

微型泵的三维数值模拟与实验研究

郭庭辉 段斌 罗小兵

(华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘要 本文借助 Fluent 软件采用滑移网格方法对一种微型泵从蜗壳进口到出口的整机流场进行了数值模拟, 结果表明, 采用全开式叶轮的微型泵非定常性比较强烈, 二次流对速度、压力的分布有较大影响。与实验测试值相比, 数值模拟误差小于 15%, 验证了数值模拟方法进行优化的可行性。

关键词 微型泵; 数值模拟; 实验测试

中图分类号: TK123 **文献标识码**: A **文章编号**: 0253-231X(2013)12-2355-04

Three-Dimensional Numerical Simulation and Experimental Study of the Micropump

GUO Ting-Hui DUAN Bin LUO Xiao-Bing

(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract By using the sliding mesh method in commercial software, the numerical simulation was carried out to investigate the flow fields from the inlet to the outlet of the volute in a kind of micropump. It shows that flow in micropump with open impeller has strong non-stationarity and the secondary flow has a big impact on the velocity and pressure distribution. Compared with experiments, the error for the simulation is less than 15%, which verifies the feasibility of the optimization by numerical simulation.

Key words micropump; numerical simulation; experiment

0 前言

从 20 世纪 80 年代开始, 以微加工技术为基础的微机电系统 (MEMS) 已逐步从实验室探索阶段进入工业应用时期。微流体系统作为微机电系统中的一个主要研究方向, 在医疗保健、环境监测、化学分析 (如微总分析系统 μ TAS)、和生物工程等领域中具有巨大的市场应用前景。

微型泵作为微流体系统中的动力源, 是其核心执行器件, 也是微流体系统发展水平的重要标志^[1]。航空航天是微型泵一个重要的研究及应用领域, 前苏联科学家对在航空航天中用到的小流量泵进行过较为系统的研究, 将小流量泵按照工作原理分为叶片式泵, 容积式泵, 摩擦泵和射流泵, 其中叶片式离心泵是航空航天系统小流量泵的基本类型, 其在小的尺寸与质量下, 能保证给定流量下的任意压头^[2]。中国的微泵研究起步较晚, 现在还停留在对不同微型泵的探索研制阶段, 与国外相比仍然有一定的差距。并且国内的微泵研制多集中在基于 MEMS 技术的容积式微泵, 如静电驱动微泵, 热气致动微泵,

压电驱动微泵等。由于微型泵尺寸较小, 使用部分流泵的传统设计公式可能会产生较大的流场性能偏差。因此, 在微型泵的研制过程中, 数值模拟和实验测试的工作格外重要。

微型泵采用部分流泵的设计形式, 整个叶轮流场非定常特性强烈。本文采用滑移网格方法对微型泵从蜗壳进口到出口的整机流场进行了数值模拟^[3], 分析了其内部流场的主要特征, 得到了微型泵的主要性能参数, 并与实验测试结果进行了比对, 为微型泵的进一步水力优化设计提供了理论依据。

1 微型泵设计参数

本文研究的是一种采用全开式离心叶轮的微型泵, 如图 1 所示, 其叶轮直径为 9 mm, 转速为 20470 r/min。微型泵主要由进水管、叶轮、蜗壳及排水管等组件组成。叶轮为开式径向直叶片叶轮, 蜗壳为环形蜗壳, 内壁与叶轮同心。泵的设计几何参数如表 1 所示。

收稿日期: 2013-01-07; 修订日期: 2013-11-23

基金项目: 国家 973 资助项目 (No.2009CB320203); 国家 863 资助项目 (No.2011AA03A109)

作者简介: 郭庭辉 (1989-), 男, 博士研究生, 主要从事微泵及其可靠性研究。通信作者: 罗小兵, 教授, Email: Lu-oxb@mail.hust.edu.cn.

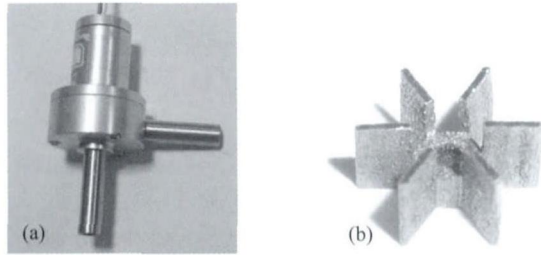


图 1 微型泵实物图 (a) 和叶轮实物图 (b)

Fig. 1 Physical map of micropump (a) and impeller (b)

表 1 微型泵几何设计参数

Table 1 Geometric design parameters of the micropump

进水管内径	$d1/\text{mm}$	4
排水管内径	$d2/\text{mm}$	4
叶轮进口直径	$D1/\text{mm}$	3
叶轮出口直径	$D2/\text{mm}$	9
叶片进口宽度	$b1/\text{mm}$	2
叶片出口宽度	$b2/\text{mm}$	4
叶片数	Z	6

2 流场模型建立与网格划分

本文求解流动方程采用任意滑移网格技术。将流域划分为动、静网格区域，动静网格区域间是公共的滑移界面，滑移界面两侧网格相互滑动，而不要求界面两侧的网格结点相互重合，故区域内部的网格不会发生变化。计算过程中，动静两个区域的流场通过滑移界面传递参数，通过迭代计算来保证滑移界面两侧的通量相等。

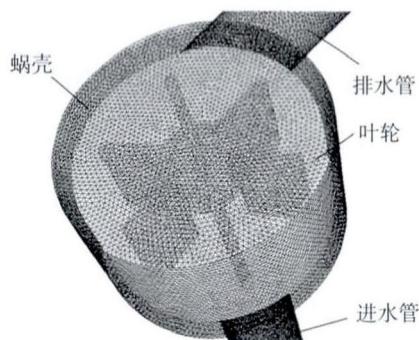


图 2 网格划分

Fig. 2 Mesh dividing

微型泵叶轮和蜗壳的过流空间利用三维造型软件 SolidWorks 造型，然后导入 Gambit 中进行网格划分，整个计算区域的网格单元数为 1111889，其中叶轮区域的网格单元数为 507374，进水管、蜗壳和排水管的网格单元总数为 604515 (计算网格划分如图 2 所示)。

3 数学模型

3.1 控制方程

不可压缩流体连续方程与 RANS 方程^[4]的张量形式为：

$$\text{连续性方程: } \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程：

$$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p^*}{\partial x_i} + \frac{\partial \left[\mu_e \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]}{\partial x_j} - \varepsilon_{ijk} \omega_j u_k \quad (2)$$

式中， ρ 为流体密度； x_i, x_j 为笛卡尔坐标系 3 个方向的分量， $i, j = 1, 2, 3$ ； u_j, u_i 为平均相对速度分量 u, v, w ； p^* 为折算压力，包括紊动能 K 和离心力。 ω_j 为角速度； ε_{ijk} 为张量； μ_e 为有效黏性系数，它等于分子黏性系数 μ 加上紊动涡黏性系数 μ_t 。

由于 RANS 方程组不封闭，引入标准 $k-\varepsilon$ 模型来求解：

$$\frac{\partial(ku_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_t}{\delta_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \frac{G_K - \rho \cdot \varepsilon}{\rho} \quad (3)$$

$$H \frac{\partial(\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_t}{\delta_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\rho \cdot k} G_k - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

式中，湍动黏度可以表示为：

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

湍动能可表示为：

$$G_k = u_i \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

3.3 边界条件

进口条件：采用速度进口条件。

出口条件：采用自由出流条件。

固壁条件：采用无滑移固壁边界条件，并使用标准壁面函数法确定固壁附近的流动。

4 计算结果及分析

4.1 叶轮流道内相对速度分布

图 3 给出了微型泵叶轮流道内的相对速度分布，泵内流体速度总的趋势是随着叶轮半径的增大而增大，但在圆周方向上出现旋涡，使得蜗壳中的速度分布变得不均匀。在每个流道进口处的压力面附近

有明显的回流现象, 可见轴向涡旋是影响流体速度分布的主要原因之一, 叶轮流道中轴向涡旋(如图 3 虚线所示)的方向与叶轮旋转方向相反, 径向出流的速度与轴向涡旋的环量合成为流体的实际相对速度(如图 3 实线所示), 它造成液流在叶片进口处的阻塞, 降低了叶轮的工作效率。叶轮出口处速度不均匀, 吸力面速度高于压力面, 导致蜗壳进口处有一定的速度混掺, 造成能量的损失。

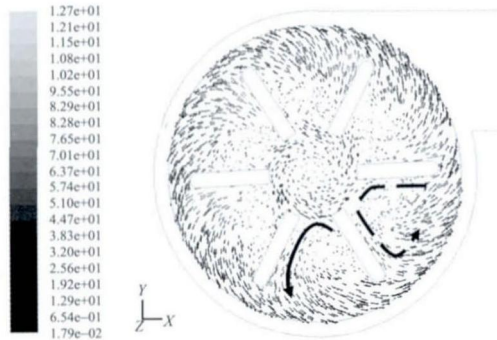


图 3 叶轮流道内相对速度分布图
Fig. 3 Relative velocity distribution graph in the impeller passage

4.2 叶片表面静压分布

图 4、图 5 分别给出了流域截面上的总压、静压分布。叶轮流道内流体总压的趋势为随着叶轮半径的增大而增大, 随着叶轮半径的增大而周向分布变得不均匀, 局部出现高压, 叶轮末端流道的中间压力较低, 压力面和吸力面附近压力较高。蜗壳内总压随叶片周期分布, 在叶尖区域有一个低压区并形成尾迹影响至下游, 原因主要是吸力面的高流速液流与压力面的低流速液流, 在流出叶轮后发生混掺, 造成能量损失。

静压成明显的阶梯状增加, 且同半径处, 高压面静压高于低压面, 各叶片流道在叶片压力面出口处达到最大值, 进入蜗壳后静压随半径增加继续增大。

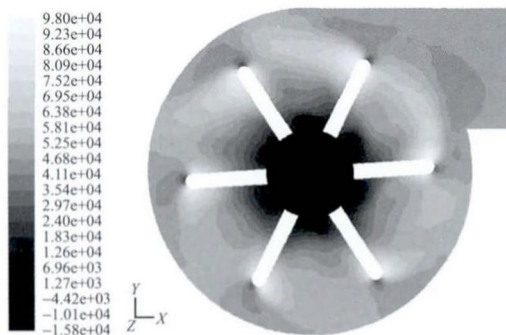


图 4 总压分布图
Fig. 4 Total pressure distribution graph

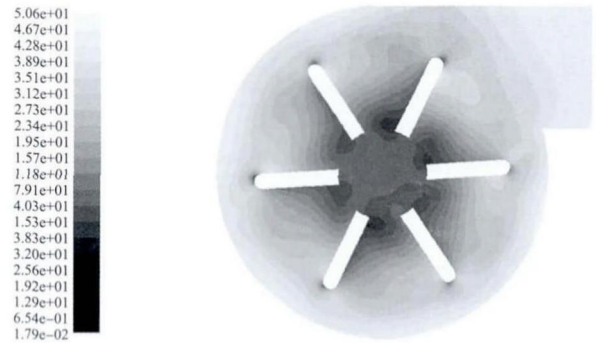


图 5 静压分布图
Fig. 5 Static pressure distribution graph

4.3 叶片相对速度分布

图 6 给出了叶片压力面和吸力面的相对速度分布情况。由于是全开式叶轮, 叶片表面的速度分布比较复杂, 压力面的叶根处有多处回流和涡旋, 在小半径处有液流从叶片的上下两端进入叶轮, 速度最大处主要集中在叶片出口处的中间段。

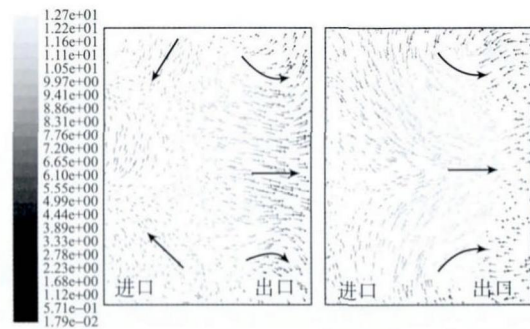


图 6 叶片表面相对速度分布图(左图为压力面, 右图为吸力面)
Fig. 6 Relative velocity distribution graph on the blade surface (Left is the pressure surface and the right is the suction surface)

微型泵的液流状态(如图 7)类似于旋涡泵, 液体从叶轮流出进入蜗壳减速增压后又重新进入叶片反复做功, 这种方式能获得较高的扬程但能量损失较大, 效率较低。

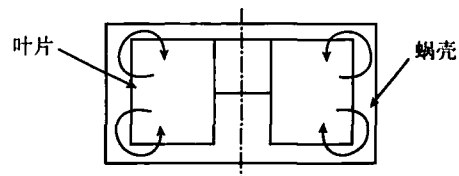


图 7 微型泵液流情况
Fig. 7 Fluid flow situation of the micropump

4.4 叶片静压分布

图 8 给出了叶片压力面和吸力面的相对速度分布情况。压力面静压等值线沿径向增加且平行分布, 在接近出口处形成高压区, 吸力面的静压分布

则规律性较差,可见二次流对流场压力分布有较大的影响。

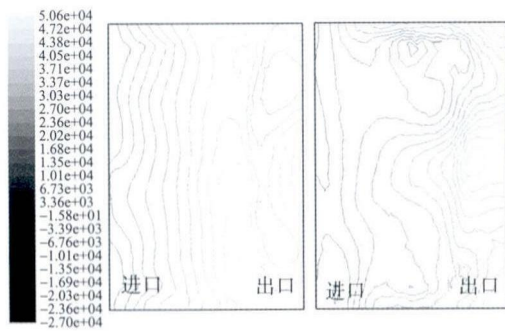


图 8 叶片表面静压分布图 (左图为压力面, 右图为吸力面)

Fig. 8 Static pressure distribution on the blade surface (left is the pressure surface while the right is the suction surface)

综上所述,泵流道中速度、压力的分布不均匀,二次流影响显著,在设计时应考虑以下几点:

- 1) 为了降低微型泵内的轴向涡旋强度,可以适当增加叶片数来减小流道宽度。
- 2) 在叶轮流道中间设置短叶片。
- 3) 可考虑使用后弯形叶片。

5 与实验测试结果比对

图 9 为微型泵水力性能测试台架示意图。通过调节阀门开度改变管路的压降可获得不同的工况点。微型泵的流量、扬程可直接通过仪表测得。由于微型泵尺寸较小,叶轮的转速值无法使用转速仪直接测量。微型泵采用直流无刷电机,电机的转速与相间输入信号频率满足式(7):

$$n = f \times 60 \div p \quad (7)$$

式中, n 为转速; f 为输入信号频率; p 为电机极对数。

因此,可通过测量电机的输入信号频率来求取叶轮转速。

本文对微型泵在不同工况点进行了数值模拟,并与实验测试结果进行比对,以验证模拟的准确性。

表 2 为具体的实验测试及模拟数据。从表 2 中可以看出,实验测试结果与模拟的误差,随着流量的减小由 6% 向 13% 递增。由于网格采用的是非结构网格,且小流量的情况下,泵的非定常性更加强烈,使计算误差加大。但实验测试与模拟结果较为接近,可认为模拟结果是可靠的,能为微泵的优化设计提供指导。

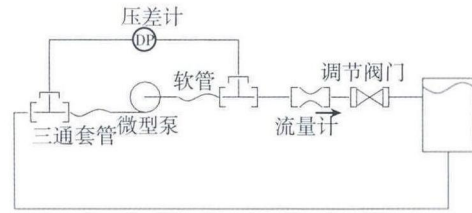


图 9 微型泵水力性能测试台架示意图

Fig. 9 Micropump Hydraulic performance test bench diagram

表 1 微型泵性能参数的实验测试及模拟结果比较
Table 1 Comparison of experimental test and simulation results of the micropump performance parameters

工况点	1	2	3	4	5
流量/(mL/min)	899.37	703.53	538.92	321.42	126.97
转速/(r/min)	23676	23932	24136	24332	24792
实验测扬程/kPa	39.32	44.87	48.50	50.81	58.58
模拟扬程/kPa	41.70	41.33	44.02	45.48	50.92
误差/%	6.05	7.89	9.24	10.49	13.08

6 结 论

1) 微型泵的内部流场有明显的非定常性,速度、压力分布不均匀,二次流对速度、压力的分布有较大影响,轴向涡旋较明显。

2) 对比模拟与实验测试结果表明,标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型、SIMPLE 算法和滑移网格的方法能近似模拟微型泵的内流特征,为微型泵的性能优化提供指导。

参 考 文 献

- [1] 王沐然,李志信. 基于 MEMS 的微泵研究进展 [J]. 传感器技术, 2002, 21(6): 59-61
WANG Moran, LI Zhixin. Investigation Process of Micropump Based on MEMS [J]. Journal of Transducer Technology, 2002, 21(6): 59-61
- [2] 克拉耶夫, 卢进, 奥夫祥尼科夫. 于龙淮, 译. 航空与航天工程中的小流量泵 [M]. 北京: 宇航出版社, 1993
Klayef M B, Lujin B A, Ofxiangnik ef B B. Small Flow Pump of a Viation and Aerospace Engineering [M]. YU Longhuai, Beijing: Astronautics Press, 1993
- [3] 陈党民, 李新宏, 黄淑娟. 部分流泵非定常流动分析 [J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(9): 954-957
CHEN Dangmin, LI Xinhong, HUANG Shujuan. Numerical Analysis of Unsteady Flow Field for Partial Emission Pump [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(9): 954-957
- [4] 徐朝晖, 吴玉林, 陈乃祥, 等. 基于滑移网格与 RNG 湍流模型计算泵内的动静干扰 [J]. 工程热物理学报, 2005, 26(1): 66-68
XU Zhaohui, WU Yulin, CHEN Naixiang, et al. Simulation of Turbulent Flow in Pump Based on Sliding Mesh and RNG $k-\varepsilon$ Model [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(1): 66-68