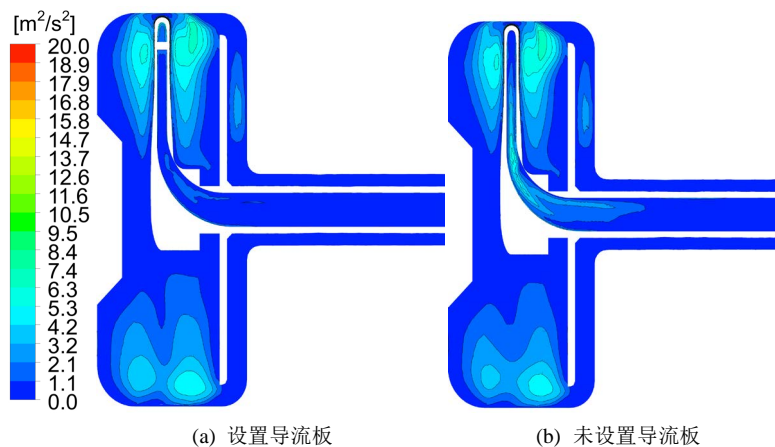


Figure 7. Turbulent kinetic energy distributions on azimuthal section under design condition

图 7. 设计流量工况下轴面湍动能分布

随着主流在集液管内流动中的运动, 湍动能进一步发展, 在图 8(a)中, 导流板的设置迫使部分流体沿集液管内侧流动并使集液管后半部分流道内出现了一条集中在集液管内右侧的高湍动能区, 而未设置导流板的集液管内的湍动能则沿流向呈射流状发散, 如图 8(b)所示。

小流量工况下的轴面和轴截面的湍动能分布如图 9 和图 10 所示。小流量工况下旋喷泵内部的湍动能分布特征与设计工况相似, 但湍动能的量级较设计工况明显减小, 在集液管内更加明显。一方面, 小尺度脉动不但未随着流量的减小而增强, 反而呈减弱趋势; 另一方面, 旋喷泵内的湍流运动受壁面的影响显著, 以大尺度的流动结构为主导。

6. 集液管受力分析

为了进一步研究集液管对旋喷泵性能的影响, 计算了五个不同工况下的集液管受力并进行分析, 以有量纲的表达方法表示于图 11 中。两种结构的集液管在 X、Y、Z 方向上的受力情况相似, 且随着流量的增大集液管在 X 轴方向和 Y 轴方向上所受的力也逐渐增大, 但变化较小。同时, 在 Z 轴方向上(即沿泵轴方向)集液管受到的力要远大于另两个方向, 这导致了在实际运行中集液管容易断裂或脱落。从整体角度看, 集液管所受的合力在流量为 $4.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 左右时较大, 且随流量的增大呈减小趋势, 故应尽量避免在小流量工况下运行。加装导流板后作用在集液管上的力减小, 说明了导流板的设置对集液管内的流动

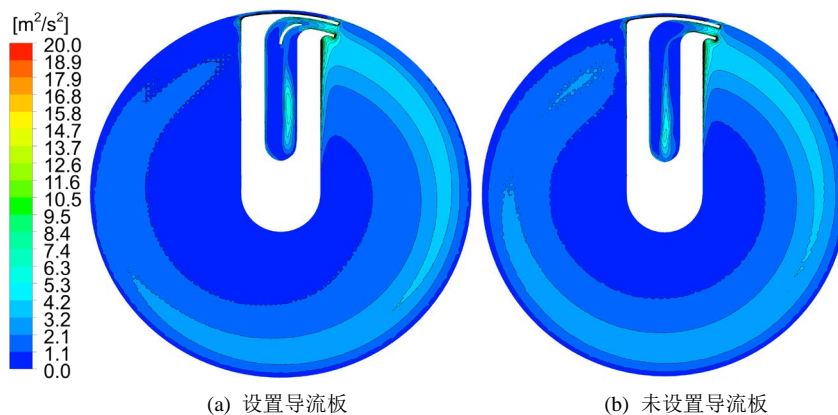


Figure 8. Turbulent kinetic energy distributions on sections perpendicular to the pump shaft under design condition

图 8. 设计流量工况下轴截面湍动能分布

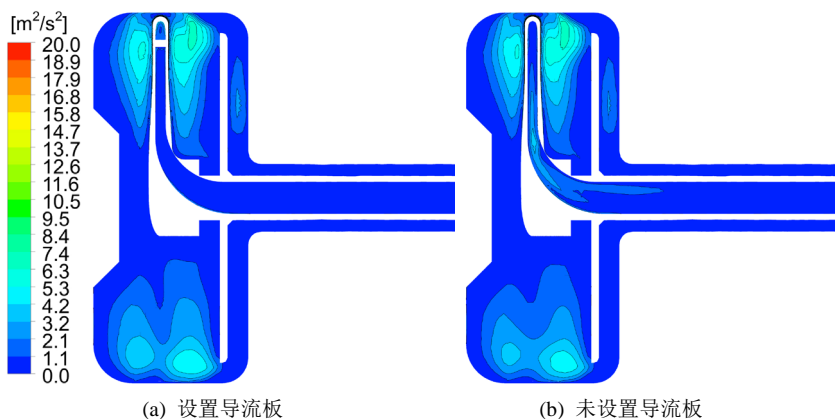


Figure 9. Turbulent kinetic energy distributions on azimuthal section under off-design condition

图 9. 小流量工况下轴面湍动能分布

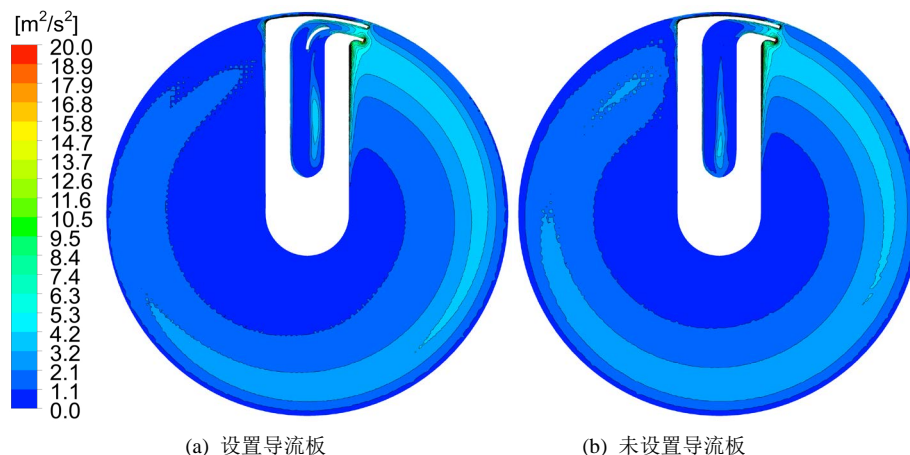


Figure 10. Turbulent kinetic energy distributions on sections perpendicular to the pump shaft under design condition

图 10. 小流量工况下轴截面湍动能分布

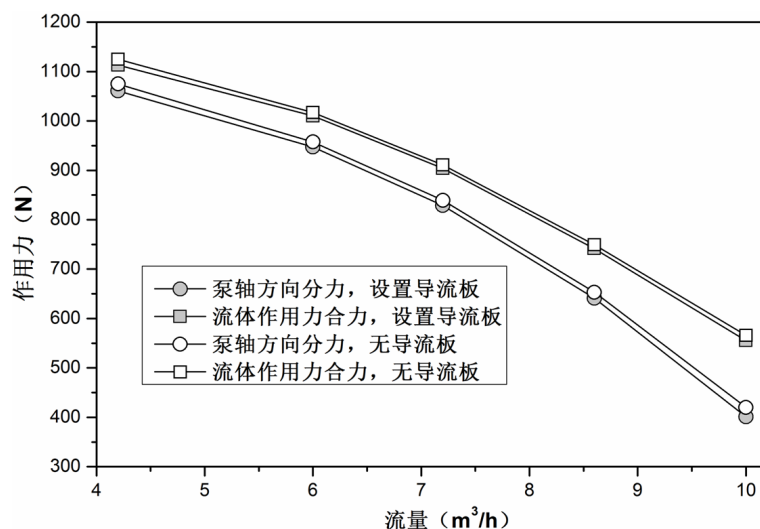


Figure 11. Variation of the hydraulic force acting upon the collector with flow rate

图 11. 集液管受力随流量的变化

起到了优化的作用。

7. 结论

1) 集液管外部的转子腔内流体速度分布比较均匀, 速度沿径向逐渐增大。静压强分布特征与速度分布相似, 同样沿半径方向逐渐增大。集液管内部流道中, 流体速度沿主流方向逐渐减小, 靠近集液管内侧的流体速度较低; 在两个流道转弯处形成较高的局部静压强梯度。

2) 设置导流板后, 在导流板的迎流面出现了较大的湍动能, 但集液管内的湍动能能量级则明显小于未设置导流板时, 导流板对抑制小尺度湍流脉动有一定的贡献。由于导流板本身所造成的能量损失, 泵整体的效率和扬程要低于未安装导流板时。

3) 导流板上表面的静压强从上游到下游急剧增大, 且在设计流量工况下导流板上表面前端存在明显低压区。设置导流板后集液管所受的流体作用力的合力较未设置导流板时小, 沿泵轴方向的流体作用力分量占主导地位。流体作用力的合力随流量的增大呈下降趋势。

基金项目

江苏省六大人才高峰计划项目(2015-ZBZZ-018)。

参考文献 (References)

- [1] 刘桂年, 李金波, 蒲旭亮, 等. 低比转速旋转喷射泵的原理与特点[J]. 化工机械, 2013, 40(6): 838-840.
- [2] 司雄杰. 高速泵与旋壳泵在小流量高扬程情况下的适用性分析[J]. 河南科技, 2014(7): 102-103.
- [3] Krogh, F.W. (1923) Centrifugal Conveyor: US. US1441589.
- [4] 朱鹏飞. 旋壳泵的发展综述与应用展望[J]. 真空与低温, 2015, 21(4): 194-197.
- [5] Osborn, S. (1996) The Roto-Jet Pump: 25 Years New. *World Pumps*, **363**, 32-36.
[http://dx.doi.org/10.1016/S0262-1762\(99\)81000-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0262-1762(99)81000-1)
- [6] 刘宜, 陈文鹏, 梁润东, 等. 旋喷泵转子腔的结构优化及数值模拟计算[J]. 排灌机械工程学报, 2015(1): 26-30.
- [7] 黄思, 苏丽娟. 基于 CFD 对旋喷泵两种叶片结构的数值模拟及性能比较[J]. 流体机械, 2010, 38(6): 21-24.
- [8] 邬国秀, 付义东, 黎义斌, 等. 旋喷泵内能量损失及流场数值计算[J]. 甘肃科学学报, 2013, 25(4): 59-62.
- [9] 徐学民. 旋转喷射泵常见故障及处理[J]. 设备管理与维修, 2015(12): 31-32.
- [10] Zhu, F.N., Liu, D., Yang, X.Y., *et al.* (2013) Numerical Simulation of the Three-Dimensional Turbulent Flow in Roto-Jet Pump. *Applied Mechanics & Materials*, **341-342**, 375-378.
<http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.341-342.375>
- [11] Komaki, K., Kanemoto, T., Sagara, K., *et al.* (2013) Effect of the Collector Tube Profile on Pitot Pump Performances. *Top Conference Series: Materials Science & Engineering*, **52**, 32021-32026(6).
- [12] Wang, C.L., Zhao, C.L., Zhang, T.F., *et al.* (2012) The Numerical Simulation of Full Flow Field of Roto-Jet Pump and Analysis of Energy Losses. *Advanced Materials Research*, **562-564**, 1369-1372.

期刊投稿者将享受如下服务:

1. 投稿前咨询服务 (QQ、微信、邮箱皆可)
2. 为您匹配最合适的期刊
3. 24 小时以内解答您的所有疑问
4. 友好的在线投稿界面
5. 专业的同行评审
6. 知网检索
7. 全网络覆盖式推广您的研究

投稿请点击: <http://www.hanspub.org/Submission.aspx>