

# 多级离心泵的单级增效研究

单建华, 朱亮亮, 叶俊

(安徽工业大学机械工程学院, 安徽 马鞍山 243032)

**摘要:**为提高D46-50X4型多级离心泵的单级运行效率,使用CFX流体分析软件,选取 $k-\varepsilon$ 湍流模型,对其内部流场进行数值模拟,得出减损其效率的主要原因,设计新的导叶及叶轮,并对离心泵原始模型与改进模型的流场进行数值模拟与分析。结果表明:离心泵的原始模型中叶轮流道进口与导叶扩散段进口均存在明显漩涡,严重降低该型泵的效率;通过减小叶轮外径和调整叶轮流道型线,改进原始模型中的圆盘摩擦损失及叶轮流道内漩涡堵塞;标准工况下,与原始模型相比,改进模型单级扬程提高4.4 m,单级效率提高6.4%,达到了国家标准。

**关键词:**多级离心泵;单级效率;单级扬程;流场分析

**中图分类号:** TP 311 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-7872.2016.03.010

## Research on Single-stage Efficiency of Multistage Centrifugal Pump

SHAN Jianhua, ZHU Liangliang, YE Jun

(School of Mechanical Engineering, Anhui University of Technology, Ma'anshan 243032, China)

**Abstract:** In order to improve the single-stage efficiency of D46-50X4 multistage centrifugal pump, the  $k-\varepsilon$  turbulence model was employed, and with CFX fluid analysis software the numerical simulation of the internal flow field was carried on to find out the main reason of efficiency loss. Then new guide vane and impeller were designed, the flow fields of the original model and improved model were simulated and analyzed. The results indicate that in the original model of centrifugal pump, the entrances of the impeller and the diffuser section of guide vane have obvious vortex, which seriously reduces the efficiency of the pump. By decreasing the impeller diameter and adjusting the shape line of impeller, the disk friction loss and vortex in impeller flow passage of the original model are improved. Under standard operating conditions, compared with the original model, the single-stage head of the improved model is increased by 4.4 m, and the efficiency is increased by 6.4%, which meets the national standard.

**Key words:** multistage centrifugal pump; efficiency of single stage; head of single stage; flow field analysis

多级离心泵是以液体为工作介质,将原动机的机械能转换为液体能量的通用机械,其广泛应用于农业、石化等重要领域。目前,国内外学者对多级离心泵的研究多集中于其内部结构及能耗等方面,如吴大转等<sup>[1]</sup>发现内部泄露损失对多级离心泵的性能产生极大影响,叶轮与导叶间隙内的回流随流量的增加而逐渐减少;张学静<sup>[2]</sup>使用CFX软件对径向导叶式多级离心泵内流场进行数值模拟,发现叶轮进口处以及导叶进口处均存在二次回流特征;胡良波<sup>[3]</sup>用分离涡模拟方法得出叶片出口角与多级泵的扬程正相关,叶片包角与多级泵扬程负相关;宿向辉等<sup>[4]</sup>基于计算流体力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)模拟计算,提出了容积损失、圆盘摩擦损失和水力损失的计算方法,成功预测了一中低比转速两级泵的性能曲线;汪家琼等<sup>[5]</sup>对多级泵不

收稿日期:2016-03-16

基金项目:国家自然科学基金项目(51405001, 51375014);安徽省自然科学基金项目(1408085QW98)

作者简介:单建华(1979-),男,江西黎川人,博士,教授,主要研究方向为流体机械和图像处理。

同叶轮和导叶的组合进行流场分析,得出叶轮和导叶内部的涡流是降低多级泵水力效率的主要因素;Chakraborty等<sup>[6]</sup>认为叶轮出口过流面积与泵体喉部面积之比是离心泵性能的主要决定因素。

上述研究,仅选取离心泵的1~2个性能参数作为研究对象,无法反映其他关键参数对离心泵性能的影响。为此,笔者以D46-50X4型多级离心泵为研究对象,在考虑离心泵结构复杂的前提下,分析多个参数对该离心泵效率的影响,对其进行优化改进,并使用CFX流体分析软件对该离心泵改进模型进行数值模拟,以期寻找提高离心泵单级运行效率的途径。

## 1 理论计算方法

对多级离心泵内流场进行数值计算的过程中,采用标准  $k-\varepsilon$  模型。多级离心泵内部流动属于三维、黏性湍流流动,其运动规律符合质量方程和动量方程。通过联立求解这两个方程,可得出流体速度随时间的变化量<sup>[7]</sup>。质量守恒方程和动量守恒方程分别为:

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

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

式中:  $\rho$  是流体密度;  $u$  是速度;  $p$  是压力;  $t$  是时间;  $x$  是空间坐标;  $\mu$  是动力黏度;  $S$  是源项;  $x_i, x_j$  是方向坐标。使用标准  $k-\varepsilon$  模型使雷诺方程封闭,  $k$  方程,  $\varepsilon$  方程分别为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] + \frac{C_{1\varepsilon} \varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

式中:  $G_k$  是平均速度梯度引起的湍动能  $k$  的产生项;  $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$  是经验常数;  $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$  分别是湍动能  $k$  和耗散率  $\varepsilon$  对应的 Prandtl 数;  $\mu_i$  是湍动黏度。

## 2 原始模型流场分析

### 2.1 原始模型建立

D46-50X4 多级离心泵,输送介质为常温清水,标准工况下流量  $Q=46 \text{ m}^3/\text{h}$ ,转速  $n=2980 \text{ r/min}$ ,级数 4 级,比转速  $n_s=65.4$ 。叶轮主要几何参数:出口直径 210 mm,出口宽度 9 mm,进口安放角  $25^\circ$ ,出口安放角  $30^\circ$ ,叶片包角  $100^\circ$ ,叶片数 6 个;导叶主要几何参数:基圆直径 213 mm,喉部高度 13 mm,喉部宽度 13 mm,扩散段出口高度 21 mm,扩散段出口宽度 21 mm,正(反)导叶数 7 个。在 UG8.0 软件中完成多级离心泵整机三维模型,整机三维水体示意图如图 1,单级三维水体模型如图 2。

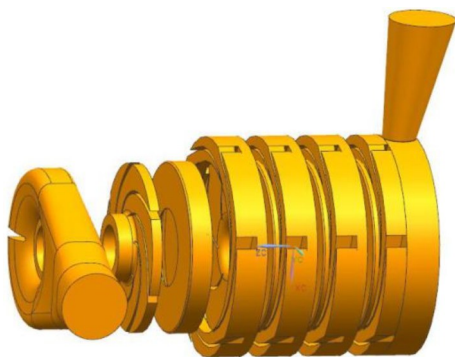


图1 多级离心泵整机三维示意图

Fig. 1 3D model of multistage centrifugal pump

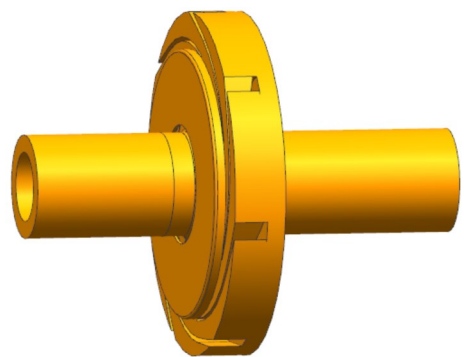


图2 原模型单级三维图

Fig. 2 3D model of original single stage

多级离心泵过流部件主要由吸水室、叶轮、泵腔、导叶、压水室及各种口环间隙组成<sup>[8]</sup>。D46-50X4 多级离心泵为 4 级相同的叶轮和导叶串联叠加而成,故选择其中一级进行三维全流场数值模拟,即可反映整机内

部流场分布情况<sup>[9]</sup>。考虑到计算机性能及水力优化的特点,选取的单级计算区域由进水段、叶轮、泵腔、导叶、出水段五部分水体组成,为获得较为稳定的数值计算结果,将模型的进口部分和出口部分简化为直管段并适当延长,图2中的液流方向为从左至右。

## 2.2 网格划分及边界条件

网格划分是CFD计算求解的关键步骤,也是耗时最长的环节<sup>[10]</sup>。网格的类型主要有结构网格、非结构网格和混合网格。其中非结构网格自动化程度高,网格划分速度快,适用于各种复杂几何形状<sup>[11]</sup>。结构网格需对几何结构进行拓扑构建,才能生成符合几何形状的块结构,无法适用于复杂的求解区域,应用范围窄。混合网格指模型中同时存在非结构网格及结构网格这两种类型的网格,主要缺点是模型中交接面处网格质量较差。本文运用ANSYS-Meshing对多级离心泵全流场模型进行非结构网格划分,并进行局部加密,叶轮、泵腔、导叶、进水段及出水段的网格划分结果如图3。

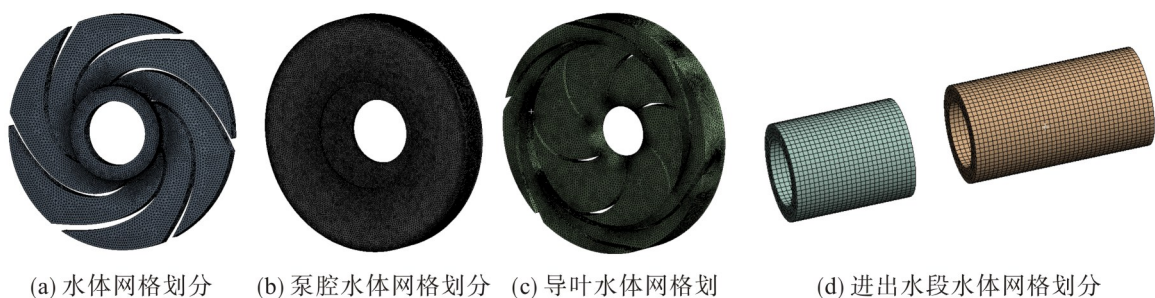


图3 网格划分示意图

Fig. 3 Meshing diagram

多级离心泵输送介质为常温常压下的清水,常温常压条件下水密度为 $997 \text{ kg/m}^3$ ,边界条件设置为速度进口、自由流动压力出口,壁面采用无滑移边界条件,并设置壁面粗糙度为 $0.025 \text{ mm}$ ,设定叶轮旋转速度为 $2980 \text{ r/min}$ 。进水段水体与叶轮水体、叶轮水体与泵腔水体间的交界面属于动静耦合交界面,其中泵腔水体与叶轮前后盖板接触面设置为旋转面,旋转速度大小与方向均与叶轮相同,设定收敛精度 $10^{-5}$ ,最大迭代步数 $2000$ 步,选择标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型,对多级离心泵内部流场进行数值计算。

## 2.3 原始模型流场分析

标准工况下,原始模型内部静压分布如图4,流线分布如图5。由图4可知:进口处静压最低,随着叶轮对水做功,静压逐渐增加,叶轮出口处达最大;导叶收集叶轮出口的高速液流将水流部分速度能转换为压力能;在同一半径处叶片工作面压力明显高于背面压力值。

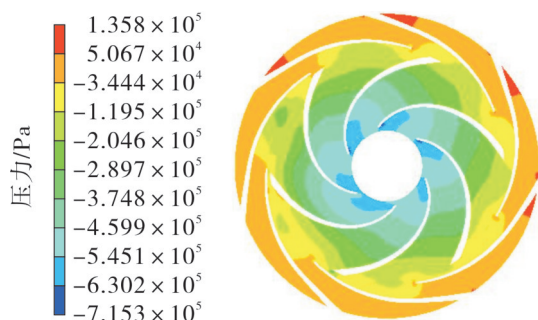


图4  $Q=46 \text{ m}^3/\text{h}$ 时原模型静压分布

Fig. 4 Distribution of static pressure of original model at  $46 \text{ m}^3/\text{h}$

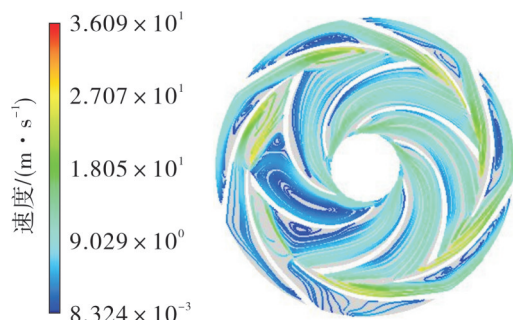


图5  $Q=46 \text{ m}^3/\text{h}$ 时原模型流线分布

Fig. 5 Distribution of velocity streamline of original model at  $46 \text{ m}^3/\text{h}$

由图5可知:液流从进水端流入叶轮后,叶片进口处存在明显低速区域,叶轮高速旋转对水流做功,使液流在叶轮出口处速度达最大;在流量为 $46 \text{ m}^3/\text{h}$ 的标准工况下,原始模型叶轮流道进口被漩涡堵塞,导叶扩散段进口也存在明显漩涡,这些漩涡极大减损了该多级泵的效率。

使用CFX软件计算得到标准工况下原始模型的扬程为 $55.7 \text{ m}$ ,效率为 $57.4\%$ ,此效率值低于该比转速多级离心泵对应的国家标准效率 $61.5\%$ <sup>[12]</sup>。

### 3 改进模型流场分析

#### 3.1 改进措施

针对原模型中存在叶轮流道进口处漩涡堵塞、导叶扩散段流动不畅通、整体运行效率偏低等问题,采取以下相应解决措施:

- 1) 略微减小叶轮进口直径,以利于叶轮轴面投影光滑过渡;
- 2) 在扬程得到保证的情况下,减小叶轮外径,即降低叶轮前后盖板圆盘摩擦损失,提高水力效率;
- 3) 增大叶片包角和叶片出口宽度,使液流与叶片作用面积增大,并且减小液流进入导叶的冲击损失;
- 4) 减小导叶基圆直径,使其与叶轮外径相配合;
- 5) 增加正导叶进口喉部高度和宽度,使液流进入导叶之后流动更充分;
- 6) 增加正导叶进口角度,使其与叶轮出口液流角相配合,使从叶轮出来的水流尽可能少地与导叶进口相撞击。

根据以上措施,设置改进模型叶轮主要几何参数:出口直径200 mm,出口宽度12 mm,进口安放角 $25^\circ$ ,出口安放角 $30^\circ$ ,叶片包角 $120^\circ$ ,叶片数6个。导叶主要几何参数:基圆直径203 mm,喉部高度14 mm,喉部宽度14 mm,扩散段出口高度20 mm,扩散段出口宽度20 mm,正(反)导叶数6个。

#### 3.2 改进模型流场分析

通过三维建模及数值模拟,得到标准工况下改进模型内部静压分布如图6,流线分布如图7。

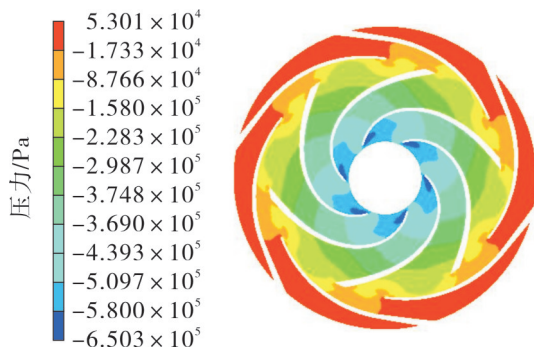


图6  $Q=46 \text{ m}^3/\text{h}$ 时改进模型静压分布

Fig. 6 Distribution of static pressure of improved model at  $46 \text{ m}^3/\text{h}$

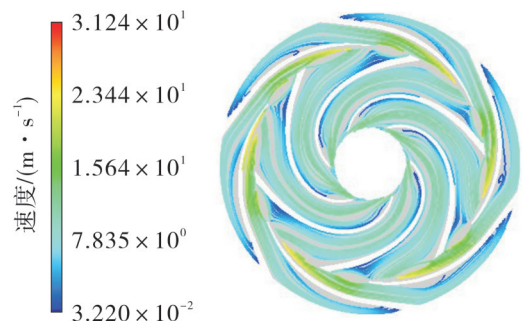


图7  $Q=46 \text{ m}^3/\text{h}$ 时改进模型流线分布

Fig. 7 Distribution of velocity streamline of improved model at  $46 \text{ m}^3/\text{h}$

由图6可知,与原始模型相比,改进模型压力分布更加规整、层次性更好,从叶轮进口至导叶内,压力逐渐增高,过渡均匀。由图7可知:无论是叶轮的各分流道还是导叶内的各分流道,均不存在明显漩涡,液体流动充分均匀;叶轮流道内工作面附近仍存在漩涡,但与原始模型相比明显减小,且叶轮流道流线更加均匀流畅,进口堵塞现象完全消失。

为对比分析原始模型和改进模型不同工况条件下多级离心泵内部流动的变化规律,选用流量为23.0, 36.8, 46.0, 69.0, 92.0  $\text{m}^3/\text{h}$  5个典型工况点,模拟分析多级离心泵原始模型和改进模型在不同工况条件下扬程( $H$ )和效率( $\eta$ )的变化情况,结果如图8。

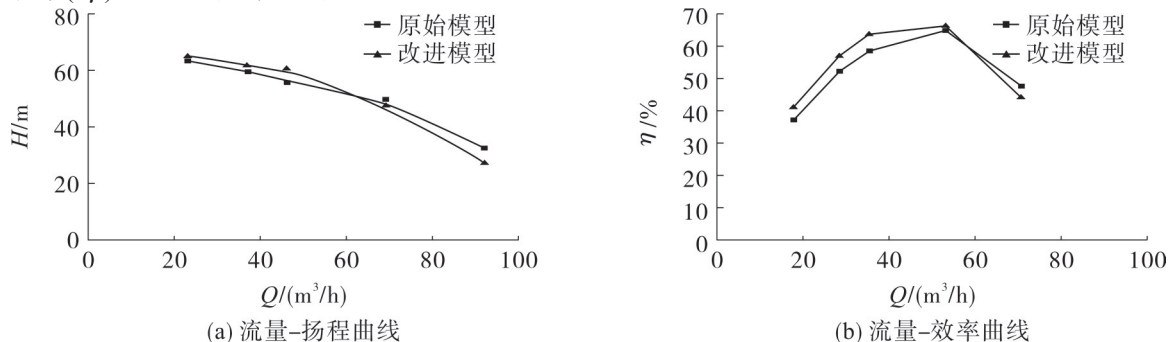


图8 原模型与改进模型单级性能对比

Fig. 8 Performance contrast of single stage between original and improved model

由图 8(a)可知:原始模型与改进模型扬程曲线变化趋势一致,流量为 23.0, 36.8, 46.0 m<sup>3</sup>/h 3 种工况下,改进模型扬程  $H$  均高于原始模型;流量为 69.0, 92.0 m<sup>3</sup>/h 2 种工况下,改进模型扬程小于原始模型,改进模型流量扬程曲线比原始模型更加陡降。由图 8(b)可知:流量为 23.0, 36.8, 46.0, 69.0 m<sup>3</sup>/h 4 种工况下,改进模型效率  $\eta$  均高于原始模型;流量为 92.0 m<sup>3</sup>/h 工况下,改进模型效率小于原始模型。改进方案高效点相对原始模型向左偏移,且高效区比原始模型更加宽广。

从图 8 可以看出,改进模型在标准工况下的单级扬程为 60.1 m,单级效率 63.8%,高于该比转速多级离心泵对应的国家标准效率 61.5%,较原始模型扬程提高了 4.4 m,效率提高了 6.4%。由此表明,改进模型在减小叶轮外径并调整叶轮型线后,极大降低了叶轮的圆盘摩擦损失和流道内的漩涡堵塞,使 D46-50X4 型多级离心泵单级效率显著提升。

## 4 结 论

选取 D46-50X4 型号多级离心泵作为研究对象,使用 CFX 软件对多级离心泵中的单级进行模拟仿真,获得内部场静压与流线分布及离心泵扬程与效率,得到以下结论:

- 1) 该离心泵原始模型中,叶轮流道进口与导叶扩散段进口均存在明显漩涡,致使内流场紊乱,效率偏低;
- 2) 通过减小叶轮外径、调整叶轮流道型线,改进原始模型中的圆盘摩擦损失及叶轮流道内漩涡堵塞,标准工况下该离心泵改进模型较原始模型,其单级扬程提高了 4.4 m,单级效率提高了 6.4%。

### 参考文献:

- [1] 吴大转,许斌杰,武鹏,等. 多级离心泵内部间隙流动与泄露损失[J]. 浙江大学学报, 2011, 45(8):1393-1398.
- [2] 张学静. 多级导叶式离心泵的内部流动及能量性能预测[D]. 兰州:兰州理工大学, 2004:13-17.
- [3] 胡良波. 叶轮几何参数对多级离心泵性能的影响[J]. 华东理工大学学报, 2014, 40(5):131-136.
- [4] 宿向辉,孔繁余,陈浩,等. 离心泵径向导叶正叶片参数的优化设计[J]. 农业工程学报, 2012, 28(23):40-44.
- [5] 汪家琼,孔繁余. 多级离心泵叶轮与导叶水力性能优化研究[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2013, 41(3):92-96.
- [6] CHAKRABORTY S, ROY B. Numerical analysis on effects of blade number variations on performance of centrifugal pumps with various rotational speeds[J]. Journal of Current Engineering and Technology, 2012, 2(1):143-152.
- [7] 李朝祥,朱进军,汪泽,等. 中间包流场数值模拟[J]. 安徽工业大学学报(自然科学版), 2011, 28(2):110-115.
- [8] 吴贤方,谈明高,刘厚林,等. 离心泵出口角对能量性能影响的 CFD 研究[J]. 中国农村水利水电, 2008(11):104-106.
- [9] 张翔,王洋,徐小敏,等. 叶片包角对离心泵性能的影响[J]. 农业机械学报, 2010, 41(11):38-42.
- [10] 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.
- [11] 曹卫东,刘光辉,刘冰. 两级离心泵径向导叶水力优化[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(8):663-668.
- [12] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社, 2001:77-82.

责任编辑:何莉