

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.04.004

输送黏性介质时叶轮出口角对泵性能的影响

李茂华, 邵春雷

(南京工业大学 机械与动力工程学院, 江苏 南京 211816)

摘要:为了研究离心泵在输送黏性介质时,叶轮出口角对泵性能的影响,采用 FLUENT 软件,对 2 种不同叶轮出口角的离心泵,分别在清水和 5 种不同黏性的油性介质下,进行数值模拟分析,预测离心泵在各工况下的水力性能。结果表明:输送介质为清水时,增大出口角能提高扬程但会降低水力效率;介质运动黏度介于 $10.80 \sim 65.00 \text{ mm}^2/\text{s}$ 时,增加叶轮出口角能同时提高扬程和效率;介质运动黏度 $\geq 65.00 \text{ mm}^2/\text{s}$ 时,增加出口角不能改善其水力性能。文章研究结果能改善离心泵的水力设计方法,确保泵的高效运行。

关键词:离心泵;出口角;黏度;静压;水力性能

中图分类号:TH311

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2016)04-0017-05

Influence of Impeller Outlet Angles on Pump Performance When Pumping Viscous Medium

LI Maohua, SHAO Chunlei

(School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China)

Abstract: In order to study the influence of impeller outlet angles on pump performance when conveying viscous medium, numerical simulation was carried out for two centrifugal pumps with different outlet angles when pumping water and five kinds of oil with different viscosity by using Fluent. The performance of the pumps was predicted. It was found that increasing the outlet angles could improve the head but reduce the efficiency when pumping water. When the kinematic viscosity was between $10.80 \text{ mm}^2/\text{s}$ and $65.00 \text{ mm}^2/\text{s}$, increasing the outlet angle could not only improve the head but also improve the efficiency. However, when the kinematic viscosity was over $65.00 \text{ mm}^2/\text{s}$, increasing the outlet angles could not improve the hydraulic performance. The research can help improve the hydraulic design method of centrifugal pumps and ensure the efficient operation of the pumps.

Key words: centrifugal pump; outlet angle; viscosity; static pressure; hydraulic performance

离心泵广泛应用于煤矿和化工行业,输送不同物性的介质。在利用离心泵输送黏性介质时,叶轮流道内的附面层会变厚,流动排挤作用会增强,同时流动介质在运动过程中的摩擦作用也会增强,进而离心泵的性能会受影响。当黏度增加时,液流摩擦损失增加,泵的扬程特性曲线下降,最优工况的扬程和流量均随黏度的增加而下降,泵的功率则随黏度的增加而上升,因此效率下降^[1]。何希杰分析了叶轮的主要结构参数对泵效率的影响,得出对泵效率影响最大的是叶轮进口直径,影响最小的为叶片包角^[2]。Shojaeefard 通过

实验研究了离心泵在输送不同黏度的油性介质时,其性能(扬程,效率等)的变化情况^[3]。李文广研究了离心油泵在输送高黏度油时,大出口角叶轮对离心泵性能的影响,得出了在输送黏油介质时,大的叶轮出口角能提高离心泵效率的结论^[4]。张武高通过实验手段研究了离心泵输送黏性油时泵的相似关系,得出在介质黏度较低时,泵的性能符合相似定律,但是黏度较高时,泵的性能变化规律存在偏差^[5]。陈晓玲在研究离心泵输送黏性介质时,提出了叶轮出口宽度设计的新方法^[6]。目前,针对离心泵的设计还是以清水介质居

收稿日期:2015-12-29;修回日期:2016-03-18

基金项目:国家自然科学基金(51306087);江苏省自然科学基金(BK2012430);南京工业大学才计划培育项目(44202120)。

作者简介:李茂华(1989),男,江苏高邮人,硕士研究生,主要研究方向为流体机械。E-mail:416850629@qq.com

多,对其他介质的研究相对较少,尚未系统地揭示介质黏度及叶轮各部分结构对离心泵性能及内部流动的影响规律,如何根据输送介质的物性来设计具有良好水力性能的泵有待进一步研究。

本文选取清水和5种黏度不同的油作为工作介质,采用FLUENT软件对2种不同叶轮结构的离心泵进行内部流动的数值模拟,对内部流场和性能进行分析,阐述介质黏度和泵结构参数对泵性能的影响,为设计输送高黏度介质的离心泵提供参考。

1 数值模拟方法

1.1 几何模型及网格划分

本文以Z40-160型离心泵为原型,该泵的扬程为32 m,流量为29 m³/h,转速为2 980 r/min,效率为63%。采用SolidWorks对泵进行三维建模,其三维模型如图1所示;在此基础上进行叶轮出口角的修改,得到另一种结构的离心泵。这2种离心泵主要结构参数如表1所示。

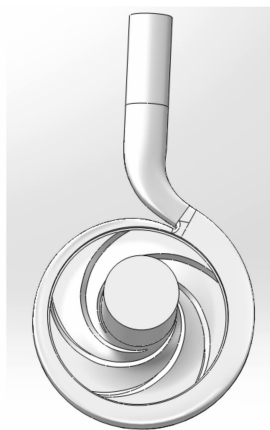


图1 Z40-160型离心泵几何模型

Figure 1 Geometrical model of centrifugal pump Z40-160

表1 2种泵的主要结构参数

Table 1 Main structure parameters of two pumps

编号	叶轮进口 直径/mm	叶轮出口 直径/mm	叶轮出口 宽度/mm	叶轮出 口角/(°)	叶片数
1	70.5	169	10	29	5
2	70.5	169	10	43	5

本文采用ICEM对其进行网格划分,由于要详细研究叶轮内部流动状态,所以单独划分叶片进口,叶片出口,叶片工作面,叶片背面,并对蜗壳隔舌部分单独加密处理,以便更清晰地观察内部流场^[7]。以模型泵的网格划分为例,最终生成的网格总数为1 267 554,其中叶轮部分的网格总数为546 893,蜗壳部分网格总

数为508 192。将网格进一步细化,得到网格总数为1 503 685,计算结果与前一种网格精度几乎没有区别,但是计算时间多了很多,可见前一种网格精度满足计算要求。

1.2 数值计算方案及边界条件

采用分离式求解器,选取标准 κ - ε 模型,近壁面采用标准壁面函数。在迭代过程中,通过观察进出口面的总压力变化来判断计算是否收敛。采用MRF模型模拟叶轮蜗壳间的动静干涉作用。进口采用速度进口,出口采用自由出流。不考虑重力影响。

1.3 离心泵外特性预测方法

扬程为

$$H = \frac{p_{\text{out}} - p_{\text{in}}}{\rho g}$$

式中: p_{out} 为蜗壳出口总压/Pa; p_{in} 为叶轮进口总压/Pa; ρ 为介质密度/(kg·m⁻³); g 为重力加速度,取 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

水力轴功率

$$P = \frac{\rho g Q H}{\eta}$$

式中: Q 为离心泵的流量/(m³·s⁻¹); η 为水力效率。

离心泵的水力效率 η 可由扬程 H 和作用在叶片上的有效力矩 M 计算得到,其计算公式为

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{M \omega}$$

式中 ω 为角速度/(rad·s⁻¹)。

1.4 介质物性参数

选取6种不同黏度的介质进行研究,相应的密度和运动黏度见表2。

表2 介质物性参数

Table 2 Medium physical parameters

介质	密度 ρ /(kg·m ⁻³)	运动黏度 ν /(mm ² ·s ⁻¹)
清水	998.0	1.00
油1	857.0	10.80
油2	851.0	48.48
油3	858.0	60.70
油4	883.0	65.00
油5	895.5	96.00

2 计算结果及分析

2.1 输送清水时泵内部流场及外特性^[8-9]

2.1.1 内部流场对比

图2是介质为水时2种不同叶轮结构的离心泵在额定工况下的静压力分布。由图可见,这2种叶轮结构的离心泵,其静压力的分布趋势基本相同,从叶轮进

口到叶轮出口,压力逐渐升高,最大压力出现在叶片出口附近,最小压力在叶轮进口处。在额定工况下,出口角 β_2 为 43° 时的叶轮与出口角 β_2 为 29° 时的叶轮相比,进口压力值相差不大,但是出口压力值相对增大。

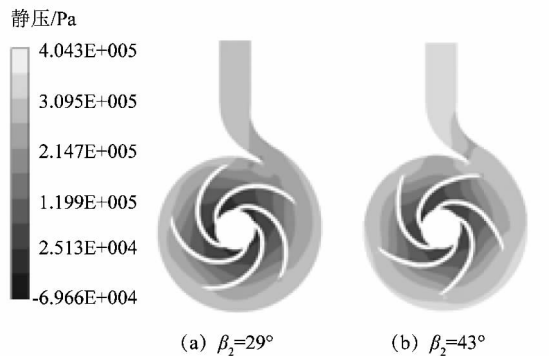


图2 输送水时离心泵中间截面上的静压分布

Figure 2 Static pressure distribution of two pumps on middle face when pumping water

图3是介质为水时2种不同叶轮结构的离心泵在额定工况下的绝对速度分布。可以看出,叶轮流道内速度为不对称分布,流体在叶轮进口处速度最小,随后逐渐增大,到蜗壳出口处又逐渐减小。相同半径下,叶片工作面的速度要高于非工作面的速度。可见叶轮出口角的改变并不改变其绝对速度的分布趋势。但是,大出口角的叶轮在叶轮出口附近的绝对速度增大。

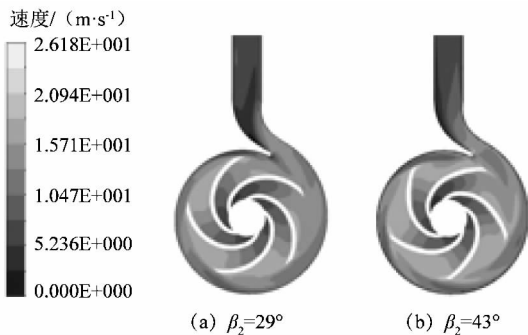


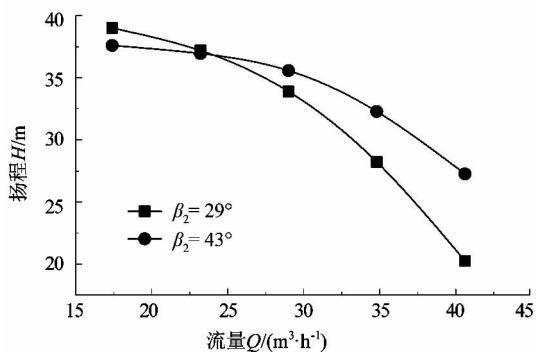
图3 输送水时离心泵中间截面上的绝对速度分布

Figure 3 Absolute velocity distribution of two pumps on middle face when pumping water

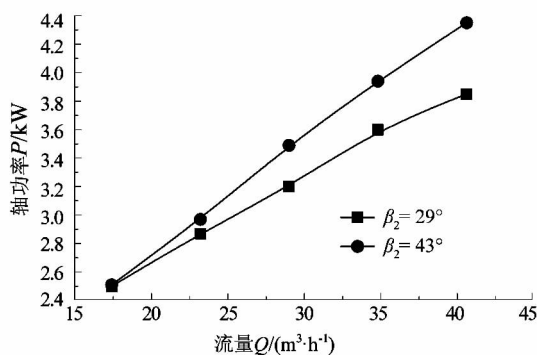
2.1.2 性能曲线对比

图4为2种结构泵输送水时的性能曲线。由图可知,小流量工况下,大出口角叶轮所对应的扬程比小出口角叶轮的扬程低;在额定工况点,大出口角叶轮的扬程提高了4.9%;大流量工况下,大出口角叶轮的扬程有所提升。整体来看,大出口角叶轮的轴功率要大,且随着进口流量的增大,2者轴功率差距就越大。同时大出口角的叶轮整体效率相对降低,额定工况的效率

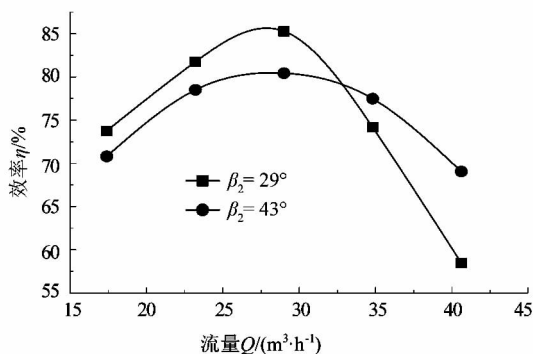
下降了5%。这主要是由于随着泵的出口角增大,泵出口附近的工作面速度较大的区域减小,且非工作面速度较大的区域减小,这就导致叶轮内尾迹区域面积变大,进而会引起叶轮内的混合和扩散损失的增加,所以效率会下降。因此,在输送清水时,增大出口角并不能有效改善其水力性能。



(a) 扬程-流量曲线



(b) 轴功率-流量曲线



(c) 效率-流量曲线

图4 输送水时的离心泵性能曲线

Figure 4 Performance curve of centrifugal pumps when pumping water

2.2 输送黏油时内部流场对比及性能分析

2.2.1 内部流场对比

对2种叶轮结构的离心泵,输送5种黏油时的流动进行模拟分析。考虑篇幅,仅列出输送黏油1和黏

油4时的内部流场图。

图5和图6分别为2种不同出口角的叶轮在额定工况下输送黏油1和黏油4的静压分布。可以看出,输送不同黏度介质时的静压分布趋势基本相同。输送相同黏度介质时,大出口角叶轮最大静压力值要大于小出口角叶轮最大静压力值,且出口角大的叶轮其压力变化范围较大。同时,对于同种结构的离心泵而言,在输送不同黏度的黏油时,其静压力值的变化范围不同。这主要是由于在输送黏性介质时,介质内部会有剪切力,这种剪切力会随着介质黏度的变化而变化,叶轮旋转对介质做功,一部分就会用于克服介质内部的剪切力的消耗,所以会导致整体压力不同。

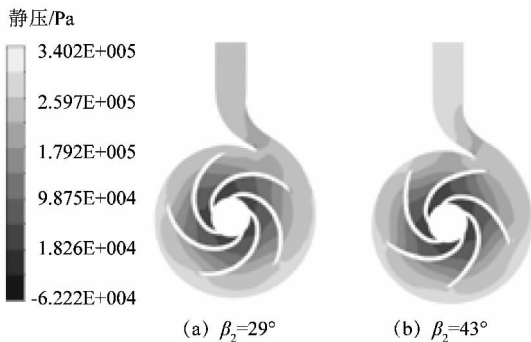


图5 输送黏油1时离心泵中间截面上静压分布
Figure 5 Static pressure distribution of centrifugal pumps on middle face when pumping oil NO. 1

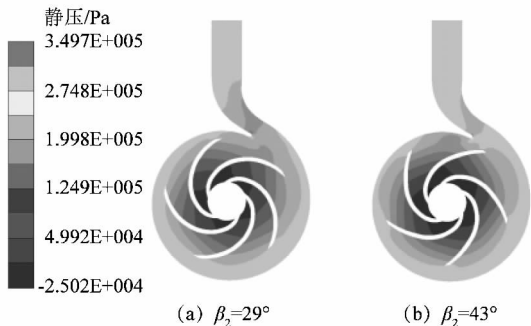


图6 输送黏油4时离心泵中间截面上静压分布
Figure 6 Static pressure distribution of centrifugal pumps on middle face when pumping oil NO. 4

图7和图8分别为2种不同出口角的叶轮在额定工况下输送黏油1和黏油4时的绝对速度分布。由图可见,随着介质黏度的不同,其内部速度的变化范围基本一致。通过对比,可以发现在输送同种黏油时,通过相同流量,增大叶轮出口角,叶轮出口附近的绝对速度就会增大。介质流经叶轮时,会造成一定的沿程损失和扩压损失,根据理论,沿程损失会随着叶轮出口角的

增加而减小,扩压损失会随着出口角增大而增大。

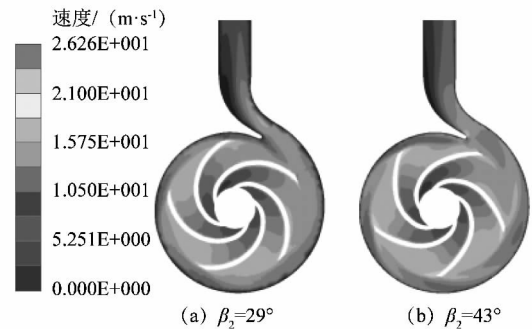


图7 输送黏油1时离心泵中间截面上绝对速度分布
Figure 7 Absolute velocity distribution of centrifugal pumps on middle face when pumping oil NO. 1

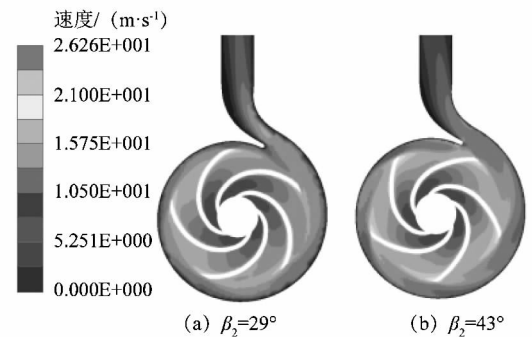


图8 输送黏油4时离心泵中间截面上绝对速度分布
Figure 8 Absolute velocity distribution of centrifugal pumps on middle face when pumping oil NO. 4

2.2.2 性能曲线对比

图9~11分别为3种黏油介质数值模拟得到的性能曲线。

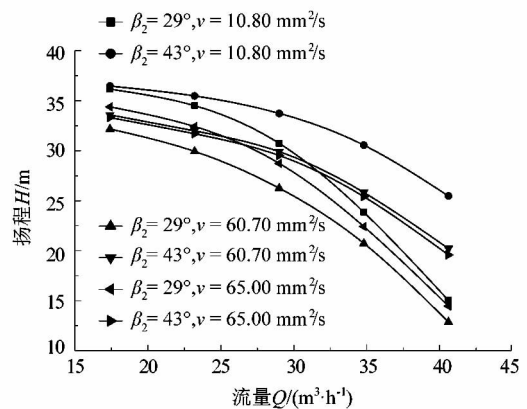


图9 输送油1、油3和油4时的
离心泵扬程-流量曲线

Figure 9 Curve of $H-Q$ when pumping Oil NO. 1, NO. 3 and NO. 4

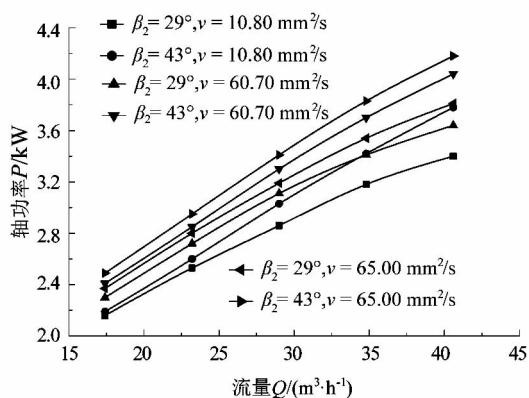


图10 输送油1、油3和油4时的
离心泵轴功率-流量曲线

Figure 10 Curve of P - Q when
pumping Oil NO. 1, NO. 3 and NO. 4

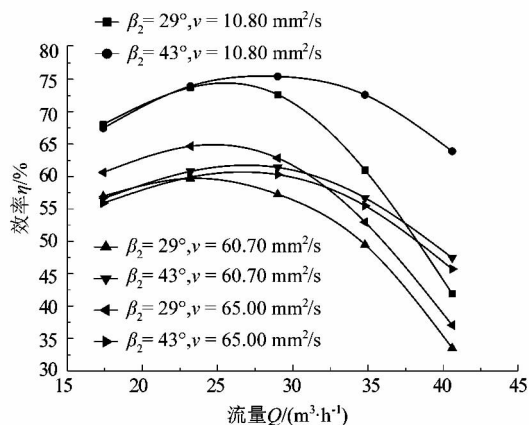


图11 输送油1、油3和油4时的
离心泵效率-流量曲线

Figure 11 Curve of η - Q when
pumping Oil NO. 1, NO. 3 and NO. 4

综合分析可知,在输送黏度分别为 10.80, 48.48, 60.70 mm^2/s 的黏油时,增大叶轮出口角能够提高扬程和水力效率。在额定工况点附近,油1、油2和油3的扬程分别提高了 2.8%, 6.5% 和 6.2%;效率分别提高 0.25%, 3.68% 和 1.08%。这是由于在其它结构参数不变的情况下,增大叶轮出口角,叶轮出口处附近的绝对速度增大,牵连速度不变,根据速度三角形,其圆周方向的分速度会增加,从而提高了扬程。水力效率提高是由于增大叶轮出口角会导致流道变短,叶轮的水力损失会降低,所以水力效率提高^[10-11]。但是在输送的黏油黏度为 65.00 mm^2/s 和 96.00 mm^2/s 时,扬程和效率并未得到提高。在设计工况点附近,输送油4和油5时,大出口角叶轮的扬程分别下降 2.3% 和

4.5%,效率分别降低 2.95% 和 6.17%。且对于同种结构的泵,随着输送介质黏度的增大,扬程和水力效率逐渐降低,这主要是由于介质的高黏度摩擦损失引起的,这种摩擦会随着黏度增大而增大。同时,可以观察到在输送高黏度介质时,原设计泵的最优工况点偏向小流量方向,对应的流量相比减少了 20%,可见介质的黏性会影响泵的最优工况点。

3 结论

本研究以清水和 5 种黏度的黏油为介质,对 2 种不同出口角的离心泵内部流场和性能进行数值模拟分析,得出以下结论:

1) 当输送介质为清水时,增大叶轮出口角能提高扬程但水力效率会降低;当输送介质黏度相对较高 ($10.80 \text{ mm}^2/\text{s} < \nu < 65.00 \text{ mm}^2/\text{s}$),增大出口角能有效提高离心泵的扬程和水力效率;当输送介质黏度 $\nu \geq 65.00 \text{ mm}^2/\text{s}$ 时,单独增大出口角并不能改善离心泵的性能;

2) 离心泵的叶轮出口角对其性能影响有一定的局限性,当介质黏度过高 ($\nu \geq 65.00 \text{ mm}^2/\text{s}$),增大出口角不能有效缓解介质黏度引起的摩擦损失;

3) 在所研究的黏度范围内,离心泵的内部压力与速度分布规律基本相同,随介质黏度的变化改变不明显。

参考文献:

- [1] 陈乃祥,吴玉林. 离心泵[M]. 北京:机械工业出版社,2003.
- [2] 何希杰,黄疏文,赵艳霄,等. 离心泵多参数对效率影响的大小和排序[J]. 排灌机械,2002,20(4):9-10.
- [3] SHOJAEEFARD M H, TAHAN M, KHALKHALI A et al. A parametric study for improving the centrifugal pump impeller for use in viscous fluid pumping[J]. Heat & mass transfer,2013,49(2):197-206.
- [4] 李文广. 大出口角叶轮离心泵输送黏油性能计算[J]. 排灌机械,2009,27(5):291-296.
- [5] 张武高,陈晓玲,陈刚,等. 离心泵输送黏性油时相似关系的探讨[J]. 石油机械,2000,28(6):52-55.
- [6] 陈晓玲,张武高,黄震. 离心泵输送黏性流体时叶轮出口宽度的设计[J]. 上海交通大学学报,2002,36(11):1693-1696.
- [7] 姜小放,曹西京,司震鹏. 离心泵蜗壳和叶轮的网格划分[J]. 煤矿机械,2010,31(8):108-110.
- [8] 郭翔,邵春雷,朱瑞松,等. 离心泵内部定常流动的数值模拟[J]. 煤矿机械,2010,31(1):50-52.
- [9] 董文龙,李映. 离心泵内大颗粒下运动特性数值模拟与磨损分析[J]. 机电工程,2015,32(3):324-327.
- [10] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:北京宇航出版社,1995.
- [11] 张翅翔,李映,张玉良. 极大流量工况下离心泵内部流场数值分析[J]. 机电工程,2014,31(8):974-978.