

基于 CFD 的轴流式油气混输泵动叶优化设计

马希金, 张 耘, 刘晓睿

(兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘 要: 为研究翼型前缘半径对轴流式油气混输泵动叶性能的影响机制, 基于 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型及 SIMPLEC 算法对不同翼型前缘半径的动叶模型进行数值分析, 分析不同模型流场中的压力、速度、气相分布规律。数值计算结果表明: 增大翼型前缘半径有助于提高动叶增压能力, 同时能有效减小动叶出口附近的二次流损失, 并抑制轮毂侧气体滞留和流道内的气液分离现象; 当含气率 (GVF) 为 0.2 时, 在设计工况 ($Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$) 下, 优化后的模型 M4 较原模型压缩级效率提高了 3.45%; 在小流量工况 ($Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$) 下, 优化后的模型 M4 较原模型压缩级效率提高了 1.47%, 说明将翼型前缘半径增大到最大厚度的 40% 时, 能够有效降低能量损失, 提高压缩级性能。

关键词: 翼型前缘半径; 动叶; 数值计算; 性能

中图分类号: TH312 文献标志码: A 文章编号: 1673-159X(2020)01-0100-06

doi:10.12198/j.issn.1673-159X.3126

Optimization Design of Impeller of Multiphase Pump Based on CFD Method

MA Xijin, ZHANG Yun, LIU Xiaorui

(College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050 China)

Abstract: In order to study the influence of the leading radius of airfoil on the impeller performance of axial multiphase pump, based on RNG $k-\varepsilon$ turbulence model and SIMPLEC algorithm, a numerical analysis of impeller models with different leading radius of airfoil was carried out. The pressure, velocity and gas phase distribution in the flow field were analyzed. The result shows that increasing the leading radius of airfoil can improve the boosting capacity of the impeller, reduce the secondary flow loss near the outlet of the impeller and suppress the phenomenon of retention of the gas and gas-liquid separation. When gas volume fraction (GVF) is 0.2, the compression unit efficiency of optimized impeller rises by 3.45% compared to the base model under design condition ($Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$). When $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, the compression unit efficiency of optimized impeller rises by 1.47% compared to the base model, which indicates that when the leading radius is equal to 40% of the maximum thickness, the energy loss is reduced and the performance of compression unit is improved.

Keywords: leading radius of airfoil; impeller; CFD; performance

收稿日期: 2019-02-12

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: 0000-0000-0000-0000 E-mail: 1119390948@qq.com

引用格式: 马希金, 张耘, 刘晓睿. 基于 CFD 的轴流式油气混输泵动叶优化设计[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2020, 39(1): 100-105.
MA Xijin, ZHANG Yun, LIU Xiaorui. Optimization Design of Impeller of Multiphase Pump Based on CFD Method[J]. Journal of Xihua University(Natural Science Edition), 2020, 39(1): 100-105.

随着陆地、海洋石油的开发,高油气比油藏在世界油气资源中所占的比例越来越大,油井底部的压力越来越低。由于普通泵和压缩机的工作范围已不能满足高油气比的工况,油气混输泵应运而生。该泵能够从油井中直接采出含有油、气、水及各种杂质的多相混合物并完成集输,大大降低了基建成本,目前已成为各国关注的焦点^[1]。本文的研究对象轴流式油气混输泵是一种具有叶片泵和压缩机双重特性的流体机械,其压缩级由采用锥形结构的动叶和静叶组成,工作时动叶将能量传递给介质,提高介质的动能,静叶则起到将介质的动能转化为压力能并将两相介质均匀混合的作用,为流体流入下一级动叶做准备。提高混输泵性能的关键在于动叶的设计^[2-3]。

兰州理工大学的马希金等^[4-6]提出了轴流式油气混输泵动叶的设计方法,并通过数值模拟研究动叶的翼型、进出口角、叶片数、轮毂比、叶栅稠密度对动叶性能的影响。中国石油大学的张金亚等^[7]采用数值模拟和实验相结合的方法描述了流道内的流动特性和气泡的分布状况,验证了数值模拟方法在轴流式混输泵性能研究中的可靠性。韩国汉阳大学的 Kim 等^[8]采用 2^k 因子法对叶轮结构进行了优化,提高了动叶的性能。

翼型是动叶建模的基础。我国学者在不变更常规设计方法的基础上,结合自身研究对象特点,对国内外的各种翼型进行了针对性的优化改进。如华中科技大学的游斌等^[9]通过改变 NACA65 翼型前缘形状对常规斜流转子进行前弯设计,有效改善了低流量时轴流式压缩机的旋转失速状态,扩大了喘振裕度和工作范围,减弱了转子下游的尾迹。扬州大学的徐浩然等^[10]通过数值模拟研究发现,加厚 DU 系列翼型后缘厚度,并将厚度控制在弦长 5% 范围内,能够提高风力机的风能利用效率。由此可见改变前缘和后缘的形状对于翼型的性能有

着较大的影响。翼型前缘、后缘的优化设计已经广泛应用于航空航天、风力机、压缩机领域,在油气混输领域还鲜有人研究。

本文以一种典型的螺旋轴流式油气混输泵的动叶为研究对象,在保持轴流转子中弧线和安放角不变的前提下,改变翼型前缘半径大小,采用 Pro/E 建立单个压缩级的三维实体模型,运用 CFD 方法对模型进行数值模拟,研究翼型前缘半径对油气混输泵外特性及内部流动规律的影响。

1 叶轮造型和数值模拟

1.1 设计及几何参数

目前国际上关于多相泵的设计理论还不成熟,基于此本文采用升力法对动叶进行设计^[11],设计参数如表 1 所示。

表 1 设计参数

流量/(m ³ /h)	单级扬程/m	转速/(r/min)	效率/%
100	34	2 950	35

如图 1 所示,动叶翼型为自主设计的圆头尖尾翼型,翼型厚度变化规律如表 2 所示^[2]。在翼型绕流中,前缘半径 R (也称前缘钝度) 对流场中的速度、压力分布和分离位置具有显著的影响。为研究翼型前缘半径 R 值大小对流场的影响,在此引入无量纲参数相对钝度, $\alpha = R/d_{\max}$, 其中: R 为翼型的前缘半径, d_{\max} 为翼型的最大厚度。考虑到动叶头部过大会增大进口处动叶对流体排挤,且当 α 取值大于 0.4 时翼型前缘几乎成为方形,所以 α 在 0.05 ~ 0.4 之间等间距取值,等间距值为 0.05。单级压缩级模型由动叶和静叶串联组成。由于篇幅限制,本文仅对其中比较具有代表性的 α 取值 0.05 (原模型)、0.2、0.3、0.4 共 4 种模型进行探讨。为方便叙述,分别将其命名为 M1、M2、M3、M4 (如图 2 所示)。

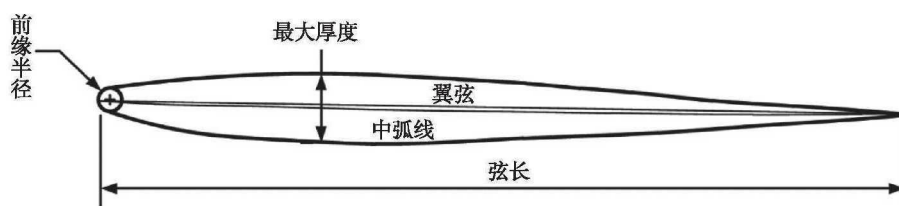


图 1 翼型参数说明

表2 翼型厚度变化规律

x/l	0	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
d/d_{max}	0	0.45	0.8	0.96	1	0.95	0.87	0.74	0.6	0.43	0.22	0



图2 单级压缩级模型

1.2 网格划分及无关性验证

由于该泵叶片为空间扭曲叶片,内部流动比较复杂,所以采用适应性较好的非结构化网格^[12]。为了更准确地反映泵内真实流动情况,本文为所选取的计算模型适当向上下游延伸,并对靠近壁面的网格进行加密。网格无关性验证在常温常压纯水工况下进行计算,计算结果表明当整个计算域网格数量达到130万以上时,数值计算所得出的扬程和效率已不随网格数的增加而变化,此时计算结果趋于稳定。为了提高计算效率,将网格数量控制在130万左右,网格质量在0.4以上。整个增压单元水体的网格划分如图3所示。

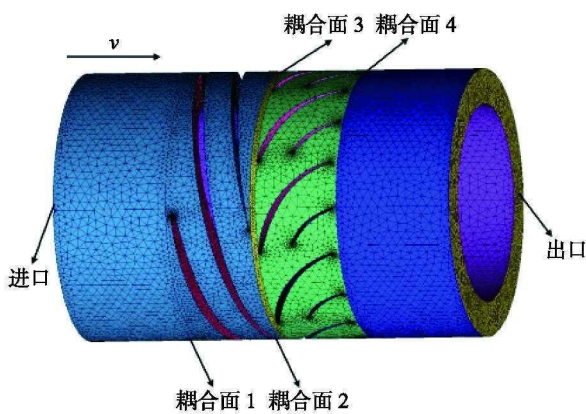


图3 混输泵计算区域网格划分

1.3 计算方法及边界条件

数值模拟采用 Mixture 模型,选择纯水和理想气体作为介质,主相为纯水,第二相为理想气体,假设泵中的气相与液相均匀分布。控制方程为气、液两相的连续性方程和动量方程。

连续性方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\alpha_k \rho_k u_k) = 0 \tag{1}$$

动量方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_k \rho_k u_{ki} u_{kj}) = & \\ - \alpha_l \frac{\partial p}{\partial x_i} \frac{\partial p}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_t \left(\frac{\partial u_{ki}}{\partial x_j} + \frac{\partial u_{kj}}{\partial x_i} \right) \right] + & \\ \alpha_l \rho_l f_{ki} + M_{ki} & \\ \alpha_1 + \alpha_2 = 1 & \end{aligned} \tag{2}$$

$$\alpha_1 + \alpha_2 = 1 \tag{3}$$

式中: α_k 为 k 相体积分数; ρ_k 为 k 相密度; μ_t 为动力黏度; p 为压力; u_k 为 k 相速度; f_{ki} 为质量力; M_k 为 k 相表面张力。

混输泵工作时叶轮高速旋转,引起内部流场剧烈变化,属于典型的湍流流动,所以选择 $k-\epsilon$ 模型。在旋流和大曲率面工况下,由于添加了反映主流的时均应变率 E_{ij} , RNG $k-\epsilon$ 模型比标准 $k-\epsilon$ 模型精度更高,所以本文数值计算采用 RNG $k-\epsilon$ 模型。在数值计算中,已假设流体不可压缩。速度-压力耦合采用 SIMPLEC 算法,离散格式默认为一阶迎风格式,收敛精度设为 10^{-4} 。进口设定为速度进口,出口为自由出流,叶轮的旋转采用多重参考系,固壁面无滑移^[13]。

2 分析与讨论

2.1 动叶压力分布分析

受限于篇幅,本文选列含气率为0.2的工况进行计算分析,分别对设计工况流量 $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$ 和小流量工况 $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ 进行论述,结果如下。

图4为 $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$, $GVF = 0.2$ 时4种不同叶片的工作面压力云图。从图中可以看出 M4 模型叶片压力比其余3种模型相同位置的均有所提高,轮毂侧低压区面积明显减小,使得工作面压力分布更均匀。图5为4种不同叶片的背面压力云图。可以看出叶片背面压力沿弦线方向的分布更加均匀,且 M4 模型叶片后段的径向压力梯度小于其余3种模型的径向压力梯度,在出口边径向压力梯度逐渐消失。压力梯度过大会导致径向压力的产生,从而使流动产生漩涡造成二次流损失,所以 M4 模型能够最大程度地减小能量损失。基于上述分析可得,随着 α 的增大,叶片工作面和高压区面积逐渐增大。

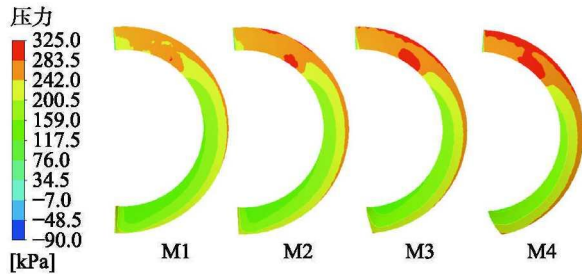


图 4 $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时叶轮工作面压力云图

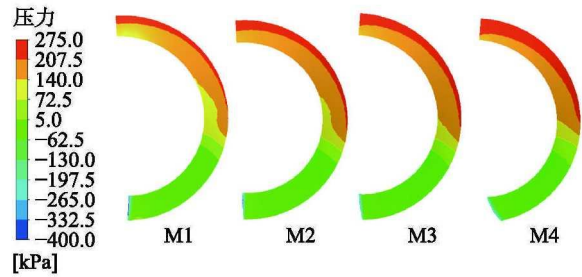


图 5 $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时叶轮背面压力云图

图 6 为 $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时 4 种不同叶片的工作面压力云图。从图中可以看出 M4 模型进口边附近出现了明显的低压区。这是由于在小流量工况下入口速度小于设计流量下的入口速度,造成液流的相对速度与进口安放角不匹配,流体在动叶进口边造成冲击,产生能量损失从而形成了低压区,这对提高混输泵的性能造成不利影响。随着 α 的增大,叶片工作面的高压区域面积逐渐增大,且压力场分布更为均匀,这对提高混输泵性能是有利的。图 7 为 $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时 4 种不同叶片的背面压力云图。从图中可以看出在弦长 1/3 处靠近轮毂侧形成了明显的低压区,相比前 3 种模型, M4 模型的低压区面积最大,这对提高混输泵性能是不利的。但 M4 模型叶片背面后半段径向压力梯度相对最小,压力分布较均匀,这对提高混输泵性能是有利的。

2.2 动叶速度分布分析

图 8 为 $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时 4 种不同模型的动叶子午面速度矢量图。由于动叶进口安放角较小,所以来流会对动叶头部产生冲击,从图中看出除原模型 M1 外,其余 3 种模型在动叶进口边轮缘侧均产生了漩涡,且随着 α 的增大,漩涡也越明显。这是因为叶片头部厚度随 α 的增大而增大,使得流道变窄,排挤增大,这对提高混输泵的性能是不利的。在动叶出口位置,动叶出口的流体会对

静叶表面产生冲击作用,从而使得靠近动叶出口边轮毂侧的流体流动更加紊乱,更容易形成漩涡。通过对比发现,随着 α 增大,动叶出口轮毂边的漩涡减小,漩涡减小使得有效过流面积增大,减小了液流的相对速度,从而减小了流动损失,这对提高混输泵性能是有利的。综上所述,增大 α 能有效改善动叶出口处的流动状况,但在动叶进口处产生小漩涡,对性能的整体影响只能从外特性方面反映。

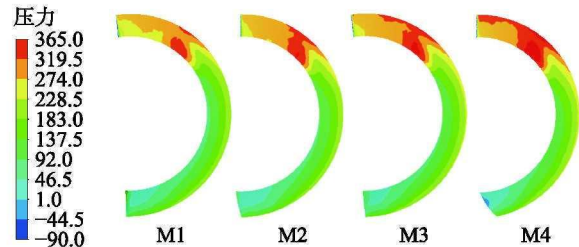


图 6 $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时动叶工作面压力云图

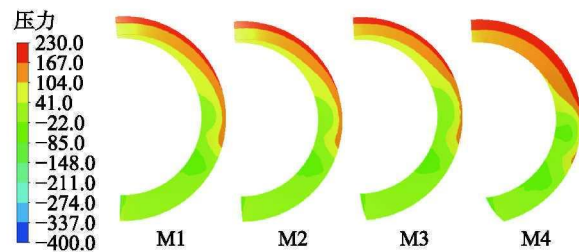


图 7 $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时动叶背面压力云图

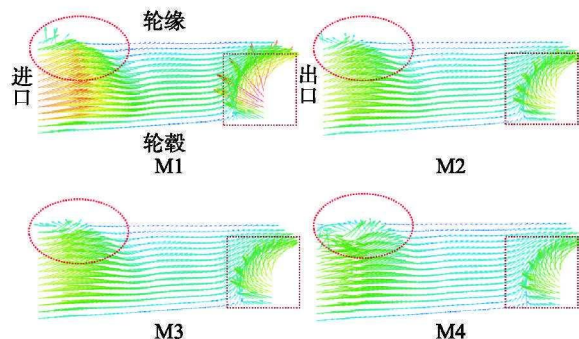


图 8 $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时动叶子午面速度矢量图

图 9 为 $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时 4 种模型的动叶子午面速度矢量图。从图中可以看出,轮缘侧产生了明显的低速区。这是由于流量减小导致液流的相对速度与圆周方向间的夹角变小,而安放角不变,这导致翼型的冲角变大,当流量减小到一定程度时,过大的冲角会导致翼型产生脱流。相比设计工况,进口边和出口边的漩涡更加明显,这是因为小流量工况下,动叶各计算流面产生的增压不等

从而引起了二次回流。二次流通过撞击来传递能量,造成极大的能量损失,降低了水力效率,因此在小流量工况下,混输泵的效率低于设计工况。随着 α 的增大,动叶进口边轮缘侧的漩涡逐渐增大。在动叶出口边, M1 模型形成的漩涡最大, M2、M3、M4 模型形成的漩涡大小几乎相等, α 对混输泵性能的影响也需要通过外特性来反映。

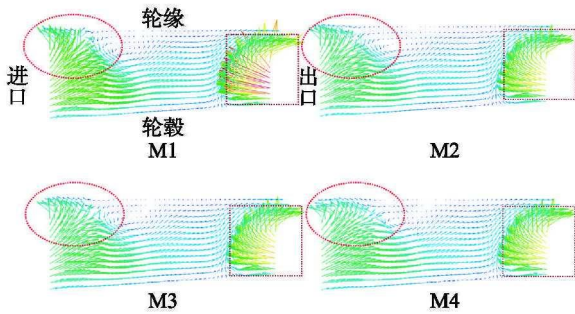


图9 $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时动叶子午面速度矢量图

2.3 动叶气相分布分析

图 10 为 $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时动叶流道内子午面的含气率分布云图。从图中可以看出,随着流体从进口流动到出口,密度较大的液体受到较大的离心力被“甩”向轮缘,导致气体多聚集在轮毂侧,形成了大气泡。在两相流中,小直径的气泡基本不与液相发生相对滑移,一旦气泡聚集成为大气泡,大气泡的滑移速度较大,容易加剧气液分离,造成气体聚集堵塞流道现象^[14],所以 4 种模型在靠近出口边的轮毂侧均形成了高含气区。如图虚线框所示,随着 α 增大,流道中高含气率区域面积逐渐减小,图中 M4 模型与 M1 模型的高含气率与次高含气率区域面积之和的比值约为 3:4。在进口边附近, M4 模型的含气率也明显低于其他模型,说明较大的翼型前缘半径有利于抑制流体的气液分离,从而改善流道内气体聚集现象。

图 11 为 $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时动叶流道内子午面的含气率分布云图。从图中可以看出,随着 α 的增大,图中高含气率和次高含气率区域面积之和呈减小趋势,其中 M4 模型的高含气率区和次高含气率区之和面积最小,图中 M4 模型与 M1 模型的高含气率与次高含气率区域面积之和的比值约为 4:5,且在轮缘侧含气率也较低。说明在小流

量工况下, M4 模型对流体的控制能力较强,能够有效改善流道内气体聚集现象。

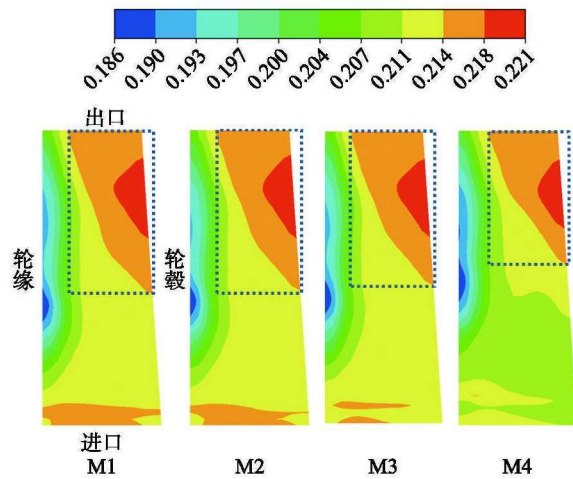


图 10 $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时子午面含气率分布图

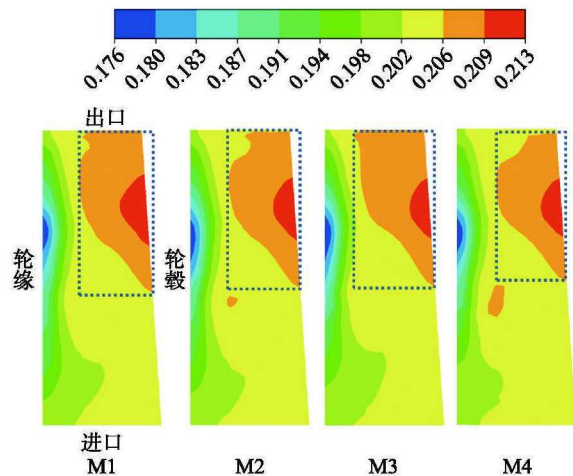


图 11 $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\text{GVF} = 0.2$ 时子午面含气率分布图

3 外特性预测

为直观描述叶轮增压能力,参照文献 [15],引入以下性能参数。

压缩级增压:

$$\Delta P = P_{\text{out}} - P_{\text{in}} \quad (4)$$

压缩级效率:

$$\eta = \frac{1000(P_{\text{out}} - P_{\text{in}})Q}{M\omega} \quad (5)$$

式中: P_{out} 为压缩级出口总压, kPa; P_{in} 为压缩级进口总压, kPa; M 为泵轴提供的有效转矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; ω 为泵轴旋转的角速度, rad/s 。

如图 12 所示,在设计工况下,该混输泵的增压和效率均高于设计参数,达到了设计目的。在含气

率为 0.2 时,随着流量的增大,4 种模型压缩级增压呈现下降趋势,而效率随流量增大呈现先增大,当设计工况 $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$ 时达到最高效率后再下降的趋势。

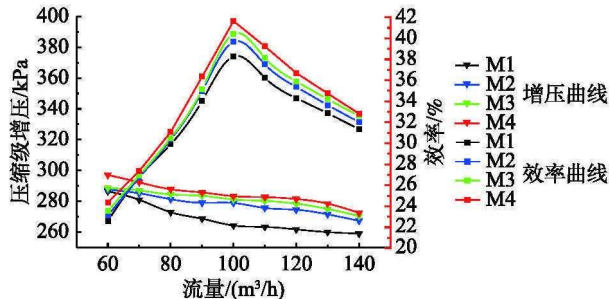


图 12 压缩级流量增压效率特性曲线

如图 13 所示,在设计工况 ($Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$) 下, M4 模型具有更优的性能。以 $GVF = 0.2$ 工况为例, M4 模型的压缩级比原模型增压提高了 32.6 kPa, 效率提高了 3.45%。压缩级增压和效率均得到了提高,说明选择合适的翼型前缘半径能够提高动叶的增压能力,以此来提高压缩级的效率。

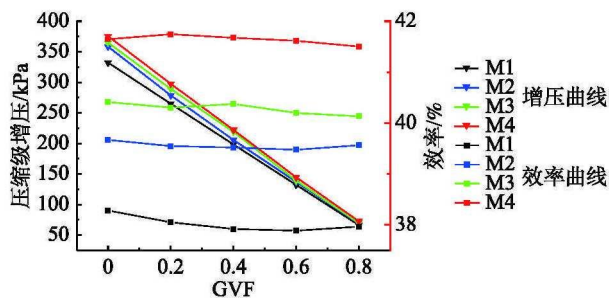


图 13 $Q=100 \text{ m}^3/\text{h}$ 时不同含气率下压缩级增压效率曲线

如图 14 所示,在小流量工况 ($Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$) 下,该混输泵的增压和效率均随 α 的增大不断增大,且当设计模型为 M4 时性能达到最优。从图中可以看出 M4 模型的压缩级比原模型增压升高了 10.98 kPa, 效率提高了 1.74%。

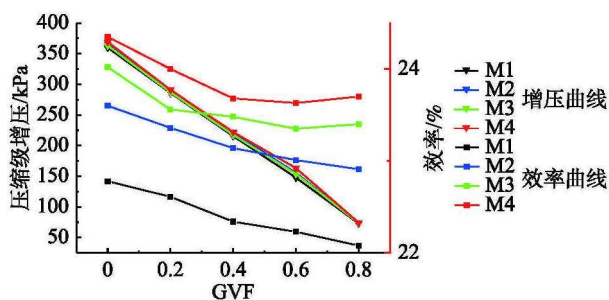


图 14 $Q=60 \text{ m}^3/\text{h}$ 时不同含气率下压缩级增压效率曲线

综上所述, M4 模型的性能优于 M1 模型,达到了优化目的。

4 结论

基于 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型及 SIMPLEC 算法对轴流式油气混输泵不同翼型前缘半径的动叶模型进行了数值分析,分析了不同模型流场中的压力、速度、气相分布规律,得到以下结论。

1) 在额定工况 ($Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$) 下,随着翼型前缘半径的增大动叶叶片的压力分布更加均匀。翼型前缘半径较大的动叶模型在出口边附近形成的漩涡尺寸较小,但在进口边由于冲击形成的漩涡较大,外特性计算结果显示利大于弊。流道中的气液分离现象随翼型前缘半径的增大得到了抑制,水力效率得到提高。

2) 在小流量工况 ($Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$) 下,随着翼型前缘半径的增大动叶叶片工作面和背面均出现了低压区。翼型前缘半径较大的动叶模型在出口边形成的漩涡较小,但在进口边形成了较大漩涡,外特性计算结果显示利大于弊。较大的翼型前缘半径能够改善流道内的气液分离现象,降低水力损失,提高水力效率。

3) 翼型前缘半径为最大厚度的 40% (即文中的 M4 方案) 时,压缩级的性能提升幅度相对显著。

参 考 文 献

- [1] 陈猛. 井下螺旋轴流式混抽泵增压单元仿真设计研究 [D]. 东营: 中国石油大学, 2010.
- [2] 马希金, 邵莲. 翼型选择对油气混输泵性能的影响 [J]. 石油机械, 2009, 37(4): 17 - 19.
- [3] 倪鹏博. 动静叶轮轴向间距对轴流式油气混输泵性能的影响 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2014.
- [4] 马希金, 赵杰, 邵莲. 叶片数变化对油气混输泵性能影响的研究 [J]. 流体机械, 2009, 37(6): 24 - 27.
- [5] 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 - 41.
- [6] 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.
- [7] 张金亚, 蔡淑杰, 朱宏武. 叶片式混输泵入口段气液两相流场可视化试验 [J]. 机械工程学报, 2015, 51(18): 184 - 190.

(下转第 112 页)

检测轴承性能的测试上基本稳定。该载荷谱的设计综合考虑到了重卡汽车在行驶过程中的各种特征,使其与重卡汽车在实际行驶过程中受载情况一致。该设计方法可以给相关行业提供相应的参考,具有实际的指导意义。

参 考 文 献

- [1] 李兴林,张燕辽,曹茂来,等. ABLT 系列轴承疲劳寿命强化试验技术现状及发展趋势 [C]// 中国轴承论坛第三届研讨会论文. 洛阳: 中国轴承论坛第三届研讨会, 2004: 169-173.
- [2] 刘汝卫,张钢,殷庆振,等. 汽车轮毂轴承的发展现状及趋势[J]. 现代机械, 2009, 12(6): 78-80.
- [3] 黎桂华,李兴林,鄢建辉. 轿车轮毂轴承耐久性试验载荷谱设计[J]. 轴承, 2006, 10(1): 27-28.
- [4] 何锋,杨宁,郑秉康. 影响载重汽车倾翻的主要汽

车因素分析[J]. 贵州工业大学学报(自然科学版), 2001, 4(4): 92-96.

[5] 黎桂华. 轿车轮毂轴承寿命计算及其耐久性试验研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2004.

[6] Dave Crolla, 喻凡. 车辆动力学及其控制 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2003: 77-116.

[7] (德)M 米奇克. 汽车动力学 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2006: 11-42.

[8] 牛荣军,李文洒,康乃正,等. 双列球型轮毂轴承单元耐久性寿命计算分析[J]. 河南科技大学学报(自然科学版), 2015, 36(1): 13-18.

[9] 赵伟桦,马聪,曾献智,等. 高速铁路轴箱轴承用润滑脂耐久性试验研究[J]. 轴承, 2017, 12(6): 37-41.

[10] 郑松林,王烁,冯金芝,等. 多轴载荷作用下减振器耐久性试验载荷谱编制[J]. 中国机械工程, 2017, 28(21): 2547-2552.

(编校: 饶莉)

(上接第 105 页)

[8] KIM J H, LEE H C, KIM J H, et al. Improvement of hydrodynamic performance of a multiphase pump using Design of experiment techniques[J]. Journal of Fluids Engineering, 2015, 137(8): 081301.

[9] 游斌,吴克启. 前缘弯掠(扭)斜流转子的设计与研究[J]. 流体机械, 2004(9): 10-13.

[10] 徐浩然,杨华,刘超. 尾缘加厚的 DU 系列翼型气动性能数值分析[J]. 农业工程学报, 2014, 30(17): 101-108.

[11] 关醒凡. 现代泵技术手册 [M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011

[12] 倪鹏博. 动静叶轮轴向间距对轴流式油气混输

泵性能的影响 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2014.

[13] SHI Y, ZHU H W, ZHANG J Y, et al. Experiment and numerical study of a new generation three-stage multiphase pump[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2018, 169: 471-484.

[14] ETCHEPARE R, OLIVEIRA H, NICKNIG M, et al. Nanobubbles: generation using a multiphase pump, properties and features in flotation[J]. Minerals Engineering, 2017, 112: 19-26.

[15] 杨从新,齐亚楠,黎义斌,等. 核主泵叶轮与导叶叶片数匹配规律的数值优化[J]. 机械工程学报, 2015, 51(15): 53-60.

(编校: 夏书林)