

不等梯形迷宫螺旋泵内部三维流场的数值模拟

郭亚男 张有忱* 黎镜中

(北京化工大学机电工程学院, 北京 100029)

摘要: 借助 Fluent 软件, 采用湍流模型对一种转子螺纹头数与定子螺纹头数不等的梯形迷宫螺旋泵的内部流场进行了数值模拟, 并分析了内部流场的速度与压力的分布规律。结果表明, 此模拟泵的增压效果明显, 泵内螺旋区域流体处于紊流状态, 沿螺旋区域壁面法向, 流体的速度梯度和压力梯度较大, 流体对壁面冲击较大。

关键词: 梯形迷宫螺旋泵; Fluent; CFD 数值模拟

中图分类号: TH38

引言

作为一种高扬程、小流量的流体机械, 迷宫螺旋泵与扬程和流量相同的齿轮泵、螺杆泵和各种类型的容积泵相比, 具有结构简单、尺寸小、效率较高、自吸能力强、运行性能好等优点, 目前已普遍应用在石油化工、机械、灌溉、航天等多项介质输送领域^[1-2]。迷宫螺旋泵的主要做功元件是一对非接触型多头螺纹的旋向相反的定子和转子, 目前发表的大多数论文中迷宫螺旋泵的转子和定子都有头数相同而旋向相反的螺纹, 螺纹的齿形有梯形、三角形和矩形^[3-4], 为了扩大迷宫螺旋泵的应用范围, 本文模拟设计了转子和定子上分别有头数不同, 旋向相反的不等梯形迷宫螺旋泵, 并运用 CFD 商业软件 Fluent, 采用雷诺平均 N-S 方程和标准 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型, 以及 SIMPLEC 速度与压力耦合算法^[5-7]模拟泵内流场。考察泵内部流体流动的速度和压力分布规律。研究结果可用来对新型迷宫螺旋泵的性能进行预测, 为其优化设计提供有益参考。

1 几何模型和基本参数

本文模拟设计的不等梯形迷宫螺旋泵几何结构参数如图 1 所示, 梯形齿的详细几何尺寸为: 螺旋槽深 $h = 3\text{ mm}$, 螺旋槽节距 $t = 3.5\text{ mm}$, 间隙 $c = 0.5\text{ mm}$, 螺棱宽 $a = 0.6\text{ mm}$, 螺槽斜面宽 $b = 0.75\text{ mm}$,

螺槽底宽 $t = 3.5\text{ mm}$ 。选取的不等梯形迷宫螺旋泵螺旋段长度为 160 mm , 转子内径 78 mm , 转子转速 $n = 2900\text{ r/min}$, 流量 $Q = 1.0\text{ m}^3/\text{h}$ 。模型泵内定子螺纹头数是转子螺纹头数的 2 倍, 转子螺纹头数为 15, 定子螺纹头数为 30。模拟介质为水。

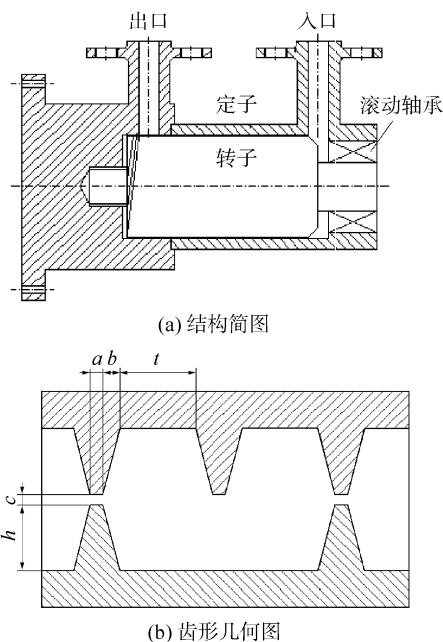


图 1 迷宫螺旋泵结构简图(a)及齿型几何图(b)

Fig.1 Configuration of the labyrinth screw pump (a) and geometry of the tooth space (b)

2 数学模型

根据所要模拟的不等梯形迷宫螺旋泵内部流道的具体形状和工作原理, 流道内流体应处于湍流状态, 因此采用的控制方程为连续性方程和 Navier-Stokes 时均方程, 湍流模型为标准 RNG $k-\epsilon$ 双方程

收稿日期: 2008-01-03

第一作者: 女, 1982 年生, 硕士生

* 通讯联系人

E-mail: zhangyc@mail.buct.edu.cn

模型^[8]。

描述不可压粘性流动的质量方程、动量方程、湍流模型方程构成了一组封闭的基本方程组,可以表示为如下形式:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \text{div}(\rho v \phi - \Gamma_\phi \text{grad} \phi) = q_\phi \quad (1)$$

对连续性方程

$$\phi = 1, \Gamma_\phi = 0, q_\phi = 0 \quad (2)$$

对 x 方向动量方程

$$\phi = u, \Gamma_\phi = \mu_{\text{eff}}, q_\phi = -\frac{\partial P_{\text{eff}}}{\partial x} + \text{div}\left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial x}\right) \quad (3)$$

y, z 方向动量方程具有类似的表达式。

采用标准 $k-\epsilon$ 模型,湍流动能方程为

$$\phi = k, \Gamma_\phi = \mu_{\text{eff}} | \sigma_k, q_\phi = G_k - \rho \epsilon \quad (4)$$

采用标准模型,湍流耗散率方程为

$$\phi = \epsilon, \Gamma_\phi = \mu_{\text{eff}} / \sigma_\epsilon, q_\phi = \frac{\epsilon}{k} (C_1 G_k - C_2 \rho) \quad (5)$$

其中湍流动能生成项为

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

有效粘性系数为

$$\mu_{\text{eff}} = \mu_1 + \mu_t, \mu_t = C_\mu \rho k^2 / \epsilon \quad (7)$$

式(1)~(5)中, v 为速度, ρ 为密度, t 为时间, μ 为动力黏度,各常数 C_1 、 C_2 、 C_μ 、 σ_k 、 σ_ϵ 分别为 1.44、1.92、0.09、1.0、1.3。

3 数学方法

3.1 计算方法及离散格式

采用有限体积法来离散上述多维偏微分方程组,针对控制方程的求解,为了保证计算的稳定和降低数值上的扩散误差,离散格式均采用二阶迎风差分格式,在采用交错网格的基础上,流场计算方法采用求解不可压流场的压力修正——SIMPLEC 算法。

3.2 网格划分

考虑到模型界面是由复杂的螺旋曲面组成,为了保证划分网格的方便和计算的合理,把整个流场分为 4 部分:随定子静止的部分、随转子转动的部分以及进口、出口流体部分。转子流域采用旋转坐标系,其他三部分采用静止坐标系。整体采用分块划分方案,在对转子和定子区域划分网格时减小网格尺寸,进行局部加密^[9]。详细网格划分结果如图 2。

3.3 边界条件

边界条件设置如下:进口采用质量入口边界条件,出口采用出流边界条件,随转子旋转的流域与其

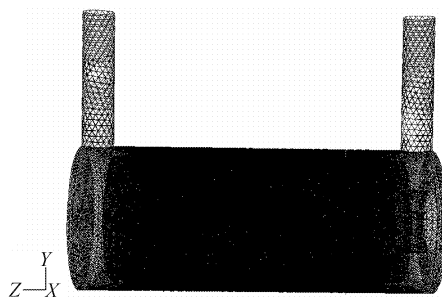


图 2 计算网格示意图

Fig. 2 Sketch of the grid mesh

他三部分流域的接触面定义为内边界,流体与壁面接触的所有界面上满足无滑移壁面条件,近壁区采用标准壁面函数。

4 模拟结果分析

根据所建立的数学模型,用 Fluent 软件进行模拟计算后,截取三维图像进行分析。在截取的各图中, z 轴正向表示泵的轴向正向, x 、 y 轴表示泵的径向。转子和定子的连接面设为内边界面。图 3 为内边界上压力分布图,从图 3 中可以看出随着螺旋段的生长,流体的压力逐渐增大。进口处出现负压现象,分析原因是在转子高速旋转下,距转子较近处的流体被吸入螺旋段,后面的刚进入进口区域的流体没有填补上液体被吸入转子区域后留下的空隙,造成流体高速回流,形成负压区。

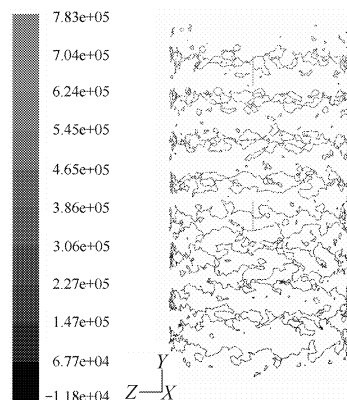


图 3 内边界压力分布图

Fig. 3 Pressure distribution on the interior boundary

图 4 为整机对称面纵切速度矢量图,从图 4 中可以看出,螺旋段流体的速度方向大致沿螺旋法线方向,螺旋段流体在转子的高速旋转的作用下,速度明显大于进口及出口段流体的速度,螺旋段出口有回流现象发生。为了详细说明泵内螺旋段流体的流

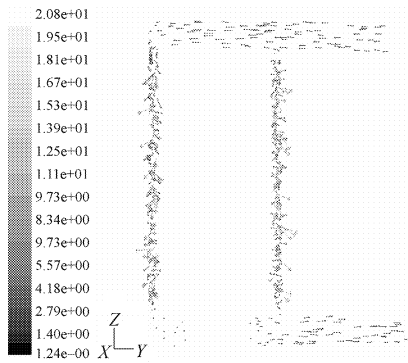


图 4 整机纵切速度矢量图

Fig.4 Longitudinal vector graph of the velocity

动情况,截取螺旋段中段横截面的速度及压力分布图,进行分析。

图 5 为中段横截面速度等值线图。从图 5(a)中可以看出在转子高速旋转的作用下,转子腔内流体速度明显大于定子腔内流体的速度,距转子齿壁表面近处的流体受到的动压效果最强,液流在转子

齿壁表面法线方向有较大的速度梯度,沿转子齿槽壁面法线方向,速度由大变小。在粘性作用下,定子腔内的流体同时沿周向和轴向流动,但速度明显小于转子腔内流体的速度,图 5(b)为中段横截面局部速度放大图,从图 5(b)可以看出,距转子齿槽壁面较近处的流体的速度最大,转子齿槽旋转方向后方的流体出现回流现象,在转子高速旋转的作用下,由于转子齿槽旋转方向前方和后方的流体的速度的不均匀性,转子齿槽旋转方向后方的流体发生流动紊乱,距齿面较远处流体继续向前流动,靠近边界的流体发生倒流,并且伴有涡旋的形成。

图 6 为螺旋中段横截面静压等值线图。从图 6(a)中可以看出静压的分布并不均匀,有一定的规律性。图 6(b)为螺旋中段横截面局部静压放大图,可以看出静压的详细分布情况,在转子高速旋转过程中,流体流动发生紊乱,定子反旋螺线对过流液体有反作用力,使流体的动能转变为压动能,故定子腔内靠近齿顶处的流体的压力达到最大值。在转子腔内

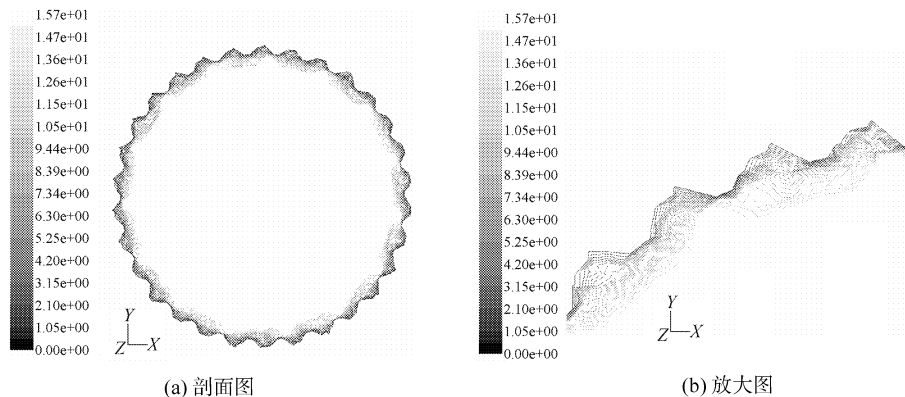


图 5 螺旋区中段速度剖面图(a)及放大图(b)

Fig.5 Velocity distribution for the middle screw section (a) and enlargement of part of the diagram (b)

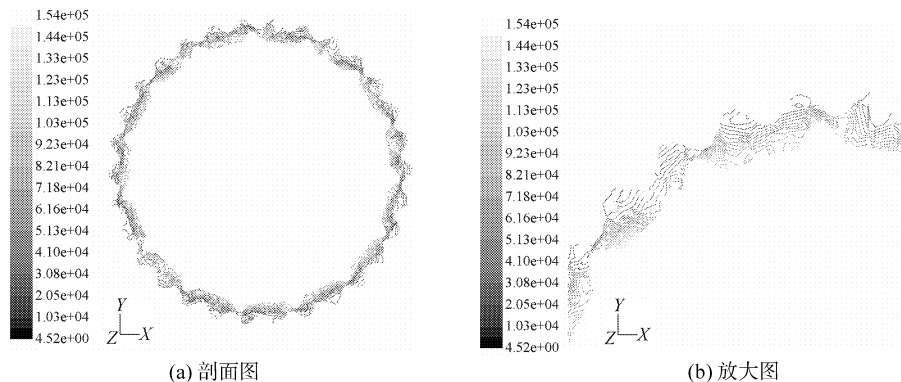


图 6 螺旋区中段压力剖面图(a)及放大图(b)

Fig.6 Pressure distribution for the middle screw section (a) and enlargement of part of the diagram (b)

转子齿槽旋转方向前方,水流通过转子和定子之间突然变窄的间隙时,流速升高而压力降低,因此靠近间隙处的流体压力较低。转子齿槽旋转方向后方压力较小,转子齿槽壁面附近压力梯度较大,流动现象复杂。

5 结论

本文选取的不等梯形迷宫螺旋泵的转子流域过流面积较大,增大了泵的流量范围,泵的增压效果同样明显,泵内部螺纹腔内的流体处于紊流状态,转子和定子的壁面附近的压力梯度和速度梯度较大,流体对壁面有冲击作用,因此对泵的材料和加工工艺有一定的要求。

参考文献:

- [1] 韩国军,朱毅征,赵振文. 迷宫-螺旋泵的原理及工作特性[J]. 水泵技术,1995(3):16-18.
- [2] 马润梅,黎镜中,段成红. 迷宫螺旋泵的设计[J]. 流体机械,2002,30(3):12-14.
- [3] 龚林,王春林,施爱平. 迷宫螺旋槽的选取研究[J]. 农业装备技术,2004,30(3):33-35.
- [4] 王春林,邢岩,阮劲松,等. 迷宫螺旋泵螺旋槽的实验研究[J]. 水泵技术,2006(2):18-20.
- [5] 郑刚,潘红良. 基于数值模拟的迷宫螺旋泵性能研究[J]. 润滑与密封,2006(9):120-124.
- [6] 李仁年,王秋红,刘成胜. 求解螺旋离心泵内部流动的数值模型[J]. 兰州理工大学学报,2006,32(1):57-60.
- [7] 朱毅征,罗进,韩国军. 迷宫螺旋泵和密封的数值分析[J]. 航空学报,1991,12(8):323-331.
- [8] 陈作斌. 计算流体力学及应用[M]. 北京:国防工业出版社,2003:180-181.
- [9] 王福军. 计算流体力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004.

Numeric simulation of the internal flow in a complex trapeziform labyrinth screw pump

GUO YaNan ZHANG YouChen LI JingZhong

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: The flow field of a trapeziform labyrinth screw pump for which the thread number of the stator was twice that of the rotor has been simulated using the Computational Fluid Dynamics software Fluent. Analysis of the flow characteristics, including the velocity and pressure fields, showed that the fluid in the field of the stator is subject to significant disturbance, and that the velocity and pressure gradients vary markedly along the direction normal to the wall.

Key words: trapeziform labyrinth screw pump; Fluent; CFD numerical simulation