

叶片倾斜角对油气混输泵性能的影响

马希金^{1,2} 张亚琼¹ 张 潮¹ 崔生磊¹

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 以自主研发的 YQH-100 型三级轴流式油气混输泵为研究对象, 基于 Mixture 模型的两相流理论, 改变叶片倾斜角, 在含气率 (GVF) 分别为 0%、10%、30%、50% 和 70% 情况下, 通过计算流体力学的分析方法对油气混输泵内部流动进行数值模拟, 研究叶轮内部气相及压力分布情况, 并对其外特性曲线进行分析。研究结果显示: 在纯水工况下, 叶片倾斜对扬程的影响较大, 原模型 M4 的扬程较最差方案 M1 (叶片倾斜 -10°) 高 8m; 方案 M3 (叶片倾斜 -4°) 的扬程较原模型低 1.4m, 效率较原模型高 0.14 个百分点; 在小流量工况下, 原模型的效率较高; 在不同含气率工况下, 方案 M3 (叶片倾斜 -4°) 的增压比原模型低 14kPa, 效率较原模型高 0.22 个百分点; 叶片适当倾斜一定的角度, 可有效减小气团在叶片工作面轮毂侧的聚集面积, 使混输泵内部气液两相均匀混合, 提高混输泵效率; 轴流式油气混输泵的最佳叶片倾斜角范围为 -4° ~ 0°。本研究可为油气混输泵的设计及水力优化提供参考依据。

关键词: 油气混输泵; 含气率; 内部流动; 数值模拟; 外特性曲线

中图分类号: TH312 文献标志码: A 文章编号: 1673-159X(2019)04-0022-06

doi: 10.3969/j.issn.1673-159X.2019.04.004

Effect of Blade Inclined Angle on the Performance of Oil-gas Mixed Pump

MA Xijin^{1,2}, ZHANG Yaqiong¹, ZHANG Chao¹, CUI Shenglei¹

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050 China;

2. Key Laboratory of Fluid machinery and Systems, Gansu Province, Lanzhou 730050 China)

Abstract: Self-developed YQH-100-type of triple stage and axial flow oil-gas mixed pump are taken as the research object and the inclined angle of the blade is changed. Based on the Mixture model of two-phase flow theory, we carried out the numerical simulation of internal flow in oil-gas mixed pump under the five conditions that gas void fractions (GVF) were 0%, 10%, 30%, 50%, 70%. We researched the distribution of gas and pressure in the impeller, as well as its external characteristics curves. The results show that the blade inclination has a great influence on the head at the pure water conditions. The head of the original model M4 is 8m higher than the worst scheme M1 (the blade tilt -10°). The head of scheme M3 (blade tilt -4°) is 1.4m lower than the original model, and the efficiency is 0.14 percentage points higher than the original model. Under the conditions of small flow rate, the efficiency of the original model is higher. Under different GVF conditions, the pressure increase of scheme M3 (blade tilt -4°) is 14 kPa lower than the original model, and the efficiency is 0.22 percentage points higher than the original model. The inclined angle of the blade can effectively reduce the gathering area of the air masses in the hub side of the blade working faces, make the gas-liquid well-proportioned mixing in the mixed pump, and improve the efficiency of the multiphase pump. The optimum blade tilt range for the oil-gas mixed pump is from -4° to 0°. The results can provide a reference for the design

收稿日期: 2018-06-02

基金项目: 甘肃省科技攻关项目 (KG954-3-11)。

第一作者: 马希金 (1958—), 男, 研究员, 主要研究方向为多相流理论和多相混输泵的研究及产品开发。

ORCID: 0000-0002-2390-215X E-mail: 1119390948@qq.com

引用格式: 马希金, 张亚琼, 张潮, 等. 叶片倾斜角对油气混输泵性能的影响[J]. 西华大学学报(自然科学版) 2019, 38(4): 22-27.

MA Xijin, ZHANG Yaqiong, ZHANG Chao, et al. Effect of blade inclined angle on the performance of oil-gas mixed pump [J]. Journal of Xihua University (Natural Science Edition) 2019, 38(4): 22-27.

and hydraulic optimization of oil-gas hybrid pump.

Keywords: oil-gas mixed pump; gas void fractions; internal flow; numerical simulation; external characteristic curve

随着陆上石油的日益减少,人们越来越重视海底石油的开发。海上原油产出物主要是油和气的混合物,同时还含有少量的水和砂,是一种多相混合物^[1]。在传统的海上石油开采过程中,需要建立一套复杂的处理设施,使原油产出物在海上平台或海底就分离,然后将油、气分别输送到陆上加工基地。这种开采工艺增加了油气分离装置,不仅在技术上带来了困难,而且非常不经济^[2],由此催生了油气混输泵。油气混输泵作为轴流式多相泵的一种,它具备了液相泵与压缩机的双重性能,替代了一般原油输送过程中的分离装置与输送管道,体现出了其显著的经济效益。

早在20世纪初,国外的石油企业便开始研究油气混输技术,于1984年开始制定的海神计划^[3-6],由法国石油研究院(IFP)、法国国家石油公司(Total)及挪威石油开发公司(Statoil)共同合作的一个计划项目,所研究的主要课题之一便是多相混输泵。海神泵选用的是NACA翼型,经过好几代的实验与优化,能够有效地避免气液分离,在性能上得到了很大的提高,并且在不断的探索改进之后,成功地应用于油田开采上。1994年螺旋轴流式多相混输泵被FRAMO公司应用于挪威石油公司所属的Draugen平台,使此油田的油气水总产量提高了50%左右,其中原油净产增加了40%^[7]。

油气混输泵在油气集输方面有着重要的作用,而动叶轮的优劣又直接影响油气混输泵的扬程与输送效率。随着多相混输技术的发展,我国以中国石油大学、兰州理工大学、清华大学为首的高等院校开始了对油气混输泵的研究。李清平等^[8]、朱宏武等^[9]对螺旋轴流式多相泵进行了现场试验研究与优化设计,成功地进行了该泵的增压运转试验。马希金等^[10-11]研究了轴向和径向间隙对油气混输泵性能的影响。马希金等^[12]研究了叶片重叠度数对油气混输泵的影响。曲鑫等^[13]研究了叶片数及叶片相对包角在不同含气率下的流场分布情况。罗先武等^[14]研究了叶片倾斜对微型泵水力性能的影响,得出适当倾斜一定的角度可以有效抑制压力面二次流损失,从而提高水力性能。吴泳敏等^[15]分析了直叶片、前倾叶片、后倾叶片对风扇气动性能的影响。而叶片倾斜角对油气混输泵性能影响的研究较少。

本文以自主研发的YQH-100型三级轴流式油

气混输泵为例,改变动叶倾斜角度,对油气混输泵内部流动特性进行数值模拟,分析叶片压力及气相分布情况,并分析其扬程、增压及效率曲线,为油气混输泵的设计及水力优化提供参考依据。

1 计算模型的建立及网格划分

1.1 数值计算模型

油气混输泵的基本参数:设计流量 $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$,单级扬程 $H = 33 \text{ m}$,转速 $n = 2\,950 \text{ r/min}$,效率 $\eta = 33\%$,泵进口管径 $D_{\text{in}} = 100 \text{ mm}$,泵出口管径 $D_{\text{out}} = 65 \text{ mm}$,叶轮轮毂进口直径 $D_1 = 170 \text{ mm}$,叶轮轮毂出口直径 $D_2 = 180 \text{ mm}$,叶轮轮缘直径 $D_3 = 230 \text{ mm}$,轮毂半锥角 $\theta = 4.08^\circ$,叶片数 $z = 4$,叶轮轮毂比 $d_h = 0.7826$,轮缘翼型安放角 $\beta = 10^\circ$,轮毂翼型安放角 $\alpha = 12.68^\circ$ 。

根据模型的基本参数,用Pro/E软件建立三维模型,YQH-100型油气混输泵的三维模型如图1所示,主要由吸入室、动叶轮、长短导叶及压出室等部件组成。为了得到较好的网格质量,对隔舌、隔板等倒圆角,对一些细小的倒圆角等进行简化得到了泵的流体域的三维造型。



图1 全流域计算模型图

1.2 叶片倾斜角度设计方案

叶片与轮毂垂直时叶片的倾斜角度为 0° ,叶片倾斜方向与叶轮旋转方向一致为正,反之为负,并规定叶片正倾斜为前倾叶片,反之为后倾叶片。下面主要针对以下5种方案进行讨论。方案一(M1):动叶倾斜角度为 -10° ;方案二(M2):动叶倾斜角度为 -8° ;方案三(M3):动叶倾斜角度为 -4° ;方案四(M4):动叶倾斜角度为 0° 即为原模型;方案五(M5):动叶倾斜角度为 4° 。

1.3 网格划分及网格无关性检验

将如图1所示的模型导入专业的网格划分软件ICEM中进行网格划分,创建相应的body、part以及interface面。

划分网格是数值模拟计算的一个重要环节,网格质量好坏及数目多少将影响数值计算的准确度。网格数目越多,则越接近准确值,但网格数目越多,对计算机的要求越高。下面对其进行网格无关性验证,综合考虑各种因素,取网格数206万比较合适。其模型计算网格如图2所示。

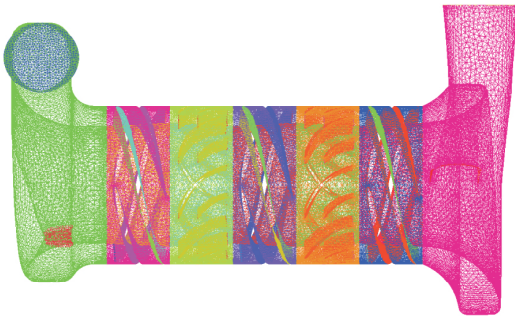


图2 模型计算域网格

2 控制方程及边界条件的设置

2.1 控制方程

用FLUENT软件对内部流场进行模拟,采用Mixture模型作为气液两相流模型,主相定义为水,辅相为空气,泵内部流动为不可压缩的湍流流动,并将不可压缩流动的连续方程与动量方程作为控制方程^[16]。

连续方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_i \rho_i) + \nabla \cdot (\alpha_i \rho_i w_i) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_i \rho_i w_i) + \nabla \cdot (\alpha_i \rho_i w_i w_i - \alpha_i \tau) = -\alpha_i \nabla P + M_i + f_i \quad (2)$$

式中: α_i 为各相的体积分数,气液两相流中即为液相与气相的体积分数,并满足 $\alpha_l + \alpha_g = 1$; ρ_i 为各相密度; w_i 为各相相对速度; τ 为黏性应力张量; M_i 为各相所受的相间作用力; f_i 为质量力,有离心力与科氏力。

2.2 边界条件设置

进口设置为速度进口,其值由入口流量与进口截面面积计算得出,清水时为自由出流(outflow),不同的含气率时为压力出口,出口压力由清水条件下的压力计算得出。模拟系数均采取默认值并设置旋转坐标系,用封闭的N-S方程进行离散,均采用一

阶迎风格式进行离散。用SIMPLEC算法对速度和压力进行耦合,残差值的收敛标准皆为 10^{-4} ,模型采用标准 $k-\varepsilon$ 模型。湍动能 k 和湍动能耗散率 ε 根据公式(3)计算。

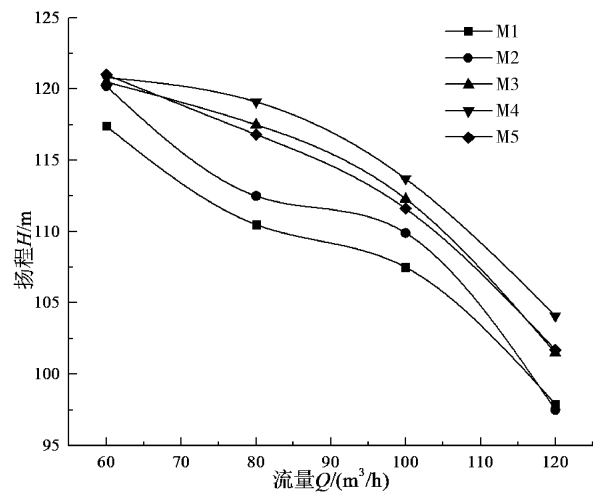
$$k_{in} = 0.003 u_{in}^2, \varepsilon_{in} = C_\mu k_{in}^{3/2} / l_{in} \quad (3)$$

式中 l_{in} 为进口处的混合长度,为进口直径的0.015倍,固壁边界均为无滑移固壁边界条件,近壁区的流体流动均采用标准壁面函数进行处理。

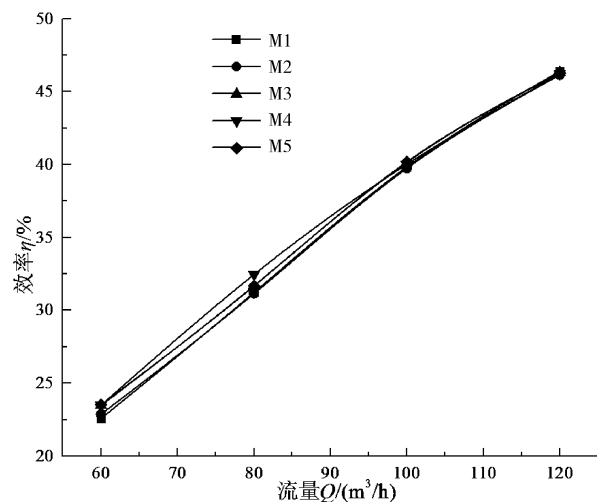
3 计算结果及分析

3.1 叶片倾斜角对混输泵外特性的影响

图3为含气率GVF=0时泵的扬程及效率随流量的变化曲线。



(a) 不同方案下的扬程曲线



(b) 不同方案下的效率曲线

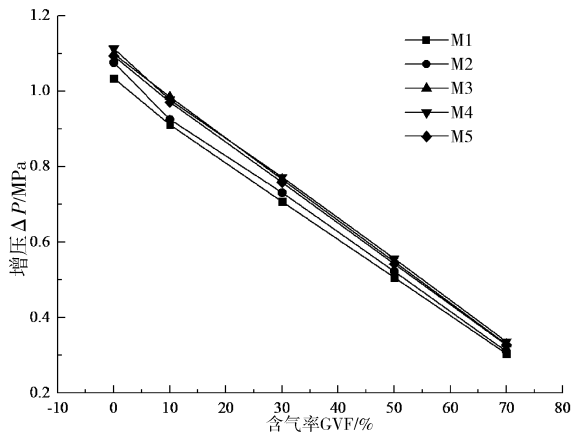
图3 GVF=0时外特性曲线图

由图3(a)可知M1~M5曲线的走势基本一致,皆随着流量的增大,扬程降低。在设计流量下,M1~M4扬程逐渐增大,M4~M5扬程逐渐减小。叶片后倾的角度越大,扬程降低得越明显,扬程的极差值

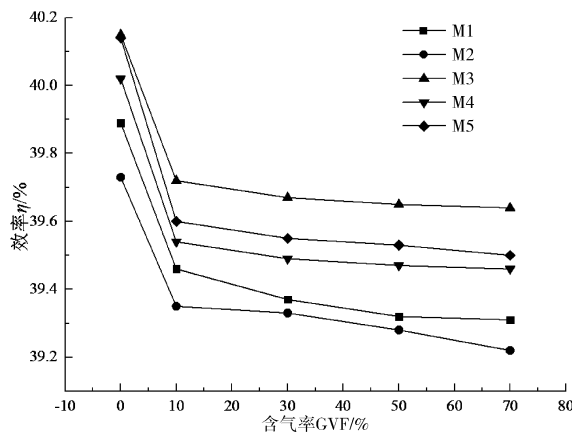
为 8m, 叶片前倾同样会使扬程降低。由图可知在设计流量左右, M4 的扬程最高, M3、M5 次之, M1 的扬程最低。M1、M2 曲线的弯曲程度较大, 在 $0.8Q_d \sim 0.6Q_d$ 之间随着流量的减小, 扬程急剧上升。这是由于泵内部产生的“二次回流”所引起的, 二次回流会造成流动损失, 在外特性上表现为扬程降低。

由图 3(b) 可知各方案曲线的整体趋势一致, 泵的效率随着流量的增大而升高, 在 $Q_d \sim 1.2Q_d$ 之间, 泵的效率相差不大, 而在小流量工况下, M4 的效率较好, M1、M2 的效率较差。分析得出在纯水情况下, M4 比其他几种方案要好。

图 4 为不同方案下泵的增压及效率随含气率的变化曲线。由图 4(a) 可知 M1 ~ M5 曲线皆随着含气率的增大而降低。M3、M4 与 M5 增压相差不大, M4 的增压稍高于 M3、M5。这说明 M4 的增压效果较其他几种方案要好, M1 的增压最低, 其增压效果最差。



(a) 增压随含气率的变化情况



(b) 效率随含气率的变化情况

图 4 不同方案下增压与效率随含气率的变化情况

图 4(b) 是各方案的效率随含气率的变化情况。随着含气率的升高, 效率逐渐降低, 含气率从 0 升高到 10% 过程中, 混输泵的效率急剧下降, 这主要是

气液两相流的不均匀流动造成的。含气率大于 10% 后效率趋于稳定, 减小的趋势变缓。由图 4(b) 可以看出 M3、M5 方案的效率皆高于 M4, 其中 M3 的效率最好, M2 的效率最差, 从效率方面考虑, M3 方案优于其他几种方案。

3.2 混输泵内部压力分布

图 5 为 $GVF = 0.5$ 时第三级叶轮叶片工作面压力云图。图中可以看出 5 种方案下压力的分布趋势基本一致。动叶工作面的压力从轮毂到轮缘逐渐增大, 沿着叶高方向径向分布。以下几种方案在叶片尾部 1/3 处靠近轮毂侧皆存在明显的高压区, 这是流体在此处发生紊流流动所引起的, 故形成了高压力梯度区。图中可以看出 M1 方案中整体压力较小, M4 方案中的整体压力较大且较为均匀。这说明 M1 的增压效果最差, M4 的增压效果最好, M3、M5 次之, 与图 4(a) 的增压曲线的结果一致。但 M4 方案的局部高压区较 M3、M5 要大, 则在此处发生紊流流动造成的损失也越大, 表现在外特性上即为效率的降低。

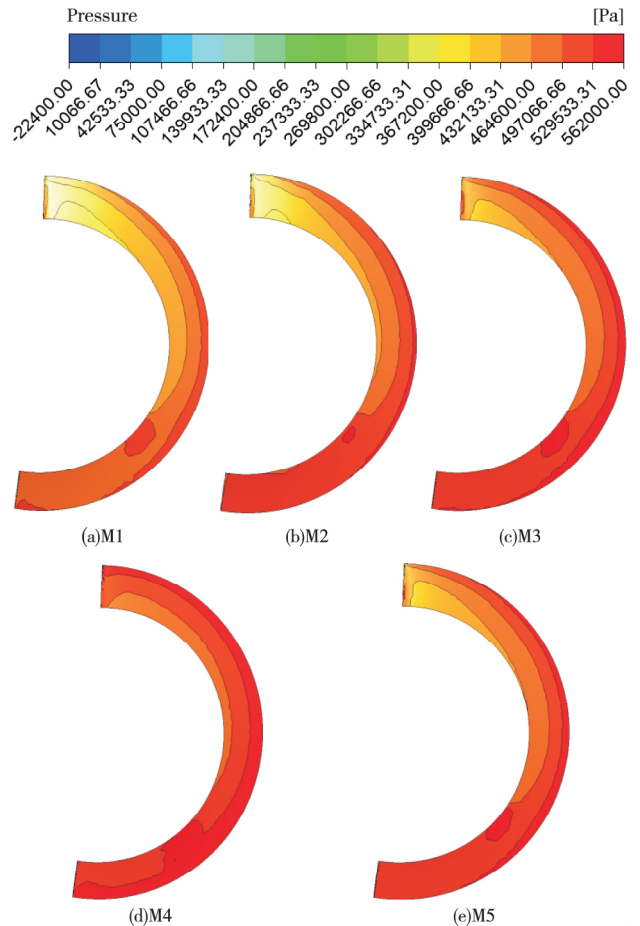


图 5 $GVF = 0.5$ 时第三级叶轮叶片工作面压力云图

图 6 为 $GVF = 0.5$ 时第三级叶轮叶片背面压力云图。可看出叶片背面头部压力分布不均匀, 这是

来流与叶片头部碰撞形成的,致使叶片头部压力分布不均匀。由图还可看出叶片背面压力从头部到尾端沿轴向逐渐增大,从M1到M4叶片背面压力分布逐渐变得均匀,方案M3、M4的压力分布较好,在叶片尾部压力过渡平缓,压力骤增现象减弱。

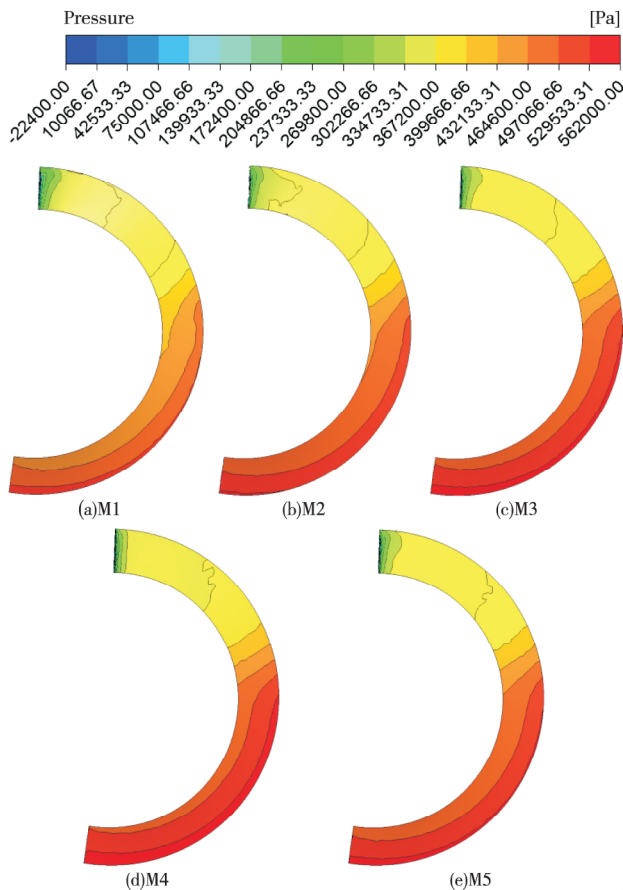


图6 GVF = 0.5时第三级叶轮叶片背面压力云图

3.3 混输泵内部气相分布

图7为GVF = 0.5时第三级叶轮叶片工作面的气相分布情况。由图可看出含气率沿着径向逐渐减小。这是由于惯性离心力的作用,液体沿着轮缘分布,而气体则向轮毂聚集,从而形成了轮毂侧的含气率高于轮缘侧的气相分布。靠近叶片尾缘轮毂侧存在明显的高含气区,这是由于大量的气体聚集在轮毂侧形成气团。几种方案气团分布趋势一致,叶片后倾可有效减小气团在轮毂侧的聚集面积,致使气团径向移动。这是由于叶片后倾,向心力减小,叶轮对液体的控制能力减弱,致使气团沿着径向移动,但倾斜角度过大,气团径向分布阻塞流道不利于流体的流动。M1、M2、M5靠近头部轮缘侧皆存在明显的低含气区,此处液相聚集,气液分布不均,造成的流动损失较大。M3、M4气相分布较为均匀,变化梯度较小,效果较好。

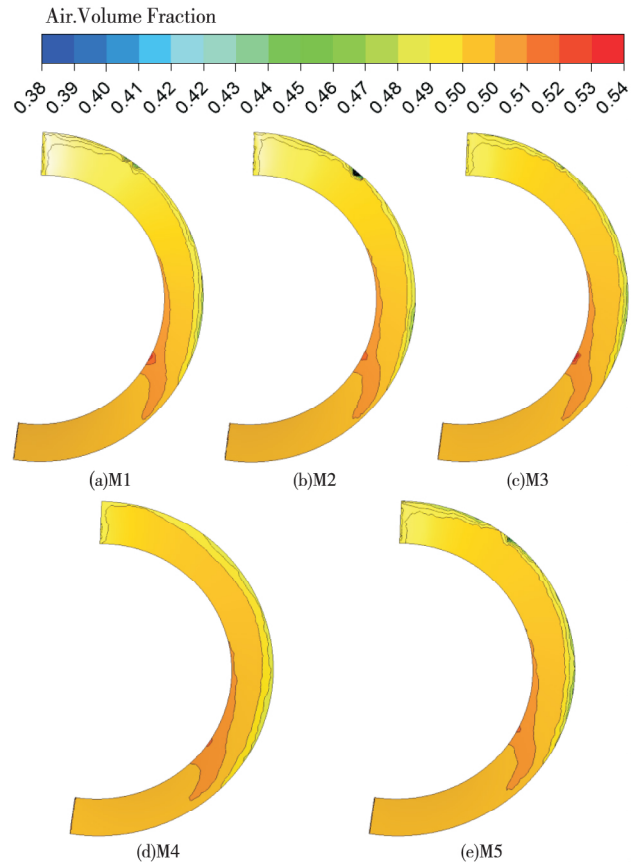


图7 GVF = 0.5时第三级叶轮叶片工作面气相分布图

图8为GVF = 0.5时第三级叶轮叶片背面的气相分布情况。由图可直观看出叶片头部存在明显的高含气区。这说明此处气体大量聚集,并且可看出M1—M4叶片头部的高含气区随着倾斜角度的增大而减小。M1方案1/2弦长靠近轮缘侧存在局部的高含气区,气液分离现象明显,水力损失较大,说明过大的倾斜角不利于气液的均匀混合。M3方案的气相分布优于其他几种方案。

4 结论

1) GVF = 0时,叶片后倾的角度越大,扬程下降得越明显,原模型的扬程最高,叶片后倾 4° 次之。随着流量的增大,泵效率逐渐升高,在大流量工况下叶片倾斜角对泵效率影响不大。

2) 随着含气率的升高混输泵的增压降低,叶片倾斜,增压效果减弱,原模型的增压效果最好。

3) 随着含气率升高,混输泵效率降低,叶片适当倾斜一定的角度,可提高混输泵效率,叶片后倾 4° 的效率较好。

4) 随着叶片后倾的角度增大,叶片工作面轮毂侧气团面积减小,气团沿着径向移动,叶片后倾 4° 方案工作面的气相分布较好。

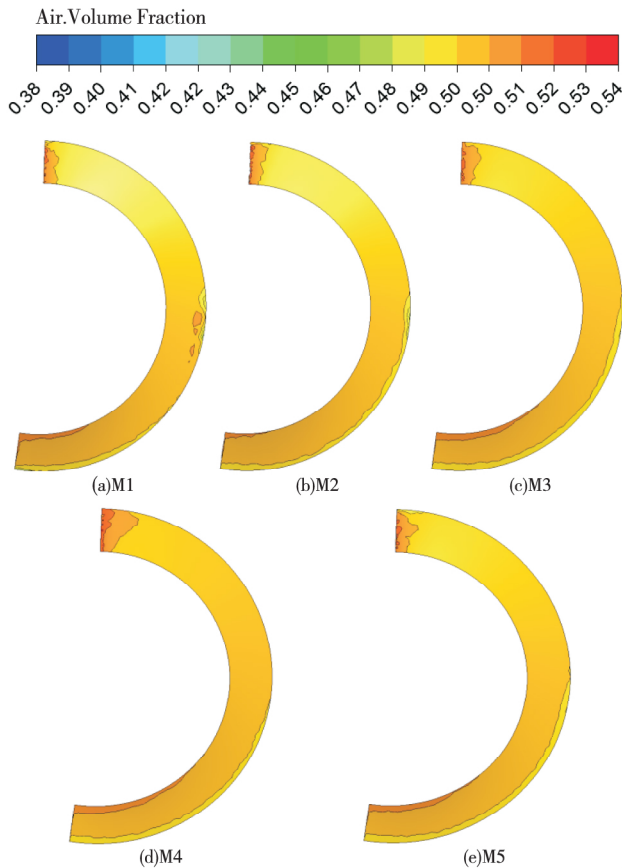


图8 GVF = 0.5 时第三级叶轮叶片背面气相分布图

5) 随着叶片后倾角度的增大,叶片背面头部气团面积减小,倾斜角度过大叶片轮缘侧会形成高含气区,叶片后倾 4° 方案的背面气相分布更加均匀。

6) 综合考虑增压、混输泵效率以及叶片工作面背面的气相分布,叶片的最佳倾斜角范围为 $-4^\circ \sim 0^\circ$ 。

参 考 文 献

[1] 霍春源, 陈永革. 多相流化工流程泵的设计特点[J]. 石油化工设备, 1995, 24(2): 17-20.

[2] 赵天成, 郭自杰. 泵固液两相流泵设计与实验研究[J]. 排灌机械, 1997(4): 3-6.

[3] 邱立辉, 何希杰, 劳学苏. 油田多相流泵研究现状与发展趋势[J]. 通用机械, 2012(10): 70-73.

[4] 巩万福. 同步转子油气混输泵的性能评估[D]. 西安: 西安石油大学, 2014.

[5] CORLESS R J, HASAN A. Case history of multiphase pump applications in California thermal heavy oil operations [C]//ASME 2007 26th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. [S. l.]: American Society of Mechanical Engineers, 2007: 895-904.

[6] ZHU H W, ZHOU D, CHEN L. Performance prediction of the helico-axial multiphase pump[J]. 石油科学(英文版), 2005, 2(3): 20-23.

[7] 凌国平. 国内外油气混输泵技术的研究和发展[J]. 华东船舶工业学院学报, 2000, 14(5): 83-87.

[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(1): 84-87.

[9] 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(6): 56-58.

[10] 马希金, 张贞贞, 侯祯华. 多级油气混输泵轴向间隙变化对其性能的影响[J]. 流体机械, 2015, 43(4): 28-32.

[11] 马希金, 李娜. 径向间隙结构对油气混输泵性能的影响[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2016, 35(5): 98-102.

[12] 马希金, 胡忠辉, 周贯五, 等. 油气混输泵叶轮叶片重叠度数值模拟[J]. 石油矿机, 2011, 40(6): 53-57.

[13] 曲鑫. 多相泵叶轮几何参数分析与研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2008.

[14] 罗先武, 许洪元, 刘树红. 叶片倾斜对微型泵水力性能的影响[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2005(5): 704-707.

[15] 吴泳敏, 金英子, 赵屹, 等. 叶片倾斜角度对小型轴流风扇静特性的影响[J]. 浙江理工大学学报(自然科学版), 2014, 31(1): 1-5.

[16] 马希金, 包春辉. 导叶叶片数对轴流式油气混输泵内部非定常流场的影响[J]. 流体机械, 2017, 45(5): 36-45.

(编校: 夏书林)