

文章编号:1672-3031(2021)03-0335-07

低比转速导叶式混流泵水力性能分析

易艳林, 张志民, 王万鹏, 何磊, 王武昌

(中国水利水电科学研究院, 北京 100038)

摘要: 为了研究低比转速导叶式混流泵的水力性能, 本文基于三维湍流流动雷诺时均 N-S 方程及 SST $k-\omega$ 湍流模型对该泵内部三维流动进行定常数值计算。给定不同流量, 分别计算分析混流泵的扬程、效率与流量的关系, 预测水泵能量特性, 并分析该混流泵在五个典型流量工况下各过流部件的水力损失及流场特性。结果表明, 小流量工况, 导叶区的流动分离及旋涡流动是造成导叶区及出口段水力损失占比较大的重要原因; 大流量工况, 叶片入口处的冲击现象是造成叶轮区水力损失占比较大的重要原因。

关键词: 低比转速导叶式混流泵; 水力性能; 流场分析; 数值模拟

中图分类号: TU991.35

文献标识码: A

doi: 10.13244/j.cnki.jiwhr.20200044

1 研究背景

城市内涝自然灾害时有发生, 给人们的生命财产造成重大损失。在快速排水抢险救灾方面, 应急排水装备发挥了重要作用。目前应用较多的应急排水装备有便携式排水设备、大型移动泵站两类。前者多采用小型潜水泵, 灵活性高, 适用工况范围广, 但排水能力较小; 后者多采用轴流泵, 可实现大流量快速排水, 但因装置笨重, 适用工况范围较小。本文设计的应急排水泵, 为了实现轻便的目的, 结构设计紧凑, 且采用内置液压马达代替传统的驱动电机, 为了实现高扬程和大流量排水, 选用低比转速混流泵。由于结构的变化及转速提高, 会对泵外部性能和内部流场特性产生不小的影响。根据市场调研, 目前兼具大流量高扬程、轻便小巧的混流泵很少见, 且针对此类型泵的研究极少, 该类型水泵的开发具有极高的市场价值。

近年来, 国内外对混流泵的内部流动及优化设计进行了大量研究。邴浩等^[1]应用 SIMPLE 算法, 模拟混流泵全流道三维湍流场, 分析导叶设计参数对混流泵性能的影响。Kim 等^[2]在轴面流道形状不变的条件下, 对混流泵叶轮和导叶进行优化, 改善了内部流态。贾瑞宣等^[3]将内流分析与优化设计结合起来, 采用 CFD 软件 NUMECA 完成叶型径向参数优化设计, 实现泵效率的较大提高。蒋文青等^[4]基于数值模拟方法, 分析叶轮叶片和导叶片对混流泵水力性能的影响, 实现了混流泵水力效率的提高。OH H W 等^[5]基于数值模拟方法, 分析并预测了混流泵水力性能和空化性能, 并与试验结果对比。翟杰等^[6]采用数值模拟方法, 研究不同工况下低比转速混流泵导叶内部压力脉动特性, 为混流泵优化设计提供参考。杨从新等^[7]研究了导叶参数对混流泵水阻系数及效率的影响。李海峰等^[8]基于 CFD 计算平台, 对新开发的混流泵模型进行定常数值模拟, 预测水泵性能, 并与试验结果进行验证。姚凌钧^[9]采用数值模拟方法模拟高速应急排水泵内流场, 分析转速对性能的影响, 并分析了不同流量工况下叶轮及导叶区压力脉动特性。刘琦^[10]模拟高比转速混流泵内非定常流场, 分析混流泵内部流动特性, 并验证了调节叶片安放角可有效防止二次回流现象的发生。此外, 关于导叶对泵水力性能影响的分析^[11-13]也为本文提供参考。

本文基于 CFX 计算软件, 对低比转速导叶式混流泵内部流动进行三维定常数值计算, 预测混流

收稿日期: 2020-04-04; 网络首发时间: 2021-04-22

网络首发地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/11.5020.TV.20210421.1626.001.html>

基金项目: 中国水科院科研专项(HM0145B222019)

作者简介: 易艳林(1989-), 硕士生, 工程师, 主要从事流体机械内部流动数值模拟。E-mail: 707293102@qq.com

泵水力性能，并选取五种流量工况，分析混流泵各过流部件水力损失及叶轮区、导叶区流态。

2 物理模型

2.1 几何模型 新开发的导叶式混流泵模型比转速为 277，设计流量 $Q_d = 800 \text{ m}^3/\text{h}$ ，设计扬程 $H_d = 25 \text{ m}$ ，转速 $n = 1800 \text{ r}/\text{min}$ 。其主要结构参数：水泵进口直径 $b_1 = 352 \text{ mm}$ ，水泵出口直径 $b_2 = 263 \text{ mm}$ ，叶轮外径 $D = 302 \text{ mm}$ ，叶轮进口直径 $D_1 = 226 \text{ mm}$ ，叶轮出口直径 $D_2 = 302 \text{ mm}$ ，叶轮叶片数 $Z = 5$ ，导叶片数 $Z_d = 8$ ，导叶进口直径为 $D_d = 334 \text{ mm}$ ，导叶出口直径为 $D_d = 352 \text{ mm}$ 。泵的结构图及三维模型分别如图 1 和图 2 所示，对泵的过流部件进行三维造型，将流体域分为进口段、叶轮、导叶及出口段，其中进口段和出口段根据水泵结构和计算需要，进行了适当延长。叶轮及导叶是导叶式混流泵的核心水力部件。叶轮作为唯一的做功部件，将电机的机械能直接传递给液体，以增加液体的动能和静压能。导叶体是能量转换装置，将叶轮甩出来的液体收集起来，使液体流速降低，将部分动能转变为压能，再经扩散管排出。

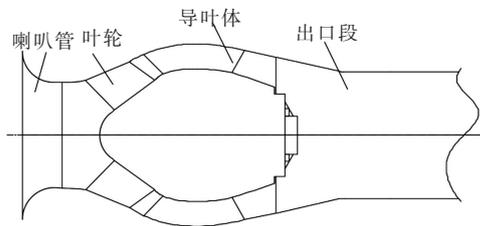


图1 混流泵结构图

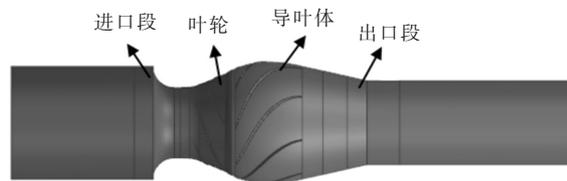


图2 混流泵三维模型图

2.2 网格划分 对导叶式混流泵各工作段采用六面体非结构网格，其中在近壁区进行网格加密，叶轮及导叶区计算网格如图 3 所示。为了消除网格数对计算结果的影响，进行网格无关性分析，在设计流量工况下做不同网格数量的离散，再分别进行数值模拟，预测水泵扬程，得到扬程和计算网格数之间的关系如图 4 所示，当网格数量大于 300 万个时，计算结果无明显变化。本文计算域总网格数量为 409 万个。

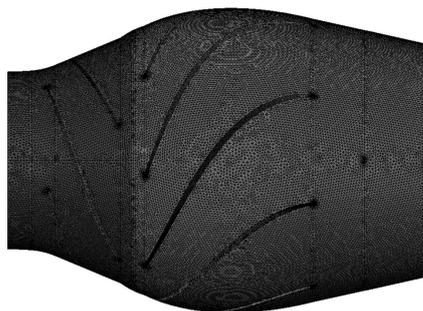


图3 叶轮及导叶区计算网格

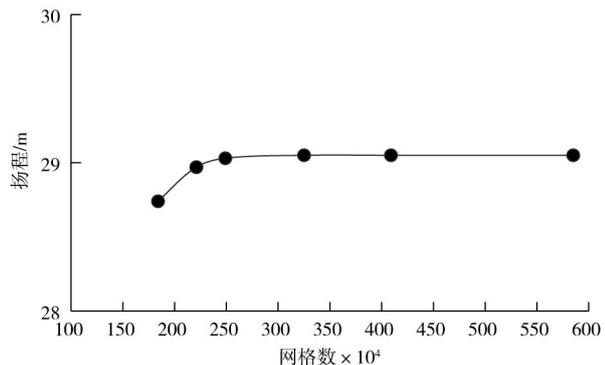


图4 网格数与混流泵扬程曲线

3 数值计算方法

3.1 湍流模型 混流泵内部流动为三维不可压缩湍流，流体运动满足质量守恒方程和动量守恒方程。质量守恒方程(连续性方程)：

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

动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial p}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

由于 SST $k-\omega$ 湍流模型在近壁区采用 $k-\omega$ 模型, 在充分发展湍流区采用标准 $k-\varepsilon$ 模型, 能很好模拟分离流、旋涡流等现象, 本文选用 SST $k-\omega$ 湍流模型进行数值计算。

湍动能 k 输运方程:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (3)$$

湍流脉动频率 ω 方程:

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial \omega}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\varepsilon}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (4)$$

其中, 湍流黏度 μ_t 与湍动能 k 和湍流脉动频率 ω 的关系式为:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (5)$$

式中: ρ 为流体密度; p 为压力; x_i 和 x_j 是坐标分量; u_i 和 u_j 是速度分量; P_k 是湍流生成速率; β' 、 α 、 β 、 σ_k 、 σ_ω 均为常数项。

3.2 边界条件 叶轮区域采用旋转坐标系, 其他区域采用静止坐标系。边界条件设置如下: 导叶和叶轮、叶轮与进口段的动静交界面采用混合面法(Mixing-Plane), 以消除叶轮叶片与导叶相对位置变化造成的影响; 固体壁面设置为无滑移, 近壁面采用自动壁面处理函数; 进口边界条件为质量流量; 出口边界条件为静压。

4 计算结果及分析

4.1 外特性曲线分析 在不考虑容积损失及摩擦损失的条件下, 通过给定不同流量, 模拟导叶式混流泵真实运行工况, 获得水泵性能, 计算结果见表 1, 由此绘制的性能曲线如图 5 所示。从图 5 中可以看出: (1)在设计流量工况点 $Q_d = 800 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程为 29.05 m。当流量从 $1.0 Q_d$ 减小至 $0.5 Q_d$, 扬程随着流量的减小而减小, 随着流量继续减小, 扬程有明显上升趋势。(2)在设计流量工况点

表 1 导叶式混流泵数值计算结果

流量/(m^3/h)	扬程/m	效率/%
291	28.98	41.20
400	26.71	48.77
480	26.59	54.18
600	27.68	69.24
640	27.70	72.52
720	28.09	80.23
760	28.30	84.33
800	29.05	90.29
880	27.61	92.70
920	26.70	93.25
960	25.51	92.80
1120	19.72	85.43

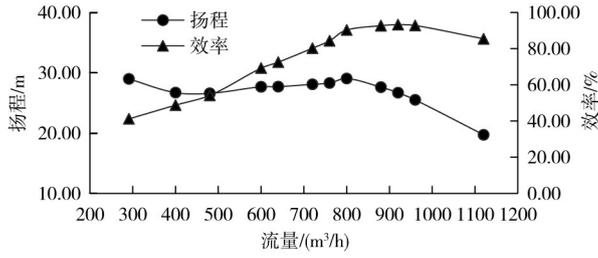


图5 混流泵外特性曲线

$Q_d = 800 \text{ m}^3/\text{h}$ ，效率为 90.29%，流量增大至 $1.15Q_d = 920 \text{ m}^3/\text{h}$ 时，混流泵效率最高。大流量工况区，效率曲线较平坦，效率较高。

4.2 各过流部件水力损失 选取五种流量工况，统计混流泵各过流部件水力损失情况，定义混流泵除叶轮外各过流部件损失 L_1 如下：

$$L_1 = \frac{P_{\text{出口总压}} - P_{\text{进口总压}}}{P_{\text{水泵出口总压}} - P_{\text{水泵进口总压}}} \cdot 100\% \quad (6)$$

式中：叶轮区水力损失 L_1 由混流泵总损失减去叶轮外各过流部件损失得到，%； $P_{\text{进口总压}}$ 为各过流部件进口处总压； $P_{\text{出口总压}}$ 为各过流部件出口总压。

表2 五种流量工况下各过流部件水力损失

流量/(m^3/h)	叶轮区损失/%	导叶区损失/%	出口段损失/%	进口段损失/%	导叶区及出口段总损失/%
600/ $0.75Q_d$	65.65	27.45	6.86	0.04	34.31
720/ $0.9Q_d$	78.83	14.81	6.30	0.06	21.11
800/ $1.0Q_d$	91.19	6.30	2.44	0.07	8.74
920/ $1.15Q_d$	94.61	3.42	1.88	0.09	5.30
1120/ $1.4Q_d$	82.70	10.69	6.43	0.18	17.12

如表2所示，五种流量工况下，进口段损失均较小。流量为 $0.75Q_d$ 、 $0.9Q_d$ 工况下，导叶区和出口段损失均较大，导叶区及出口段总损失占混流泵总损失的 34.31%、21.11%，随着流量增大 ($1.0Q_d$ 、 $1.15Q_d$ 、 $1.4Q_d$)，导叶区及出口段损失均减小，主要损失集中在叶轮区，分别占混流泵总损失 91.19%、94.61%、82.70%。

4.3 混流泵内部流态分析

4.3.1 全流道流态分析 图6为混流泵在五种流量工况下的全流道3D流线图，如图6所示，流体由进口段进入叶轮后，沿叶轮叶片出口边流出，并均匀流入导叶体内，经导叶体的能量转换和消除环

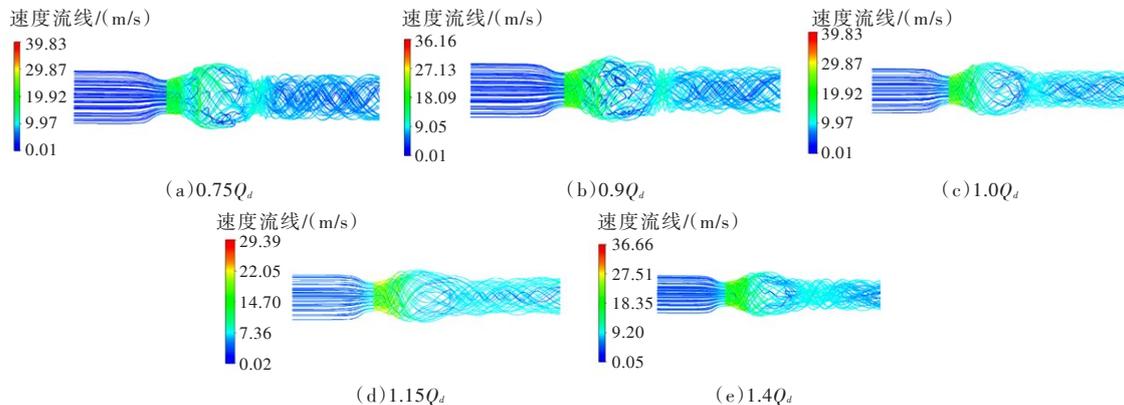


图6 五种流量下混流泵全流道流线图

量后从出口管流出。整体看，各流量工况下进口段流态均较好；流道内水流速度随着流量的增大而增大，在叶轮流道内更明显，而在导叶区流体速度变化较小，主要是因为叶轮是混流泵的能量转换部件，流体经过叶轮做功使得流速增加。 $0.75Q_d$ 、 $0.9Q_d$ 流量工况时，出口段存在比较明显的与叶轮旋转方向一致的旋涡流，剩余环量较大。随着流量不断增大($1.0Q_d$ 、 $1.15Q_d$ 、 $1.4Q_d$)，出口处旋涡流减弱，整体流态得到改善，出口处剩余环量减小，其中流量为 $1.15Q_d$ 时，出口旋涡流最弱，流线最平顺。

4.3.2 叶轮区流态分析 图7为五种流量工况下叶片工作面的压力云图。如图7所示，叶片工作面上的压力从叶片进口边往出口边逐渐增加。 $0.75Q_d$ 、 $0.9Q_d$ 流量工况下，在叶片出口靠近轮毂处出现小范围高压区，随着流量加大，出口靠近轮毂处高压区消失。 $1.4Q_d$ 流量工况时，工作面进口处出现明显低压区，且工作面出口靠近轮缘处出现大面积高压区。

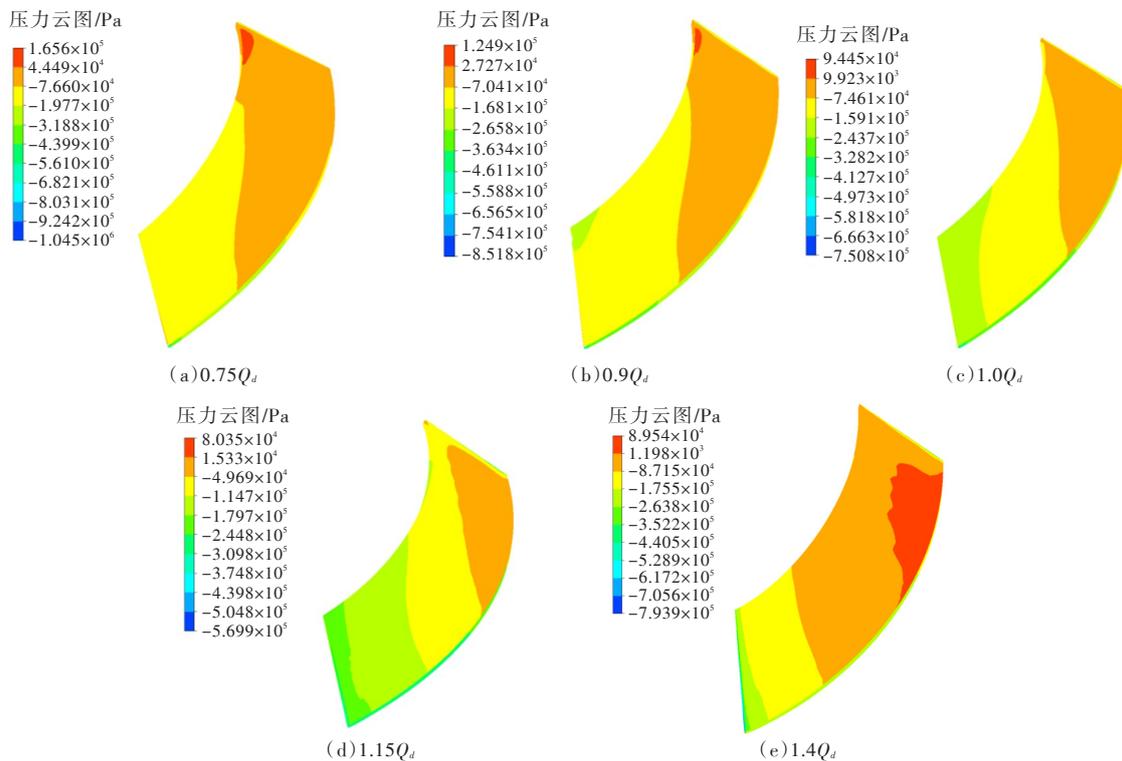


图7 五种流量工况叶轮工作面压力云图

图8为叶片背面在五种流量工况下的压力云图。总体看，叶片背面静压强度从进口边往出口边方向逐渐增加，五种流量工况下叶片背面压力分布较均匀。 $0.75Q_d$ 流量工况时，叶片背面进口边开始出现低压区，随着流量增大，进口压力逐渐增大，在 $1.4Q_d$ 流量工况时，进口边出现高压区。

将叶轮工作面与背面压力云图进行对比发现，叶片入口处工作面和背面的压力随着流量变化而变化。在设计流量工况及最优效率工况时，水流运动方向与叶片进口形状一致，冲击损失较小。小流量工况($0.75Q_d$)，来流方向与叶片进口形成正冲角，导致叶片背面流动分离，在叶片背面入口处出现低压区；大流量工况($1.4Q_d$)，来流方向与叶片形成负冲角，叶片工作面出现流动分离，导致叶片工作面入口处出现低压区，叶片入口处的冲击现象是造成叶轮区水力损失的重要原因。

4.3.3 导叶区流态分布 图9为 $Z=0$ 截面导叶区流速分布图。如图9所示， $0.75Q_d$ 及 $0.9Q_d$ 流量工况下，导叶区出现流动分离形成低压区，且流道内有较强的旋涡流，随着流动扩散到导叶出口直至全流道；流量增大至 $1.0Q_d$ ，流动分离现象得到改善，但出口处旋涡流仍存在，随着流量继续增大，导叶区流态继续改善，流动分离及旋涡流动消失。

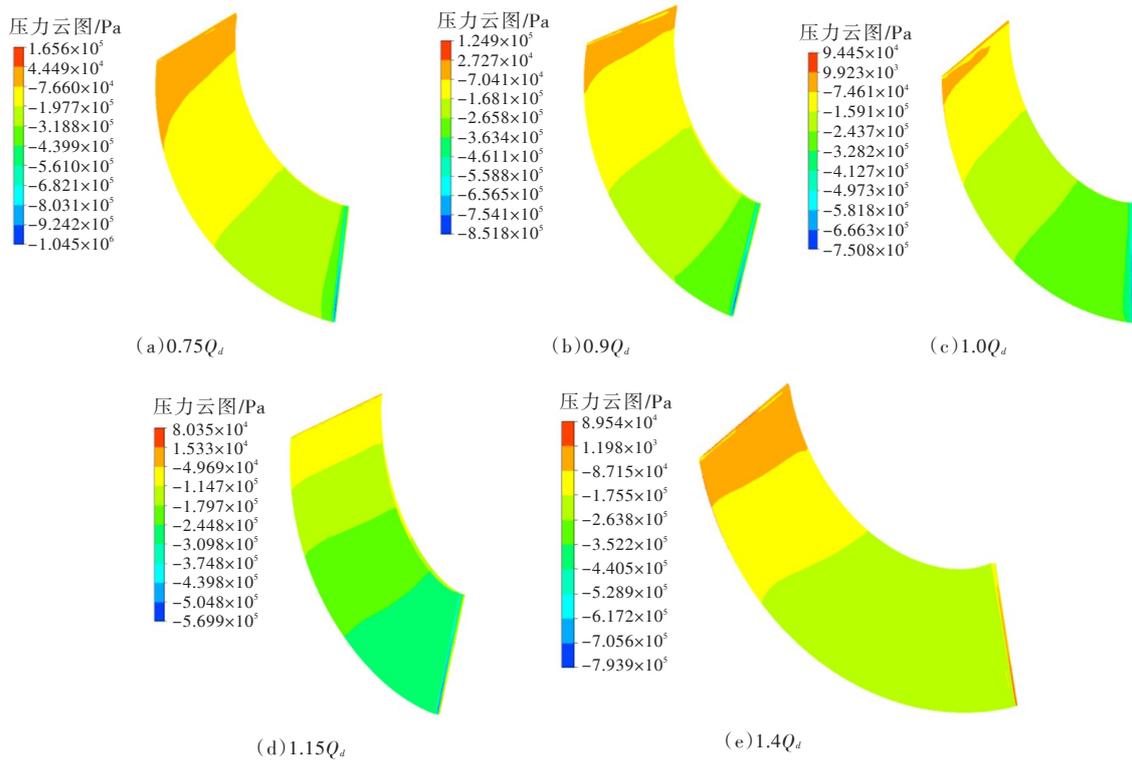


图8 五种流量工况叶轮背面压力云图

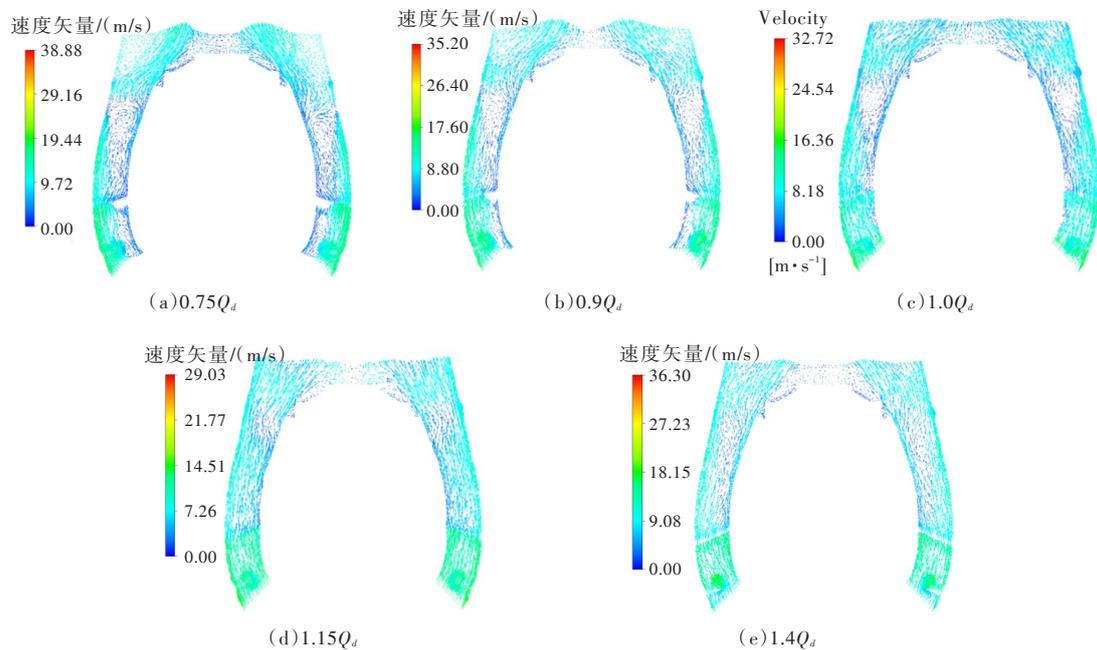


图9 $Z=0$ 截面导叶区流速分布图

5 结论

(1)设计流量工况点，混流泵扬程为 29.05 m，效率为 90.29%。当流量从 $1.0Q_d$ 减小至 $0.5Q_d$ ，扬程随着流量减小而减小，流量继续减小，扬程有明显上升趋势。设计流量及大流量工况运行效率较高。

(2)小流量工况 ($0.75Q_d$ 、 $0.9Q_d$)，导叶区和出口段损失均较大，导叶区及出口段总损失占混流

泵总损失的34.31%、21.11%，随着流量增大($1.0Q_d$ 、 $1.15Q_d$ 、 $1.4Q_d$)，水力损失主要来自于叶轮区。

(3)五种流量工况，叶轮叶片工作面、背面压力分布梯度较均匀，小流量工况($0.75Q_d$)叶片背面入口处出现低压区，大流量工况($1.4Q_d$)叶片工作面入口处出现低压区，叶片入口处的冲击现象是造成叶轮区水力损失的重要原因。

(4)小流量工况($0.75Q_d$ 、 $0.9Q_d$)，导叶区出现流动分离，且流道内有较强的旋涡流，随着流量增大，导叶区流态逐渐改善，流动分离及旋涡流动消失。流动分离及旋涡流动是造成导叶区及出口段水力损失的重要原因。

参 考 文 献:

- [1] 邴浩,曹树良,谭磊,等.混流泵导叶对其性能的影响[J].排灌机械工程学报,2012,30(2):125-130.
- [2] KIM S, CHOI Y S, LEE K Y. Design optimization of mixed-flow pump impellers and diffusers in a fixed meridional shape[C]//Proceedings of the 10th Asian International Conference on Fluid Machinery, 2010: 287-296.
- [3] 贾瑞宣,徐鸿.低比转速混流泵叶轮优化设计[J].排灌机械工程学报,2010,28(2):98-102.
- [4] 蒋文青,郑源,孙奥冉.导叶式混流泵水力性能优化的数值模拟[J].水电能源科学,2017,35(4):166-168,105.
- [5] OH H W, YOON E S. Hydrodynamically detailed performance analysis of a mixed-flow waterjet pump using computational fluid dynamics[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2008, 222(9): 1861-1867.
- [6] 翟杰,祝宝山,李凯,等.低比转数混流泵导叶内部压力脉动特性研究[J].农业机械学报,2016,47(6):42-46.
- [7] 杨从新,杜媛英,黎义斌.叶轮与导叶体之间的距离对混流泵水阻系数及效率的影响[J].流体机械,2012,40(10):13-17.
- [8] 李海峰,潘再兵,霍幼文.基于CFD的低比转速混流泵模型开发[J].上海电气技术,2014,7(3):41-46.
- [9] 姚凌钧.高速应急排水泵内流特性数值模拟和试验研究[D].镇江:江苏大学,2018.
- [10] 刘琦.高比转速混流泵内部流场数值模拟与性能预测[D].镇江:江苏大学,2006.
- [11] 谢丽华,王福军,何成连,等.15度斜式轴流泵装置水动力特性实验研究[J].水利学报,2019,50(7):98-805.
- [12] 贺蕾,高忠信.水泵水轮机导叶间不同周向偏距对水力效率的影响研究[J].中国水利水电科学研究院学报,2019,17(5):386-393.
- [13] 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,2009,27(1):15-18.

Analysis of hydraulic performances in a low specific speed mixed-flow pump with guide vanes

YI Yanlin, ZHANG Zhimin, WANG Wanpeng, HE Lei, WANG Wuchang
(China Institute of Water Resources and Hydropower Research, Beijing 100038, China)

Abstract: In order to study the hydraulic performance of low specific speed mixed-flow pump with guide vanes, the inner flow of the pump was simulated based on the steady 3D turbulent Reynolds averaged N-S equations and SST $k-\omega$ turbulence model. The relationships of hydraulic head and efficiency with rate of flow are calculated to predict energy characteristic of the pump. The hydraulic loss of flowing parts and flow field characteristic under five typical conditions are given. The results indicate that under the condition of low flow rate($0.75Q_d$ 、 $0.9Q_d$), flow separation and vortex flow in guide vane area are the main causes of the large hydraulic loss in guide vane area and outlet. With the increase of flow rate($1.0Q_d$ 、 $1.15Q_d$ 、 $1.4Q_d$), the impact phenomenon of blade inlet is the main cause of the large hydraulic loss in impeller area.

Keywords: low specific speed mixed-flow pump with guide vanes; hydraulic performance; flow field analysis; numerical simulation

(责任编辑:王学风)