

# 三级螺旋轴流式混输泵可压缩流场数值模拟\*

张金亚 蔡淑杰 朱宏武 杨珂 强睿

(中国石油大学机械与储运工程学院, 北京 102249)

**摘要:**以水和可压缩空气为介质,在不同入口含气率工况下对一台三级混输泵内流场进行定常和非定常数值模拟,三级叶轮几何参数相同。水为主相,采用 $k-\omega$  SST湍流模型;空气为第二相,采用零方程模型。模拟预测三级泵的性能与实验结果吻合良好。流场模拟结果显示:由于气体可压缩,流体由第1级输送到第3级过程中,含气率逐渐降低,总体积流量也不断降低;由于气液两相所受离心力的不同,含气率从轮毂到轮缘逐渐降低;随着入口含气率的增加,第1级叶轮的增压值逐渐降低,第2级和第3级的增压值呈先增大后减小的趋势;受叶片动静干涉作用以及有限叶片数的影响,各级叶轮与导叶衔接处平均压力有所下降;在入口含气率小于10%或大于80%工况下,三级叶轮增压相近,可以作为不可压缩流体设计或模拟,在其它入口含气率工况下,应该将介质考虑为可压缩流体。

**关键词:**螺旋轴流式混输泵 可压缩流场 数值模拟 含气率

**中图分类号:** TH312 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)09-0089-07

## 引言

多相混输泵按工作原理分为叶片式和容积式,在叶片式多相混输泵中,螺旋轴流式混输泵(Helico-axial multiphase pump, HAMPP)以其体积小、排量、抗砂能力强和安装维修方便等优点被认为是水下液气生产系统中的理想选择<sup>[1-7]</sup>。

在HAMPP的理论研究方面,李清平等<sup>[8-11]</sup>提出了混输泵叶轮的设计方法,即将多级混输泵分为若干段,每段由3~5个增压单元(一个叶轮和一个导叶组成一个增压单元)组成,假设介质在每一段内为不可压缩流体。讨论了不同操作工况对泵性能的影响,以寻求最优工况并对叶轮的几何结构进行改进。

从国内外文献报道<sup>[12-21]</sup>来看,大量有关HAMPP设计或数值模拟的研究均将流体介质视为不可压缩流体。实际上,气液混合介质在流动过程中,压力变化较大,气体定会受到压缩。因此,在一定范围的进口含气率内,有必要考虑流体介质的可压缩性。本文在设计流量及转速下,以三级HAMPP内部流动为研究对象,通过改变进口含气率进行可压缩流场数值模拟,比较三级混输泵各级内的压力和含气率分布情况,分析三级混输泵增压、水力效率等性能参数的变化规律,为HAMPP叶轮的设计和优化提供理论参考。

## 1 HAMPP 计算模型

### 1.1 数值模拟方程

#### 1.1.1 控制方程

采用欧拉-欧拉多相流模型,选择纯水和理想可压缩空气作为介质,其中纯水作为主相,理想气体作为第二相。假设气液两相流流型为泡状流,且同时满足质量和动量守恒,基本方程如下所示:

连续性方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k) + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k \mathbf{u}_k) = 0 \quad (1)$$

动量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k \mathbf{u}_k) + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k \mathbf{u}_k \otimes \mathbf{u}_k) = -\alpha_k \nabla p_k + \nabla \cdot (\alpha_k \mu_k (\nabla \mathbf{u}_k + (\nabla \mathbf{u}_k)^T)) + \alpha_k \rho_k \mathbf{f} + \mathbf{M}_k \quad (2)$$

气体和液体具有如下关系

$$\alpha_g + \alpha_l = 1 \quad (3)$$

式中  $\alpha_k$ —— $k$ 相的体积分数

$\mu_k$ —— $k$ 相动力粘度

$p_k$ —— $k$ 相的压力  $\rho_k$ —— $k$ 相的密度

$\mathbf{u}_k$ ——通过叶轮流道内 $k$ 相流体的速度

$\mathbf{f}$ ——质量力  $\mathbf{M}_k$ ——表面张力

下标 $k$ 表示 $k$ 相,当 $k$ 为 $l$ ,代表液体;当 $k$ 为 $g$ ,代表气体。

由于介质中气体具有可压缩性,故还需考虑气体状态方程。鉴于混输泵中气液两相介质温度变化

不大,可忽略温度变化对整个流场的影响,即假设气体在泵内为等温压缩过程,状态方程为

$$p_1 Q_{g1} = p Q_g = \text{const} \quad (4)$$

式中  $p_1, p$ ——进口位置、任意截面的绝对压力  
 $Q_{g1}, Q_g$ ——进口位置、任意截面的气体体积流量

### 1.1.2 表面张力

假设在运动过程中气泡始终保持球形,平均直径为 0.3 mm,表面张力系数为 0.073 N/m。作用在两相间的作用力主要分为 3 部分:相间拖曳力  $M_k^D$ 、升力  $M_k^L$  和虚拟质量力  $M_k^A$ ,所以表面张力

$$M_k = M_k^D + M_k^L + M_k^A \quad (5)$$

$$M_k^D = \frac{3}{8} \frac{C_D}{r_g} \rho_l (\mathbf{u}_l - \mathbf{u}_g) |\mathbf{u}_l - \mathbf{u}_g| \quad (6)$$

$$C_D = \begin{cases} 24(1 + 0.15Re^{0.687})/Re & (Re \leq 1000) \\ 0.44 & (Re > 1000) \end{cases} \quad (7)$$

式中  $r_g$ ——气体半径

$Re$ ——液相和气相的相对雷诺数

$$Re = \rho_l \frac{|\mathbf{u}_l - \mathbf{u}_g|}{\mu_l} d_g \quad (8)$$

$$M_k^L = C_L \rho_l \alpha_g \mathbf{u}_R \times (\nabla \times \mathbf{u}_l) \quad (9)$$

$$\mathbf{u}_R = \mathbf{u}_g - \mathbf{u}_l \quad (10)$$

$$C_L = 0.5 [1.0 - 2.78 \langle 0.2, \alpha_g \rangle] \quad (11)$$

式中  $\mu_l$ ——液体的动力粘度

$d_g$ ——气体直径  $C_L$ ——升力系数

$\mathbf{u}_R$ ——气液两相的速度差值

$\langle a, b \rangle$  表示选择  $a, b$  中的较小值。

$$M_k^A = \rho_l C_A \alpha_g \mathbf{a}_A \quad (12)$$

式中  $\mathbf{a}_A$ ——附加质量加速度矢量

气泡为球形,故附加质量系数取  $C_A = 0.5$ 。

## 1.2 几何模型和网格

计算域包括前延伸、3 个增压单元、后延伸<sup>[26]</sup>,如图 1 所示。几何参数为:前延伸长度是叶轮轴向长度的 2 倍,后延伸长度是叶轮轴向长度的 6 倍;叶轮叶片数为 4,导叶叶片数为 11。

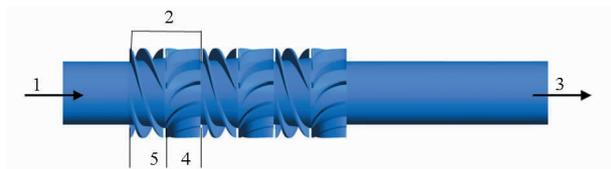


图 1 三级 HAMPP 流道几何模型

Fig. 1 Geometry model with three-stage flow passage

1. 进口 2. 增压单元 3. 出口 4. 导叶 5. 叶轮

利用 CFX - BladeGen 建立流场模型,采用 TurboGrid 对叶轮和导叶进行结构化网格划分。使

用拓扑结构逼近几何模型,再在拓扑结构上生成六面体网格。

考察了叶轮的网格数变化对泵的增压和水力效率的影响以验证网格的无关性,如图 2 所示。当叶轮网格数大于 410 448 时,增压曲线和水力效率曲线随网格数的增加变化很小,其中增压变化量小于  $8 \times 10^{-5}$  MPa,效率变化率小于 0.2%,故模拟选用 410 448 的叶轮网格数足以保证模型网格的无关性。

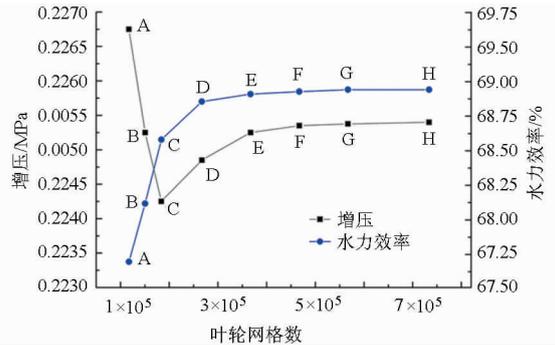


图 2 网格无关性验证

Fig. 2 Influence of grid cells on impeller performance

图 3 和图 4 分别为每一级叶轮和导叶的网格划分情况。前延伸、单个叶轮、单个导叶和后延伸的网格数分别为:147 670、410 448、1 410 464、99 400。计算模型的整体网格数为 5 709 806。

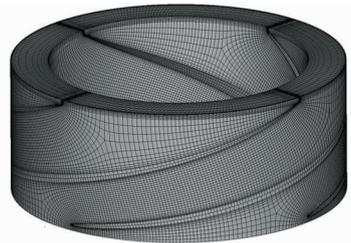


图 3 叶轮网格图

Fig. 3 Grid of impeller channel



图 4 导叶网格图

Fig. 4 Grid of diffuser channel

## 1.3 求解方法及边界条件设置

数值计算采用 Ansys - CFX 软件,其中连续相的水采用  $k-\omega$  SST 模型,这一模型在 BSL  $k-\omega$  模型的基础上考虑了湍流剪切应力的输运,可对逆压梯度下的流动分离现象给出更精确的预测;分散相的空气采用零方程理论模型。利用有限元的有限体积法对控制方程进行离散,含气率项采用一级迎风

格式,其他项采用二级迎风格式。采用 SIMPLE 方法进行压力与速度的求解,压力差值方法为 PRESTO!。本文假设进口气液两相均匀分布,两相之间无质量传递,稳态流动且无空化现象发生。

入口:采用质量流量入口条件。根据气液总流量及含气率,分别设置进口液体和气体的质量流量。

出口:设定出口截面平均压力。根据实验及设计参数预测不同入口工况下的出口平均压力。

壁面:所有壁面满足无滑移固壁条件,等温处理,温度设为 25 ℃。壁面处采用基于  $k-\omega$  方程的自动壁面处理模型,使得在近壁区将壁面函数自动调整为低雷诺数壁面方程。

## 2 模拟结果及分析

### 2.1 CFD 模拟及实验所得水力性能的对比

#### (1) 增压和水力效率计算公式

根据数值模拟的结果,泵的增压

$$\Delta p = p_2 - p_1 \quad (13)$$

水力效率的计算公式

$$\eta_h = \frac{\Delta p Q}{W} \quad (14)$$

$$W = \frac{\pi n T}{30} \quad (15)$$

式中  $\Delta p$ ——泵的增压

$p_1$ ——进口位置压力

$p_2$ ——出口位置压力

$\eta_h$ ——水力效率

$W$ ——单位时间内作用在所有叶轮上的轴功率

$T$ ——所有叶轮对流体的扭矩

#### (2) 水力性能对比

为验证模拟结果的准确性,在设计流量下,对不同进口含气率工况进行了实验。空气和水首先进入缓冲均化器中混合,形成气泡均匀分布的多相流体后,再进入多相泵,经泵增压后通过出口管道进入开放式水箱,水循环使用,空气直接排入大气,实验台示意图如图 5 所示。

图 6 为三级混输泵总增压和水力效率随进口含气率的变化对比图。可以看出:随进口含气率的增加,混输泵总增压和水力效率的变化曲线总体呈先上升后下降的变化趋势;当进口含气率为 30% 时,混输泵的总增压最大,当进口含气率为 40% 时,混输泵的水力效率最大;数值模拟与试验结果吻合较好,最大误差小于 5%,验证了本文数值模拟方法的合理性。

### 2.2 三级 HAMPP 内压力场分析

以进口含气率为 40% 的运行工况为例,考察混

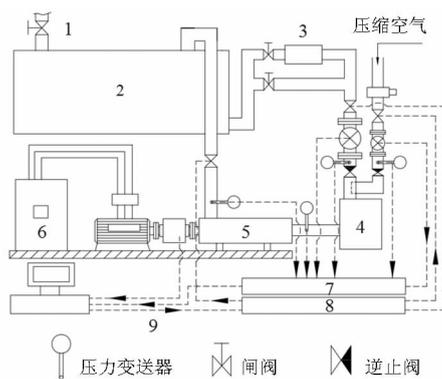


图 5 多相泵实验台示意图

Fig. 5 Schematic diagram of multiphase pump

1. 注油/水口 2. 油/水箱 3. 管道泵 4. 缓冲均化器 5. 混输泵 6. 变频器 7. A/D 转换器 8. D/A 转换器 9. 数据采集与控制系统

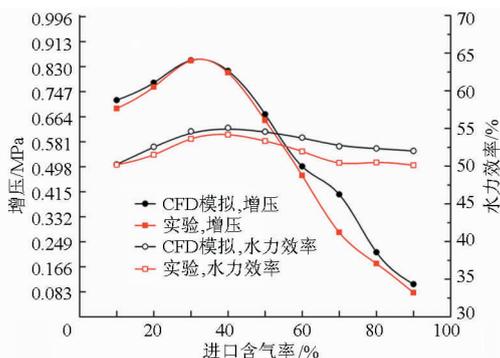


图 6 数值模拟和实验所得水力性能对比

Fig. 6 Hydraulic performance contrasts between CFD and experiment

输泵 3 个增压单元内部的压力分布情况,如图 7 所示(左侧为进口,右侧为出口)。结果显示:从第 1 级叶轮进口到第 3 级导叶出口,流场压力逐渐增加;各增压单元内压力变化较均匀,且同一截面处压力面压力高于吸力面压力;每一级叶轮叶片进口靠近吸力面处存在一个明显的低压区。

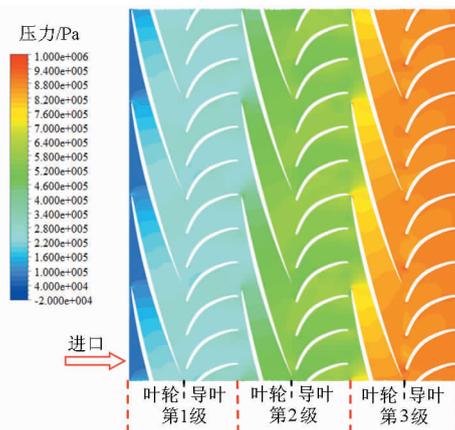


图 7 三级 HAMPP 内 0.5 叶高处压力分布

Fig. 7 Pressure distribution of the three-stage pump on 0.5 span

图8为3个增压单元内叶片轴面平均压力分布图,可以发现靠近轮毂处的压力变化速度与轮缘处相比较慢;在同一截面处,由于气液两相受离心力的不同,气体主要聚集在轮毂附近,导致轮缘处的压力要高于轮毂处。

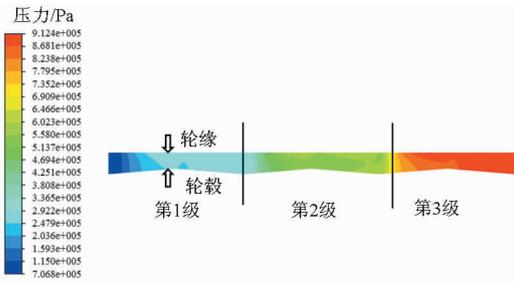


图8 三级HAMMP叶片轴面平均压力分布

Fig. 8 Meridional average pressure distribution of three-stage pump

图9为沿Z轴从进口到出口平均静压的变化曲线。由图可知,从第1级到第3级各级增压能力依次增大,这是由于气体受到压缩,含气率逐渐降低,总流量也逐渐降低。由于混输泵导叶具有一定的扩压整流作用,所以从曲线图中可以看到在各级导叶中压力也有略微的升高。受动静干涉及有限叶

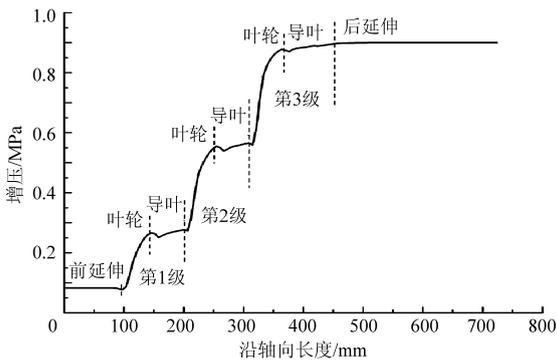


图9 沿进口到出口轴向平均静压分布

Fig. 9 Average static pressure along the axial direction from inlet to outlet

片数的影响,在叶轮与导叶结合处均存在静压下降的情况。

图10为各级增压随进口含气率的变化。从图中可以看出:随着入口含气率的增加,第1级的增压值逐渐降低,第2级和第3级的增压值先增大后减小。这是因为:在一定的含气率范围内,气液混合流体经过第1级后,压力增加,气体受到压缩,为第2级提供了低含气率和低气液总流量的介质条件,第3级的情况亦是如此。在进口含气率较低( $< 10\%$ )和进口含气率较高( $> 80\%$ )时,混输泵各级增压基本相同。

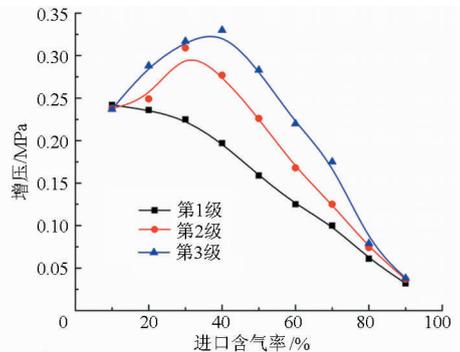


图10 3个压缩级内增压随含气率的变化

Fig. 10 Differential pressures vs GVF of three stages

### 2.3 三级HAMPP内含气率分析

图11为3个增压单元内不同叶高含气率的分布情况。由于气体受到压缩,含气率逐渐减低,且在第1个增压单元内含气率变化最显著,表现出明显的压缩性。受压力作用,在同一截面处压力面的含气率要略低于吸力面含气率。从0.1叶高到0.9叶高,流场内含气率逐渐降低,这主要是由于液体受离心力作用逐渐向轮缘运动。在导叶流道内,随着作用在液相上离心力的消失,气液两相重新混合,含气率分布发生变化。同时,由于气液两相重新混合,这个区域会产生回流,有较大的旋涡。

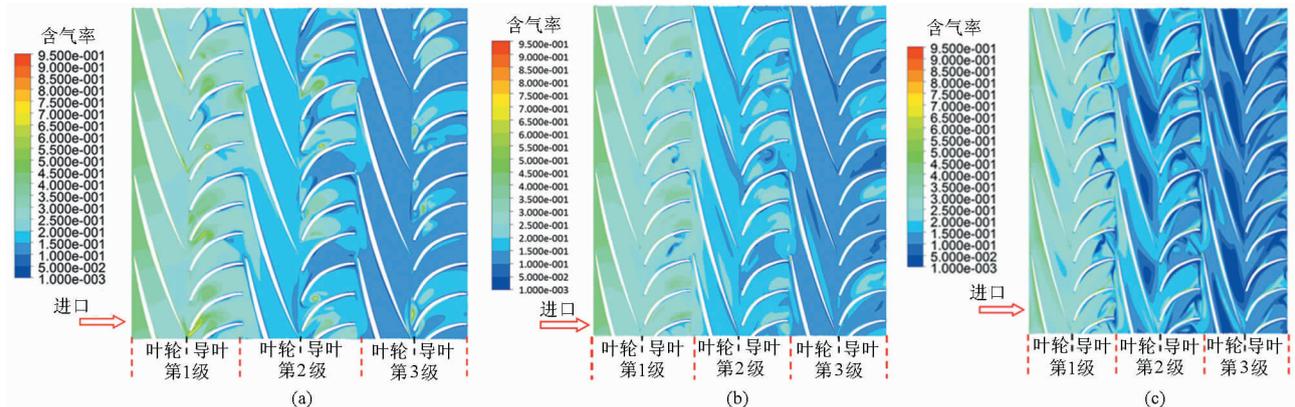


图11 3个增压单元内不同叶高处含气率的分布

Fig. 11 GVF distribution in different spans of three stages

(a) 0.1叶高 (b) 0.5叶高 (c) 0.9叶高

图12所示,为混输泵流场沿Z轴从进口到出口平均含气率变化曲线。从图中可以看出,从进口到出口含气率逐渐降低,这是由于混输泵从进口到出口压力逐渐升高,气体受到压缩作用,导致含气率降低。同时,从进口到出口,压力变化比越来越小,因此从第1个增压单元到第3个增压单元,含气率的变化逐渐减小。另外,因为导叶具有一定的扩压作用,因此在导叶流道内含气率总体呈下降趋势。但由于在导叶与叶轮衔接处局部存在旋涡,气液两相重新混合,从而导致在导叶内平均含气率曲线存在一定的波动。

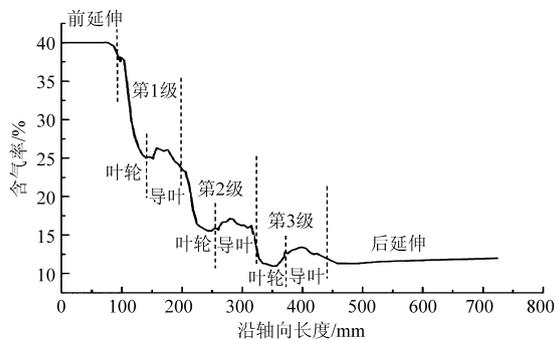


图12 从进口到出口含气率沿轴向的分布

Fig. 12 Average GVF along the axial direction from inlet to outlet

图13为不同进口含气率下(10%~90%)从多相泵进口到出口含气率的变化曲线。从图中可以看出,在进口含气率较低(<10%)时,含气率从多相泵进口到出口变化相对较小;在进口含气率较高(>80%)时,由于气体体积分数较大,压缩较困难,因此进出口含气率变化也不是很明显。由此可见,在多相泵进口含气率较高或较低时,两相流体介质表现出的可压缩性并不明显。

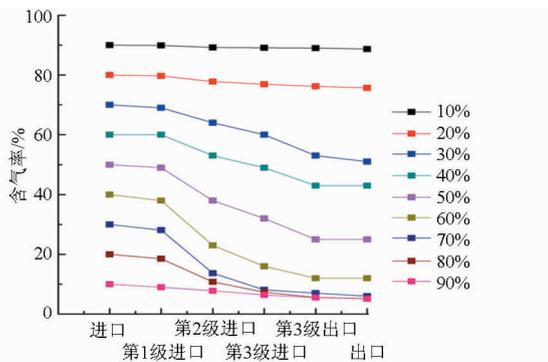


图13 不同进口含气率条件下不同截面处的含气率分布

Fig. 13 GVF distribution in different sections with various inlet GVF

### 2.4 非定常流动的研究

为了观察三级HAMPP流场中旋涡形成—扩散—充分发展的过程,在设计工况下进行了可压缩非定常模拟。以设计工况下稳态模拟的结果作为非

定常模拟的初始条件,综合考虑计算精度与计算机性能,设定时间步长为0.033ms,计算100个时间步,总时间为3.3ms,即混输泵转过一个叶轮流道的弧度。选取计算时间分别为0.495、0.900、1.485、1.980、2.475、2.970ms的第1级增压单元作为研究对象(第2级和第3级压力变化规律与第1级基本相同),分析增压单元内压力场的变化情况。

图14为不同时刻下第1级增压单元内的压力分布图。观察图中叶轮与导叶衔接处的压力变化情况,不难发现由于动静干涉作用,在叶轮叶片与导叶叶片衔接处有旋涡产生,从而造成局部低压区。随着时间推移,旋涡从产生到扩散再到充分发展,低压区也随之变化。

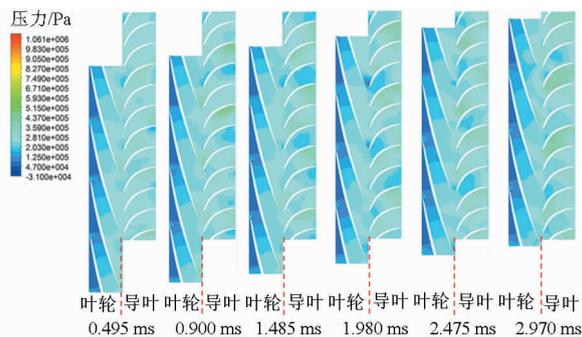


图14 第1级增压单元内压力随时间变化

Fig. 14 Change of pressure in first stage with time

图15所示为不同时刻下第1级导叶和第2级叶轮内流场的压力变化情况。可以看到,受导叶与叶轮相对位置的影响,从第1级导叶流出的流体受下级叶轮叶片的阻碍作用,在导叶流道出口处形成了旋涡,因此造成局部低压区。随着叶轮的旋转,旋涡不断扩散至充分发展,当叶片再次运动到相同位置时,又一次形成旋涡,如此循环往复。

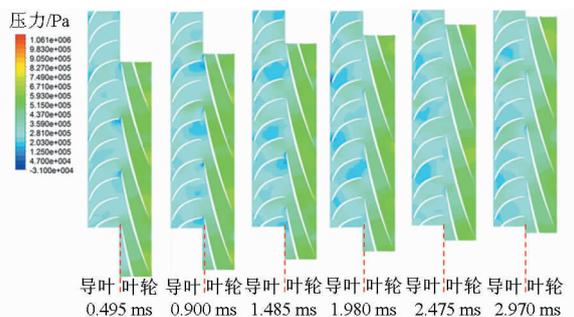


图15 第1级导叶和第2级叶轮压力随时间变化

Fig. 15 Change of pressure in first diffuser and second impeller with time

### 3 结论

在设计气液总体积流量、不同进口含气率工况下的三级多相泵流场进行了数值模拟,得到以下主要结论:

(1)在同一入口含气率下,从第1级叶轮进口到第3级导叶出口,流场压力逐渐增加,含气率逐渐降低。从第1级到第3级,含气率的变化率逐级减小,增压能力逐级增大。

(2)随着入口含气率的增加,第1级增压单元的增压值逐渐降低,第2级和第3级的增压值先增大后减小。

(3)受叶片动静干涉作用以及有限叶片数的影

响,各级叶轮与导叶衔接处平均静压曲线有下降趋势。

(4)在入口含气率低于10%或高于80%时,多相泵各级增压值基本相同,说明此时的气体压缩情况不明显,应用于该工况下的多相泵叶轮按照不可压缩流体设计是可行的。但是,在入口含气率10%~80%工况下运行的多相泵,必须按照可压缩流体逐级设计叶轮。

#### 参 考 文 献

- 1 Saadawi H N H. An overview of multiphase pumping technology and its potential application for oil fields in the gulf region [C]//IPTC 2007: International Petroleum Technology Conference, 2007.
- 2 Hua G, Falcone G, Teodoru C, et al. Comparison of multiphase pumping technologies for subsea and downhole applications [C]//2011 SPE Annual Technical Conference and Exhibition, SPE-146784-PA, 2011.
- 3 Lafaille A. The multiphase boosting and transportation technology now reaching the pre-Industrial stage [C]//European Petroleum Conference, SPE-20974-MS, 1990.
- 4 Gié P, Buvat P, Bratu C, et al. Poseidon multiphase pump [C]//Offshore Technology Conference, OTC-7037-MS, 1992.
- 5 Humoud A A, Boudi A A, Al-Qahtani S D, et al. Deployment of a rotodynamic multiphase pump in a remote hilly-terrain oil field in Saudi Arabia [C]//Abu Dhabi International Petroleum Exhibition and Conference, SPE-117462-MS, 2008.
- 6 Leporcher E, Delaytermoz A, Renault J F, et al. Deployment of multiphase pumps on a north sea field [C]//SPE Annual Technical Conference and Exhibition, SPE-71536-MS, 2001.
- 7 Grimstad H J. Subsea multiphase boosting-maturing technology applied for Santos Ltd's Mutineer and Exeter field [C]//SPE Asia Pacific Oil and Gas Conference and Exhibition, SPE-88562-MS, 2004.
- 8 李清平, 薛敦松, 朱宏武, 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.  
Li Qingping, Xue Dunsong, Zhu Hongwu, et al. Research on hydraulic design concept of an helico-axial multiphase pump and its experimental studies on performances[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(1): 84-87. (in Chinese)
- 9 Li Qingping, Lu Weiping, Xue Dunsong. Three-dimensional numerical analysis of gas bubble's behavior in multiphase pump impeller using boundary elemental method [J]. Multiphase, Non-Newtonian and Reacting Flows, 2004, 2: 313-317.
- 10 Lu Weiqiang, Li Qingping, Xue Dunsong. Boundary element numerical simulation of gas-liquid two-phase flow in multiphase pump impeller [C]//Computational Methods in Multiphase Flow International Conference, Computational Methods in Multiphase Flow, 2001: 13-22.
- 11 李清平, 薛敦松, 李忠芳, 等. 螺旋轴流式多相泵的实验研究与优化设计[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(6): 962-964.  
Li Qingping, Xue Dunsong, Li Zhongfang, et al. Optimize of the helico-axial multiphase pump prototype and its experimental studies on performances [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(6): 962-964. (in Chinese)
- 12 余志毅, 曹树良, 彭国义. 运用正反问题迭代法进行叶片式气液混输泵叶轮的水力设计[J]. 机械工程学报, 2006, 42(4): 135-141.  
Yu Zhiyi, Cao Shuliang, Peng Guoyi. Hydraulic design of a multiphase rotodynamic pump impeller and test verification [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(4): 135-141. (in Chinese)
- 13 Cao Shuliang, Peng Guoyi, Yu Zhiyi. Hydrodynamic design of rotodynamic pump impeller for multiphase pumping by combined approach of inverse design and CFD analysis [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2005, 127(2): 330-338.
- 14 余志毅, 刘影. 叶片式混输泵气液两相非正常流动特性分析[J]. 农业机械学报, 2013, 44(5): 66-69.  
Yu Zhiyi, Liu Ying. Characteristic analysis of unsteady gas-liquid two-phase flow in a multiphase rotodynamic pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(5): 66-69. (in Chinese)
- 15 朱宏武, 李忠芳. 螺旋轴流式多相泵对比实验研究[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(4): 606-608.  
Zhu Hongwu, Li Zhongfang. Compare with the experimental studies of the helico-axial multiphase pump [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(4): 606-608. (in Chinese)
- 16 朱宏武, 李忠芳, 李清平. 螺旋轴流式多相泵流动参数设计值探讨[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(6): 56-58.  
Zhu Hongwu, Li Zhongfang, Li Qingping. Discussion on design scale of flow parameters of helico-axial multiphase pump [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(6): 56-58. (in Chinese)
- 17 马希金, 李新凯, 韩伟, 等. 正交设计与神经网络相结合的混输泵优化设计[J]. 兰州理工大学学报, 2011, 37(6): 37-41.
- 18 余志毅, 张勤昭, 黄若, 等. 叶片式混输泵非正常流动的数值模拟[J]. 排灌机械学报, 2013, 31(4): 284-288.
- 19 赵万勇, 杨登峰, 王钊, 等. 基于正交试验的油气混输泵叶轮结构参数优化[J]. 石油矿场机械, 2012, 41(3): 43-47.
- 20 张金亚, 朱宏武, 李艳, 等. 基于正交设计方法的混输泵叶轮优化设计[J]. 中国石油大学学报: 自然科学版, 2009, 33(6): 105-110.
- 21 Zhang Jinya, Zhu Hongwu, Li Yan, et al. Multi-objective shape optimization of helico-axial multiphase pump impeller based on NSGA-II and ANN [J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(1): 538-546.

## Numerical Investigation of Compressible Flow in a Three-stage Helico-axial Multiphase Pump

Zhang Jinya Cai Shujie Zhu Hongwu Yang Ke Qiang Rui

(College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum, Beijing 102249, China)

**Abstract:** Numerical simulations were conducted on a three-stage helico-axial multiphase pump under different conditions of gas volume fraction (GVF). Water was chosen as the first phase and ideal air was the second phase.  $k-\omega$  SST turbulence model and dispersed phase zero equation model were selected to simulate the liquid-gas two-phase steady and unsteady flow. The hydraulic performance of the pump according to the simulations was well coincident with the experimental results. The results show that GVF and total volume flow declined smoothly from the first stage to the third for the compressibility of gas. Due to different centrifugal forces on the two phases, the gas was distributed mainly around the hub; with the increase of GVF, the differential pressure of the first stage decreased slowly while the second and third stages increased at first and then decreased. When the inlet GVF was less than 10% or more than 80%, the differential pressure among the three stages were close, so the design and simulation in these conditions could regard as the incompressible fluid. But in other conditions, it was necessary to consider the fluid as the compressible one; because of the stator-rotor interference and limited number of blades, the average pressure decreased at the interface between impeller and diffuser.

**Key words:** Helico-axial multiphase pump Compressible flow Numerical simulation Gas volume fraction

(上接第 83 页)

## Study of Rapid and Automatic Non-destructive Testing Grader for Red Jujubes

Wang Songlei<sup>1,2</sup> Liu Minfa<sup>1</sup> He Jianguo<sup>1,2</sup> He Xiaoguang<sup>1</sup> Wu Longguo<sup>1</sup>

(1. Department of Agriculture, Ningxia University, Yinchuan 750021, China

2. Department of Civil Engineering and Water Conservancy, Ningxia University, Yinchuan 750021, China)

**Abstract:** An automated rapid non-destructive testing grader based on machine vision technology for jujubes was designed, which can discriminate and grade jujubes according to their external indicators. The equipment is mainly composed of five parts: monomeric orientation arrangement conveying system, multi-surface image acquisition and processing system, grading actuators, transmission mechanism and control system. Rapid monomeric arrangement delivery of jujubes was achieved by roller conveyor and cam intermittent motion mechanism, multi-surface images of jujubes were obtained by industrial camera, front and back light and STM32 system. In addition, pneumatic grading actuator was designed to grade jujubes. The performance parameters were determined by calculating and testing, which were conveyor angle  $28^\circ$ , running speed 160 mm/s, monomer orientation arrangement rate 95%, grading speed 10 jujubes/s, accuracy 92%, the maximum production capacity 550 kg/h. The requirement of automated rapid detection and grading can be reached well by the grader.

**Key words:** Red jujubes Automated grader Non-destructive testing Design