

# IS 型离心泵内部流动的三维数值模拟

黄远民, 李 昶, 崔巧玲  
(浙江理工大学流体传输及应用实验室, 杭州 310018)

**摘 要:** 基于标准 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型和 SIMPLEC 算法,采用 Fluent 软件对一台 IS 型离心泵内部整个三维流场,在不同工况下分别进行了定常湍流计算,并分析了不同工况下内部流动的差异性,获得了离心泵各过流部件内的流动特性,发现隔舌的存在导致泵内流动呈现非对称性。在数值模拟的基础上,得到该离心泵的性能曲线,并与试验性能曲线进行对比,结果显示两者在总体上吻合。

**关键词:** 离心泵; 数值模拟; 性能预测

**中图分类号:** TH311      **文献标识码:** A

## 0 引 言

近年来,随着计算机技术、数值模拟计算方法及计算流体力学等飞速发展,对离心泵内部的全三维湍流流动数值模拟已成为可能,而实现离心泵内部流动的数值模拟对泵的优化设计、改善水力性能以达增效节能具有重要现实意义<sup>[1]</sup>。通过对离心泵内部的全三维湍流流动进行数值模拟,能够在水力模型的设计前期有效地减少模型制作与试验的次数,从而缩短产品设计周期,减少设计成本,对计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)技术的熟练掌握与灵活应用有很大帮助,能够在离心泵水力模型设计的过程中取得事半功倍的效果<sup>[2-3]</sup>。

本文对 IS 型离心泵内部全流场进行了不同工况三维湍流计算。在数值模拟的基础上,得到该离心泵的性能曲线,并与性能试验曲线进行对比,两者总体上吻合。依据计算结果,比较分析了蜗壳隔舌对叶轮内部流动的影响,并揭示了离心泵内的流动规律,为高效离心泵的优化设计提供了理论依据。

## 1 计算模型及边界条件

### 1.1 计算模型

模型泵的主要参数见表 1。

表 1 离心泵的主要参数						
参数	流量 $Q/(m^3/h)$	扬程 $H/m$	转速 $n/(r/min)$	叶轮外径 $D/mm$	进口直径 $D_1/mm$	叶片数 $Z/片$
数值	12.5	20	2 900	125	44	5

应用分块技术对全流场进行网格划分,网格总数为 850 575。利用 $k-\epsilon$ 湍流模型封闭 N-S 方程,其中进口湍动能  $\kappa$  和耗散率  $\epsilon$  经验公式为:

$$\begin{cases} \kappa = \frac{3}{2}(ul) \\ \epsilon = C_{\mu}^{\frac{3}{4}} \frac{\kappa^{3/2}}{l} \end{cases} \tag{1}$$

收稿日期: 2010-06-28  
基金项目: 国家自然科学基金项目(51076144);浙江省重大科技专项重点社会发展项目(2009C13006)  
作者简介: 黄远民(1983—),男,江西吉安人,硕士研究生,主要从事流场测试研究。  
通讯作者: 李 昶,电子邮箱: liyi@zstu.edu.cn

式(1)中, $l$ 为湍流长度比例,与水力直径有关; $C_\mu$  值取 0.09<sup>[4]</sup>。

1.2 边界条件

a)进口边界条件

在进口管进口面处,给定速度值  $V_{in}$ ,且假设进口速度方向垂直于进口断面。

b)出口边界条件

假定压水室出口边界处流动已达到充分发展,选定 Outflow。

c)壁面边界条件

叶轮和蜗壳与流体相接触的所有壁面均采用无滑移固壁条件,在近壁区采用标准壁面函数法。计算中考虑重力对流场的影响。

2 试验与计算的对比分析

2.1 性能参数计算公式

通过对 10 种工况下离心泵的整机系列相对位置定常流动进行计算,得出离心泵在不同工况下的扬程、效率和轴功率。计算公式如下。

扬程:

$$H=\frac{P_{out}-P_{in}}{\rho g}+h$$

(2)

式(2)中: $P_{out}$ 为蜗壳出口的总压, $P_{in}$ 为叶轮进口的总压; $g$ 为重力加速度; $h$ 为出口平面至入口管路中心轴线的垂直距离; $\rho$ 为流体密度。

原动机通过转轴输出的功率,一部分传递给叶轮对流体做功并克服圆盘摩擦损失,另一部分则被轴承和轴端密封摩擦损失所消耗。所以轴功率可以通过下式确定:

$$P=M\omega+\Delta P_m$$

(3)

式(3)中: $M$ 为作用在叶轮前后盖板的内外表面及叶片上的力矩矢量之和; $\omega$ 为叶轮的旋转角速度; $\Delta P_m$ 为轴承和轴端密封摩擦损失功率,按设计工况下轴功率的 2%选取<sup>[5]</sup>。

效率:

$$\eta=\frac{\rho g H Q}{P}$$

(4)

式(4)中: $Q$ 为流体的体积流量。

在上述各个计算公式中,除了  $\Delta P_m$  需要进行估算外,其它各项变量的大小均可以通过 Fluent 的数据报告功能获得。

2.2 性能计算结果与试验对比

在仿真计算的基础上,根据上述公式进行计算,扬程计算值和试验值对比曲线见图 1,扬程的计算值与试验值误差见表 2。

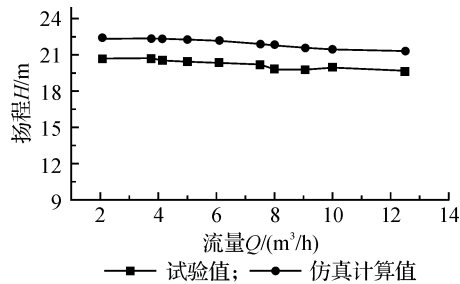


图 1 扬程—流量计算值和试验值曲线

表 2 扬程的计算值与试验值误差

流量 /(m³/h)	扬程		
	试验值/m	计算值/m	误差/%
2.09	20.69	22.38	8.17
3.75	20.67	22.36	8.18
4.15	20.58	22.34	8.55
5.00	20.44	22.27	8.95
6.08	20.38	22.16	8.73
7.50	20.18	21.92	8.62
8.00	19.84	21.80	9.87
9.06	19.77	21.57	9.11
10.00	19.96	21.36	7.01
12.50	19.61	21.32	8.72

总体来看,各项性能参数计算值的相对误差都不大,扬程随流量的增加而降低,符合泵的一般特性规律。

图 2 和图 3 分别为轴功率和效率的计算曲线与试验曲线之间的比较。从总体来看,不论是轴功率还是效率,计算值与试验值的吻合程度还是比较好,计算性能曲线能够比较准确地反映出轴功率和效率随流量的变化趋势,均证明本次数值模拟结果可信。

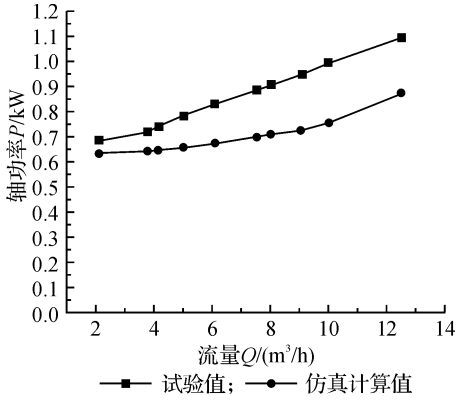


图 2 轴功率—流量计算值和试验值曲线

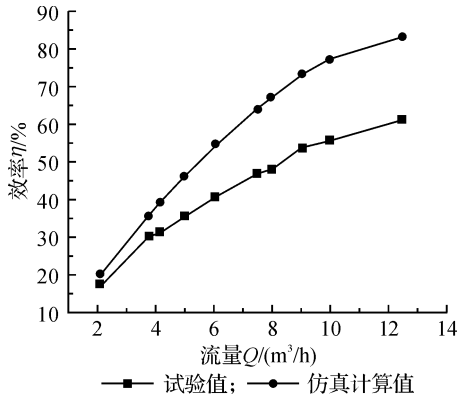


图 3 效率—流量计算值和试验值曲线

2.3 计算结果与分析

图 4 为 3 个不同工况( $Q=1.0Q_d, Q=0.4Q_d, Q=1.2Q_d, Q_d=12.5\text{ m}^3/\text{h}$ )泵流道内流动的静压分布图。由图 4 可知,3 种工况下,流道静压均呈局部的非对称性,其中,a)设计流量工况下( $Q=1.0Q_d$ ),叶轮内不对称分布的静压集中于蜗壳近隔舌端附近的叶轮流道内。由于隔舌的阻碍作用,使其压力分布与其他流道内的分布明显不同并出现局部压力的最高点。b)小流量工况下( $Q=0.4Q_d$ ),蜗壳由隔舌至出口扩散段部分压力变化明显。c)大流量工况下( $Q=1.2Q_d$ )叶轮流道压力分布的非对称性与其他两种工况类似,但最高压力值逐渐降低,蜗壳由隔舌到出口扩散段部分压力变化缓慢。

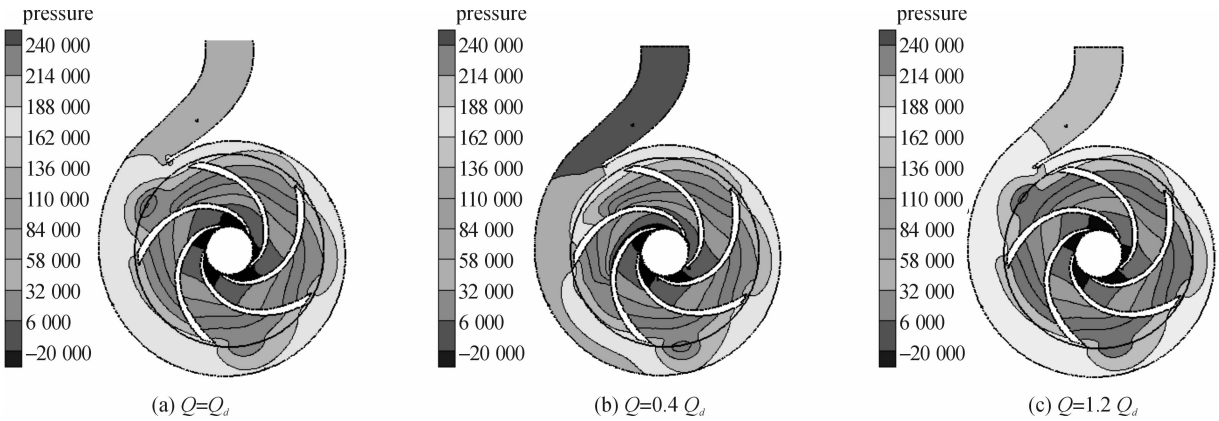


图 4 不同工况下泵流道内流动的静压分布

由于蜗壳几何结构的不对称性,蜗壳与叶轮的相互影响使叶轮内压力分布在各计算工况下均呈非对称性。由叶轮的入口至出口,随叶轮的旋转做功,压力逐渐增大,不同的流道压力分布有差异。位于同一圆周半径上,近隔舌流道内的压力明显高于远离隔舌流道内的压力,且在大流量工况下蜗壳由隔舌至出口扩散段部分的压力变化明显。

图 5 为 3 个不同工况下离心泵叶轮的相对速度矢量图。由图 5(a)可知,由于蜗壳隔舌的影响,在近蜗壳隔舌的叶轮流道内出现旋涡,由蜗壳隔舌对液流的阻碍而使流体质点的流态紊乱。由图 5(b)可知,在小流量工况时,叶轮流道内旋涡现象加剧且产生回流。由图 5(c)可知,在大流量工况下,叶轮流道内旋涡现象随流量的增加稍减弱,但仍有少部分回流区。

由上述不同流量工况计算结果可看出蜗壳隔舌对叶轮流道内流场的影响。流体在蜗壳内部流速较均匀,随流体流向出口,速度逐渐降低,近喉部时明显减小。压力值逐渐增大,符合能量守恒定律。叶轮内流动

呈局部非对称性,由于蜗壳隔舌对液流的阻碍,在近蜗壳隔舌的叶轮流道内出现漩涡,在大流量下漩涡现象加剧。蜗壳内大部分液体无冲击进入扩散管,但由于隔舌的影响,部分液体方向改变,少部分液体从隔舌回流蜗壳中,且流量较大时易回流。

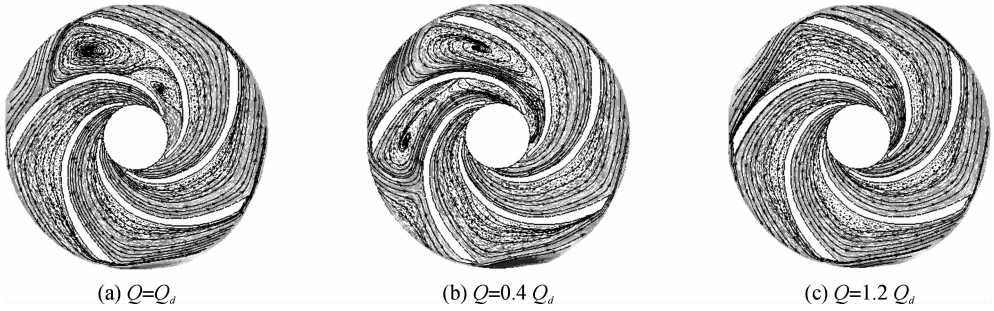


图 5 不同工况下离心泵叶轮的相对速度矢量图

3 结 论

a)通过对不同工况下离心泵内流场三维流动的数值模拟得出,蜗壳几何结构的非对称性及蜗壳与叶轮的相互作用是导致泵内流场不对称的主要原因,需对泵设计做进一步完善,并对隔舌部分进行局部改进,以提高泵的性能。

b)采用标准 $k-\epsilon$ 模型的离心泵仿真结果与试验吻合度较好,能够准确预测离心泵的外特性,更好地描述离心泵内流场的湍流流动规律,并且可以用数值计算的方法推算出里面每个点的压力和速度。

c)通过分析各过流部件的流动特性,为离心泵的设计提供了可靠的依据。

参考文献:

[1] 唐 辉,何 枫. 离心泵内流场的数值模拟[J]. 水泵技术, 2002(3): 3-8.  
[2] 黄 思,吴玉林. 离心泵内三维流场非对称性及泵受力的数值分析[J]. 流体机械, 2006, 34(2): 30-33.  
[3] 王秀勇,王灿星. 基于数值模拟的离心泵性能预测[J]. 流体机械, 2007(10): 29- 31.  
[4] Cheah K W, Lee T S, Winoto S H, et al. Turbulence flow simulation through centrifugal pump impeller at design and off design condition[C]//The 2nd Inter Conf Pumps Fans. Beijing, 1995: 155-167.  
[5] 杨敏官,刘 栋,贾卫东,等. 离心泵叶轮内部三维湍流流动的分析[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2006, 27(6): 524-527.

The 3D Numerical Simulation and Analysis on Internal Flow Field in Centrifugal Pump

HUANG Yuan-min, LI Yi, CUI Qiao-lin

(The Laboratory of Fluid Transmission Technology, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** The standard  $k-\epsilon$  turbulence model and SIMPLEC algorithm are applied to simulate the three-dimension internal flow field incompressible turbulence flow in centrifugal pump. The internal flow under different operating conditions is analyzed and the flow feathers are revealed. According to the results obtained, the simulated performance curves of a centrifugal pump are compared with the experimental performance curves. The experimental results and simulation results show good agreement. The result of the research provides some theoretical basis for optimized design to centrifugal pump.

**Key words:** centrifugal pump; numerical simulation; performance prediction

(责任编辑: 杨元兆)