

# 轴流式油气混输泵吸入室及压缩级流场分析

马希金, 肖兴均

(兰州理工大学 流体动力与控制学院, 甘肃 兰州 730050)

**摘要:** 轴流式油气混输泵兼具泵和压缩机的性能, 结构紧凑, 能在高含气率下工作。针对混输泵内部流动复杂易产生气液分离, 气相能量携带能力差, 效率低, 稳定性差, 设计难度大等问题, 采用轴流泵和轴流压缩机设计方法相结合, 充分考虑高含气率下气相的可压缩性, 用 PRO/E 对轴流式油气混输泵吸入室及压缩级建模, ICEM 对模型划分网格, 基于 RNG  $k-\varepsilon$  紊流模型用 FLUENT 软件对不同含气率下模型流场流动情况进行了计算模拟; 分析了流场模拟结果, 并进行了实验。结果表明, 利用此吸入室、压缩级的设计方法和模拟是合理的。

**关键词:** 轴流式油气混输泵; 计算流体力学; 流场分析; 含气率; 气液分离

**中图分类号:** TQ05.21 **文献标识码:** A **文章编号:** 1005-6254(2007)01-0014-03

## Study on the flow field in inhalation chamber and the stage of the axial gas-oil multiphase pump

MA Xi-jin, XIAO Xin-jun

(Fluid Power and Control College, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China)

**Abstract:** The axial gas-oil multiphase pump has the performance of both pump and compressor. It has a compact structure, and can work in high volume fraction. But the internal flow in axial gas-oil multiphase pump is complex, and it has low efficiency and low instability. Design methods of both the axial pump and the axial compressor have been combined, and the compressibility in high volume fraction has been considered. By using PRO/E the axial gas-oil multiphase pump model is built. Based on  $k-\varepsilon$  turbulent flow model, the internal flow field in different volume fraction is simulated. The analysis of the flow field gave some good advice for the improvement of the pump performance. Experiment showed that this method is feasible in the design of inhalation chamber and the gas-oil pump.

**Key words:** axial gas-oil multiphase pump; CFD; interior flow field; volume fraction; gas-oil separation

国外已设计出性能优良的混输泵并用于油田生产, 国内尚处于研发阶段<sup>[1]</sup>。在轴流式油气混输泵的设计中, 吸入室、压缩级的设计对泵的性能具决定性作用, 而难点在于其兼具泵和压缩机的性能<sup>[2]</sup>, 需要减少叶轮流道中的气液分离, 输送较高含气率的介质, 提高效率。运用计算流体力学(CFD)计算模拟技术对 100-YQH 型轴流式油气混输泵吸入室及压缩级进行数值模拟、试验并分析流场。

## 1 建模

100-YQH 型轴流式油气混输泵样机主要参数:  $H=80\text{ m}$ ,  $Q=90\text{ m}^3/\text{h}$ , 轴功率  $P=55\text{ kW}$ 。该泵半螺旋形吸入室<sup>[3,4]</sup>及叶轮结构比较复杂<sup>[5]</sup>, 大部分为曲面过渡, 所以选择 Pro/E 软件建立其三维模型。吸入室及压缩级模型如图 1 所示。吸入室一共

收稿日期: 2006-10-21

基金项目: 甘肃省科技攻关资助项目(GK954-3-11)

作者简介: 马希金(1958-), 男, 山西夏县人, 研究员, 硕士生导师, 主要从事流体机械方面的研究。  
肖兴均(1982-), 男, 重庆大足人, 硕士研究生, 主要从事流体机械流场模拟分析的研究。

划分了 78 954 个网格,隔舌部分的流动复杂,应加密隔舌的网格。动叶流道为 210 290 个网格,静叶流道为 243 970 个网格。在吸入室与动叶,动叶与静叶之间的网格分界面(耦合面),运用滑动网格技术允许动叶相对吸入室、动叶相对静叶旋转非定长计算。

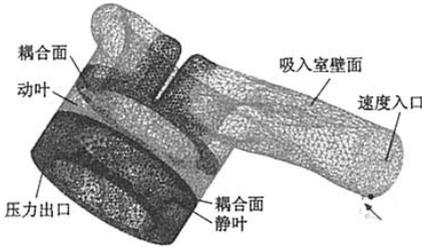


图 1 吸入室及压缩级模型

## 2 数值计算

计算参数:选择在 2 950 r/min 转数下的 3 种不同的含气率来进行比较分析,具体参数为:入口速度 5.3 m/s,含气率分别为 27.2%、53.5%、73.7%。含气率增大,欧拉模型在第二相的含量较高时也适用,且有较好的通用性,所以多相流模型就选择欧拉模型<sup>[5]</sup>。考虑到平均流动中旋流流动和流动中流线弯曲程度较大的情况,选用 RNG  $k-\varepsilon$  紊流模型<sup>[6]</sup>。速度压力耦合计算采用 SIMPLE 算法。时间步长为 0.001 s,最大残差取 0.001。近壁面处理采用 Standard Wall Function,以考虑边界层的影响。

### (1) 质量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\alpha_l \rho_l u_{ij}) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_g \rho_g) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\alpha_g \rho_g u_{ij}) = 0$$

### (2) 动量方程

气相动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_g \rho_g u_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_g \rho_g u_{ij} u_{kj}) =$$

$$-\alpha_g \frac{\partial p}{\partial x_i} + \alpha_g \rho_g f_{gi} + M_{gi}$$

液相动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l u_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_l \rho_l u_{ij} u_{kj}) = -\alpha_l \frac{\partial p}{\partial x_i} +$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_l \mu_l \left( \frac{\partial u_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial u_{ji}}{\partial x_i} \right) \right] + \alpha_l \rho_l f_{li} + M_{li}$$

### (3) 能量方程

$k$  方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_l \rho_l u_{ij} k) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_l \frac{\mu_l}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \alpha_l (G - \rho_l \varepsilon)$$

式中  $G = \mu_l \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$

$\varepsilon$  方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_l \rho_l u_{ij} \varepsilon) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_l \frac{\mu_l}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \alpha_l \frac{c_1 \varepsilon}{k} G - c_2 \alpha_l \rho_l \frac{\varepsilon^2}{k}$$

式中  $\sigma_\varepsilon$  为紊流脉动动能耗散率的普朗特数;  $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_\mu$  为常数,采用单相流中的,  $\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.314, C_\mu = 0.09$ <sup>[7]</sup>。

边界条件:吸入室进口为稳态、均相,沿吸力不变的出口。吸入室、转轮壁面和叶片表面设为无滑移边界条件。吸入室入口的  $X$  轴向为速度入口方向,出口为压力出口。

## 3 数值模拟、试验结果及分析

由图 2、图 3,吸入室与动叶耦合面、动叶与静叶耦合面、出口面等 3 个面上的切向速度先增大后减小,压力在不断增大;动叶增加动能,静叶将动能转化成压能<sup>[8]</sup>。由表 1 知:出口压力增大,且能够在高含气率下工作,设计目的基本达到,设计合理。明显地,试验值和模拟值相差较大,这是由于叶片加工难度大,叶片表面不光滑引起的。

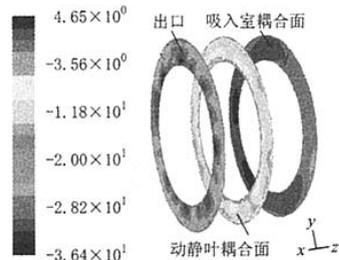


图 2 耦合面速度图

表 1 模拟的静叶出口总压值与实验总压值的比较

含气量/%	入口压力/MPa	总压范围(模拟值)/MPa	总压值(实验值)/MPa
27.2	0.01	0.106 ~ 0.124	0.098
53.5	0.01	0.068 ~ 0.078	0.059
73.7	0.01	0.038 ~ 0.044	0.036

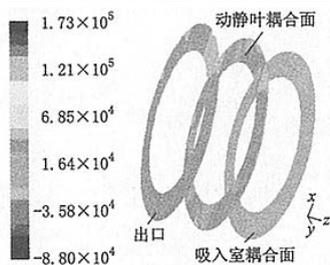


图 3 耦合面静压

表 2 YQH-100 型多级油气混输泵的参数表

流量/ (m <sup>3</sup> /h)	入口速 度/(m/s)	扬程/ m	轴功率/ kW	含气 率/%	单级出口 总压/MPa	效率/ %
155.256	5.5	51.947	46.025	27.2	0.068 0	34.76
148.632	5.3	67.812	38.522	53.5	0.059 0	33.18
147.008	5.2	73.342	35.228	73.7	0.036 4	22.03

由表 2 知道该模型的效率低,中低含气率下效率为 30% 多,而在高含气率下效率仅 22%,效率低限制了该泵在生产中的应用。效率低有以下几点原因:如图 4 知,动叶流道内流线均匀,但进口局部紊乱,这是由于吸入室出口液流角大于动叶的进口角,冲角很大,产生冲击损失;静叶的出口介质流动复杂,产生旋涡,而且影响泵下一级动叶进口;在动叶轮、静叶轮流道内都有旋涡出现,如图 5 所示。动叶流道中的旋涡由气液分离造成<sup>[9]</sup>;流道中介质流动不均匀气液分离且长短叶片间距离不合理造成静叶中有旋涡。

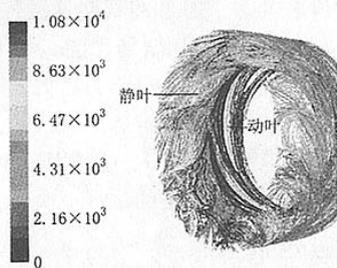


图 4 动静叶粒子轨迹图



图 5 叶片中径速度图

解决方案:

(1) 增大动叶进口安放角,减小吸入室出口液流角,减小冲击损失;

(2) 动叶叶片稠密度为 1.2,叶片数为 5,流道拥挤且叶片弦长较短,致使叶轮对介质的能量传递不充分,造成能量浪费,但叶片弦长过长使沿程损失增大,气液分离亦会加重损失<sup>[10]</sup>,因此需合理增大叶片弦长,增大叶片的稠密度,修改动叶叶型;

(3) 静叶进口由于受动叶出口影响气液分离,介质分布不均匀,在静叶流道内产生旋涡。需调整静叶长短叶片间距,合理分配动叶流出介质,修改静叶叶型,改善动静叶间介质的冲击损失,消减静叶流道内产生的旋涡。

## 4 结 论

在轴流式油气混输泵的设计中,解决了吸入室、动静叶轮的设计含气率低的问题,但通过试验证明还存在效率低,性能不稳定的问题。还需要做出进一步的优化设计,通过大量的模型设计、模拟计算,并通过实验验证筛选出性能较好的转轮模型。

### 参考文献 (References)

- [1] 郑例丹, 赵 宏, 薛教松. 油气多相混输泵的最新研制进展[J]. 水泵技术, 2001(3): 15-19.
- [2] 李清平, 薛教松, 朱宏斌, 等. 螺旋轴流式多相泵的设计与实验研究[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(1): 84-87.
- [3] 马希金, 秦 霞. 混输泵半螺旋型吸入室流场的三维模拟分析[J]. 排灌机械, 2005, 23(5): 11-14.
- [4] 马希金, 秦 霞. 半螺旋形吸入室在不同含气率下的速度分析[J]. 新疆石油天然气, 2006, 2(1): 75-77.
- [5] 卢金铃, 席 光, 祁大同. 气液两相流泵的研究进展[J]. 流体机械, 2001, 29(12): 12-15.
- [6] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安交通大学出版社, 2001: 349-352.
- [7] 王福军. 流体动力学分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 120-121.
- [8] 马希金, 王宏亮, 赵 学. 轴流式油气混输泵叶轮流场 CFD 模拟分析[J]. 农业机械学报, 2006, 37(2): 41-44.
- [9] 薛教松, 李汗强, 班耀涛, 等. 螺旋轴流式混输泵单叶水力设计的一种选型方法[J]. 石油矿场机械, 2001, 30(增刊): 10-13.
- [10] 马希金, 陈 山, 齐学义. 100-YQH 油气混输泵的研制及试验研究[J]. 排灌机械, 2002, 20(3): 3-6.

(责任编辑 张文涛)