HD型石油化工流程泵双蜗壳内部流场数值计算

王晓燕[1]，刘 宜[2]，陈玉芳[3]

（1. 郑州职业技术学院，河南 郑州 45000；2. 兰州理工大学，甘肃 兰州 730050；3. 河南省扶沟县环境保护局，河南 扶沟 461300）

摘 要：180°对称分布的双蜗壳结构在大型离心泵中应用广泛，但目前对双蜗壳内部流动规律的数值研究还相对较少。为了探究双蜗壳流道内部流动规律，利用CFD软件，基于雷诺时均N－S方程和$k-\varepsilon$紊流模型，通过SIMPLE算法进行压力速度耦合，对双吸式HD型石油化工流程泵蜗壳流道内部流场进行了数值模拟，得到了蜗壳内的速度场以及压力场的分布规律，并重点分析了隔舌和扩散段内的流动。数值结果表明，蜗壳内的速度场以及压力场分布相对比较均匀，在隔舌和扩散段内存在一定的回流和涡流，但并不影响泵的良好性能和高效率。

关键词：化工流程泵；离心泵；双蜗壳；流动规律；数值模拟

中图分类号：TH311　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1005－6254(2007)01－0021－04

Numerical simulation of flow field in the double volute of HD type petrol-chemical process pump

WANG Xiao-yan[1]，*LIU Yi*[2]，*CHEN Yu-fang*[2]

(1. Zhengzhou Vocational Academy, Zhengzhou, Henan 45000, China; Lanzhou University of Science and Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China; 3. Fugou Environment Protecting Office, Fugou, Henan 461300, China)

Abstract: The double volute with 180° symmetry is widely used in large centrifugal pumps. To study the flow field in the double volute, the flow field in the double volute of HD type petrol-chemical process pump is simulated with the CFD software, by taking the Reynolds Averaged Navier Stokes equations as its governing equations, and the standard $k-\varepsilon$ model for turbulence. The results show the distributions of the velocity field and pressure field, especially for the flow in laryngeal and diffuse part. There are refluence on the tongue, but they will not affect the performance and efficiency of the HD pumps.

Key words: petrol-chemical process pump; centrifugal pump; double volute; flow distribution; numerical simulation

HD型石油化工流程泵，属于低比转速双吸式多级离心泵，压水室为180°对称分布式双蜗壳过渡流道。其特点是小流量，高扬程，叶轮直径大，出口宽度小。所以该种低比转速离心泵存在效率低，高效范围窄，轴功率曲线随流量增大急剧上升，性能曲线有驼峰等特有的问题。为了优化该泵的水力设计，提高该泵的性能，除了考虑叶轮的结构和水力性能，以及双蜗壳结构对离心泵的受力、运行情况的重要影响外，研究蜗壳内部流动规律对提高离心泵的效率和稳定性以及改善水泵设计具有重要意义[1]。

蜗壳内部流动的研究早期以理论分析和试验为主，随着计算机技术和CFD的迅速发展，数值方法已成为蜗壳内部流动研究的一个重要手段。这种方法与实验方法想比，具有周期短，成本低的优点，而且很多学者已经验证了这种方法的可靠性[2,3]。

笔者以比转速为56.4的HD400－160×2型石

收稿日期：2006－03－20
基金项目：甘肃省自然科学基金资助项目(ZS022－A25－018)
作者简介：王晓燕(1980－)，女，河南郑州人，硕士研究生，主要从事石油化工流程泵内部流场的研究。
刘 宜(1955－)，男，甘肃兰州人，副教授，主要从事石油化工流程泵的设计与研究。

油化工流程泵首级叶轮、双蜗壳及过渡段流道为水力模型，以清水为工作介质，基于雷诺时均 N－S 方程，采用标准 $k-\varepsilon$ 紊流模型，使用 SIMPLE 算法，在设计工况，即流量 400 m^3/h，扬程 160 m，转速 2 950 r/min 条件下，对双吸式离心泵双蜗壳内部流场进行了全流道数值模拟，计算得到了蜗壳与扩散管内的冲击与脱流现象，揭示了其内部流动的主要特征，为双吸式离心泵双蜗壳和过渡段流道的改型设计提供了一定的理论依据。

1 模型的建立及网格划分

该模型由转轮、蜗壳、过渡流道 3 部分组成。转轮为双吸叶轮，叶片数为 5，蜗壳为 180°对称双蜗壳。

根据叶轮和双蜗壳流道的结构参数、水力图以及叶片木模图，利用 Pro/E 三维绘图软件进行整体造型，整体流道模型见图 1。由于几何结构比较复杂，本模型采用 ANSYS 公司的前处理软件 ICEM 划分网格。ICEM 软件最大的优点是根据模型各面的特征，将其分成不同的 part，根据需要定义不同的尺寸，可大大提高网格质量，优化网格结构，为下一步的流场计算打下很好的基础。笔者采用了对复杂边界适应性强的非结构化四面体网格对计算域进行网格划分。计算时，逐渐加密网格，通过考察相对速度的最大、最小值及等值线分布情况来判别是否获得与网格无关的数值解。最后针对本模型，同时考虑计算资源，选用网格数为 249 205，最终基本得到与网格无关的数值解。

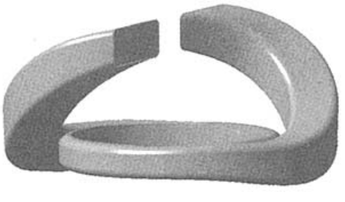

图 1 双蜗壳模型图

2 控制方程

将不可压流体的 N－S 方程进行时间平均可得到雷诺平均 N－S 方程，其在直角坐标系下的张量为

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i}=0 \tag{1}$$

式中 $u_i(i=1,2,3)$ 为时均速度；ρ 为密度。

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho\overline{u'_i u'_j})+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right)\right] \tag{2}$$

式中 p 为压强；μ 为动力粘性系数；$-\rho\overline{u'_i u'_j}(i,j=1,2,3)$ 为雷诺应力。

由 Boussinesq 假设，雷诺应力模型为

$$-\rho\overline{u'_i u'_j}=\mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\left(\rho k+\mu_t+\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right)\delta_{ij} \tag{3}$$

$$\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon} \tag{4}$$

式中 μ_t 为涡粘系数；k 为湍动能；C_μ 为常数；ε 为湍动能耗散率。

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{5}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-\rho\varepsilon \tag{6}$$

$$G_k=-\rho\overline{u'_i u'_j}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \tag{7}$$

式中 $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ 为常数；$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ 分别是 k 和 ε 的普朗特数；G_k 为平均速度梯度引起的湍动能生成项。以上方程中的模型常数分别为：$C_\mu=0.09$，$C_{1\varepsilon}=1.44$，$C_{2\varepsilon}=1.92$，$\sigma_k=1.0$，$\sigma_\varepsilon=1.3$。

以上控制方程可直接应用于静止部件（蜗壳与过渡段）内流场的计算，转动部件（转轮）内流场计算在转动参照系下进行，其控制方程与静止部件内流场的控制方程的形式相同，但速度采用转动参照系下的相对速度[4]。

3 数值方法

3.1 方程的离散

动量、湍动能和湍动能耗散率方程的对流项均采用一阶迎风格式。压力速度耦合采用了 SIMPLE 算法[5]。

3.2 边界条件给定

（1）进口边界条件：进口位于叶轮进口断面，给定其速度大小和方向，湍流参数通过给定湍流度和进口特征尺度给出。双吸叶轮有两个进口，设置完全一样。

（2）出口边界条件：出口位于过渡段的末端，采

用充分发展湍流假设，即变量沿出口截面的法向导数为零。双蜗壳结构两个出口，定义完全一样，均为质量出口。

（3）固壁边界条件：固壁边界采用无滑移边界条件，即流体速度等于边界速度。动静接触边界处理和多块网格间的内部界面一样，只是在界面两侧分别采用静止和旋转参照系下的控制方程[6]。紊动能、紊动能耗散率由壁面函数决定。在计算中要用到动静参照系下的相对速度和绝对速度之间的变换公式。这样的动静接触边界处理可以允许蜗壳进口的周向不均匀分布。

4　计算结果分析

图 2 为双蜗壳流道的静压分布图，由此图可以看出，双蜗壳内的压力成 180°对称分布，从隔舌到扩散段出口，压力整体呈逐渐增大的趋势。从隔舌到扩散段进口压力变化比较均匀，从扩散管进口到过渡段出口，压力增加比较明显，这跟压水室中主要是靠扩散管将 80% ~85% 的动能转化为压力能的原理相符合。同时压力在扩散管进口处有个波动，进入扩散管后，压力出现一面高一面低的状况，即蜗壳外侧压力高于内侧压力。这是由于在扩散管进口处尺寸开始同时沿径向和轴向变化，空间扭向比较明显，液流在此处的流向改变幅度相应比较大，因此会出现压力局部降低，速度局部增大的情况，这在图 3 所示蜗壳绝对速度矢量图中也可以反映出来。这些现象会造成一定的能量损失，因此在扩散段的设计中，可进一步考虑扩散段的长度、扩散角度，以优化扩散段的设计，提高泵的性能。

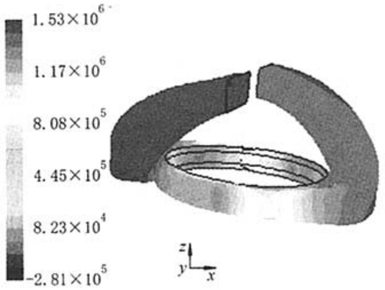

图 2　双蜗壳静压分布图

从压力图上还可以看出，在 1 断面与 2 断面之间明显有涡存在。涡的存在必然导致蜗壳内的能量损失。从提高水力性能的角度考虑，在泵体设计中应优化考虑蜗壳断面面积的变化规律，以便可以更好地优化设计。

同时由图 2 的压力图可以看出压力呈 180°基本对称分布，根据径向力产生的原因，两个对称的蜗壳的径向力基本抵消。因此 180°对称分布的双蜗壳结构能较好地平衡径向力。

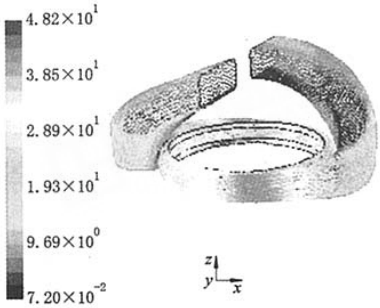

图 3　双蜗壳及过渡段内绝对速度分布

图 3 为双蜗壳绝对速度矢量分布图，由此图可以看出：绝对速度矢量呈 180°对称分布，从隔舌到扩散段出口，速度矢量逐渐减小，进入扩散管后速度矢量减小更为明显，这进一步验证了压水室中 80% ~85% 的速度能在扩散管中转变为压力能这一理论。同时在扩散管进口处速度矢量出现局部增大，并且出现速度局部增大的部位与蜗壳静压分布图中压力局部减小的部位相同，这是由双蜗壳的特殊结构造成的。因为对于单蜗壳，其扩散管多为直型锥形，尺寸只是沿着径向变化。而 HD 型石油化工流程双蜗壳结构的扩散段在空间是扭向的，同时沿着径向和轴向变化，因而扩散段进口处转弯比较明显，液体在此处的流向变化相应比较明显。

图 4 为双蜗壳湍动能分布图，从图中可以看出，从蜗壳进口到出口，湍动能变化比较均匀，只是在蜗壳进口处和扩散管进口处出现波动，这与叶轮甩出液流的波动以及扩散管进口处液流的转弯冲击有关。

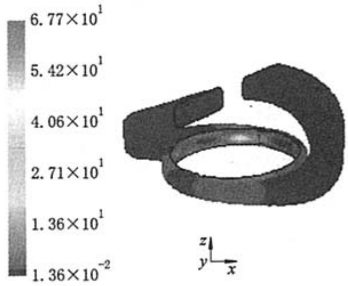

图 4　双蜗壳湍动能分布图

图 5 为蜗壳进口面上的静压分布，从图中可以看出，蜗壳进口面上的压力值整体较高，这是因为从

叶轮流道甩出的高速流体刚进入蜗壳流道。进口面上的静压分布相对均匀,但是会周期性地出现压力局部较大的情况。原因是叶轮出口处的高速流体与蜗壳中的低速流体相混合,形成紊流掺混,造成局部压力梯度升高,速度梯度急剧减小,引起附加的水力损失[7]。但是这种紊流掺混仅仅局限于比较小的范围内,并且在当前的标准设计流量下,蜗壳中的流体速度与叶轮出口流体速度差相差不大,因此压力梯度局部升高不会太明显。从图中可以显示出压力较大处的值为[1 261 670, 1 352 387.8] Pa,压力略低处的值为[989 516.63, 1 080 234.4] Pa.

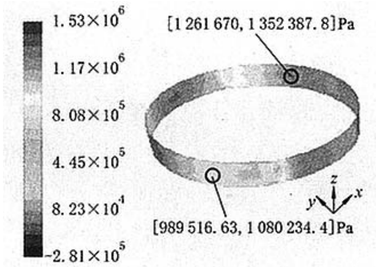

图5 蜗壳局部静压分布图

图6为扩散段内的迹线图。由迹线图可以看出,在扩散段入口,迹线方向与其轮廓基本一致,随着扩散段沿轴向和径向的尺寸变化,迹线方向开始发生改变;在扩散段中部,流体对外侧壁的冲击越来越剧烈,内侧壁附近流体的脱流也越来越明显。流体对外壁的冲击以及在内侧壁形成的脱流使得外侧的速度高于内侧速度,外侧壁压力大于内侧壁压力,最终形成回流和漩涡。回流和漩涡是该泵型运行中的正常现象,虽然这些现象的出现会造成一定的能量损失,但最终不影响该泵的高效率。

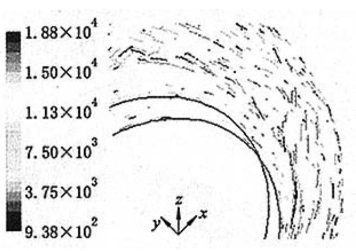

图6 扩散管内迹线图

图7为蜗壳隔舌处的相对速度矢量分布图,从图中可以看出,隔舌处流速方向发生改变,速度大小也发生改变,流态比较紊乱,存在明显的冲击和回流现象,造成冲击和漩涡损失,因此可以对喉部的流动规律进一步进行研究,以优化喉部设计,进一步提高泵的性能[8]。

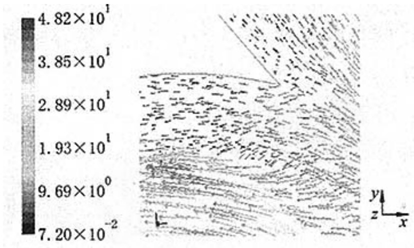

图7 蜗壳隔舌处相对速度矢量图

5 结 论

利用 $k-\varepsilon$ 紊流模型以及 SIMPLE 算法,对 HD 型石油化工流程泵双蜗壳内部流场进行了三维数值模拟,得到了速度场、压力场的分布规律,并重点分析了隔舌和扩散段内的流动现象。数值结果表明,HD 型泵的设计是合理的,虽然在隔舌和扩散段内存在回流和涡流,但并不影响泵的良好性能和高效率。从优化设计的角度看,我们可以进一步研究蜗壳断面面积、扩散段长度、扩散角以及空间扭向的变化规律,从而达到更好地提高泵性能的目的。

参考文献(References)

[1] 琚朝晖. HD 型石油化工流程泵的几点设计思路[J]. 化工科技市场,2002(1):27-29.
[2] 卢 池,陈次昌,杨昌明,等. 低比转速离心泵内部流场的数值模拟[J]. 排灌机械,2005,23(6):6-9.
[3] 侯树强,王灿星,林建忠. 叶轮机械内部流场数值模拟研究综述[J]. 流体机械,2005,33(5):30-34.
[4] 周 兵,陈乃祥. 双蜗壳内部定常湍流数值研究[J]. 青岛大学学报:工程技术版,2004,19 (2):72-75.
[5] 龙志军,裴 毅,杨晓珍. 离心泵叶轮内部湍流流场的数值模拟[J]. 排灌机械,2005,23(2):8-10.
[6] 李 春,吕世和,陈康民. 旋转三维紊流流场的数值分析[J]. 上海理工大学学报,2001,29(9):18-21.
[7] 李文广. 离心泵蜗壳断面的紊流时均流动测量[J]. 水泵技术,1995(3):3-10.
[8] 潘地林. 蜗壳内部流动特性数值分析及改进设计研究[J]. 流体机械,1999,27(1):14-18.

(责任编辑 张文涛)