

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.15.0030



蜗壳断面形状及叶轮位置对蜗壳式轴流泵性能的影响

王党雄¹, 曹卫东¹, 张忆宁¹, 刘晓娟², 马金星²

(1. 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013; 2. 蓝深集团股份有限公司, 江苏 南京 211500)



王党雄

摘要: 根据速度系数法设计了1种对称的马蹄形断面蜗壳和2种非对称的圆形断面蜗壳与相同的轴流泵叶轮组合,并基于标准 $k-\varepsilon$ 模型封闭的雷诺平均方程,应用ANSYS CFX 14.5软件,对设计的3个蜗壳式轴流泵内部的三维流动开展数值模拟.当采用马蹄形蜗壳时,设计流量点的扬程和效率最低,蜗壳内部压力分布不如非对称的圆形断面蜗壳均匀.选择水力效率相对较高的蜗壳,将4种轴向位置不同的叶轮与该蜗壳组合,并进行三维流动数值模拟,结果表明:叶轮出口与蜗壳进口中间平面距离40 mm时,轴流泵效率最高,叶轮出口与蜗壳进口中间平面距离80 mm时,轴流泵效率最低.此时,过流段和蜗壳内有明显回流和旋涡.轴流式叶轮与蜗壳的相对位置对蜗壳轴流泵的扬程-流量曲线和效率-流量曲线都有明显的影响.

关键词: 轴流泵;蜗壳形状;叶轮位置;水力性能;数值模拟

中图分类号: TH312 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2016)02-0105-05

王党雄,曹卫东,张忆宁,等.蜗壳断面形状及叶轮位置对蜗壳式轴流泵性能的影响[J].排灌机械工程学报,2016,34(2):105-109,114.

WANG Dangxiong, CAO Weidong, ZHANG Yining, et al. Effects of volute cross-section shape and impeller position on volute type axial flow pump performance[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering (JDIME), 2016,34(2):105-109,114. (in Chinese)

Effects of volute cross-section shape and impeller position on volute type axial flow pump performance

WANG Dangxiong¹, CAO Weidong¹, ZHANG Yining¹, LIU Xiaojuan², MA Jinxing²

(1. National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 2. Lanshen Group Co. Ltd., Nanjing, Jiangsu 211500, China)

Abstract: In view of the situation that the study on the volute type axial flow pump volute design optimization, the 3D flow in the volute type axial flow pump was numerically simulated by using ANSYS CFX 14.5 software, based on Reynolds-averaged equations closed by the standard $k-\varepsilon$ model. Three kinds of new volutes combined with impellers were simulated. The head and efficiency at the design flow rate are the lowest in case of horseshoe-section volute. The 3D flow numerical simulation between the impeller at 4 different axial positions and the volute in terms of relatively higher hydraulic efficiency was carried out. The results show that when the exit of the impeller and the volute inlet middle plane are 40 mm apart, the axial flow pump efficiency is the highest. When the impeller exit and the volute inlet middle plane are 80 mm apart, the axial flow pump efficiency is the lowest. In this case, between the impeller and volute as well as in the volute exist substantial reflux and whirlpool. The relative posi-

收稿日期: 2015-01-26; 网络出版时间: 2015-12-16

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20151216.1553.024.html>

基金项目: 江苏省自然科学基金资助项目(BK20131256); 江苏高校优势学科建设工程资助项目

作者简介: 王党雄(1990—),男,四川德阳人,硕士研究生(316952667@qq.com),主要从事流体机械理论及工程技术研究.

曹卫东(1972—),男,江苏南通人,副研究员(cwd@ujs.edu.cn),主要从事流体机械内部流动特性研究.

tion of axial flow impeller and volute obviously affects the flow-head curve and the flow-efficiency curve.

Key words: axial flow pump; shape of volute; position of impeller; hydraulic performance; numerical simulation

轴流泵具有流量大、扬程低、结构简单的特点,潜水轴流泵将电动机与轴流式水力部件机电一体化潜入水中工作,使用十分方便,在城市污水处理厂中,主要用于抽送污水和泥浆^[1].传统的潜水轴流泵结构主要由叶轮、导叶、潜水电机及导水锥等部件组成.排污泵站的水质复杂、泥沙多、杂物多,可能会造成叶轮叶片、导叶等部件被杂物缠绕,导致外端机械密封变形与失效,以及电动机进水等问题,增加维修次数.而蜗壳式轴流泵,能够很好地提高整泵的过流能力,使轴流泵更适合用于低扬程的排污环境,并且蜗壳式轴流泵与导叶式轴流泵相比,由于不需要与井筒配合使用,结构上更节省空间,生产成本也更低^[2].

国内外对离心泵蜗壳以及蜗壳式混流泵都有较广泛的研究^[3-5].张德胜等^[6]针对具有超厚叶片的离心泵叶轮与蜗壳匹配问题,采用双向耦合方法对3种蜗壳结构产生的振动位移和振动速度进行了数值模拟,计算结果表明,由于叶轮与隔舌之间的流场动静干涉作用,蜗壳受到交替的激振力作用,在不同时刻振动位移和振动速度分布呈周期性变化;蜗壳基圆直径与叶轮直径的比值对蜗壳振动有明显的影响.潘中永等^[7]对蜗壳式混流泵进行了空化特性分析,根据模拟结果获取了该泵的空化特性曲线,并对开始发生空化、临界空化和空化严重3种工况下叶轮内的空化现象进行分析,找到混流泵空化断裂和扬程下降的原因.而蜗壳式轴流泵的研究则比较少见.宋文武等^[8]用轴对称方法研究了用于输送大流量低扬程液体的蜗壳式轴流泵内流场.文中将应用CFX软件,对蜗壳式轴流泵进行数值模拟预测,探究蜗壳形状、蜗壳与叶轮相对位置对泵能量特性的影响,以获得性能较优的蜗壳设计方案.

1 计算模型与方法

1.1 物理模型及网格划分

泵的主要设计参数分别为流量 $Q=1\ 050\ \text{m}^3/\text{h}$,扬程 $H=9.5\ \text{m}$,转速 $n=1\ 450\ \text{r}/\text{min}$,叶轮直径 $D_2=350\ \text{mm}$,轮毂直径 $d=200\ \text{mm}$,叶轮叶片数 $Z=3$.蜗壳进口基圆直径 $D_3=400\ \text{mm}$,蜗壳进口宽度 $b_3=$

180 mm.根据蜗壳设计方法^[9],设计了3种断面形状的蜗壳与叶轮组合.在设计过程中,主要遵循以下原则:①基圆直径 D_3 相等;②蜗壳进口宽度 b_3 相等;③均采用速度系数法进行设计.速度系数法是建立在一系列相似泵基础上的广义相似算法,根据统计性能良好的速度系数进行设计,蜗壳断面的平均速度为

$$v_3 = k_3 \sqrt{2gH}, \quad (1)$$

式中: v_3 为蜗室断面的平均速度; H 为单级泵的扬程; k_3 为速度系数; g 为重力加速度.计算表明,由于第8断面的流量和泵流量相差不大,可取稍大的蜗室面积,因此取第8断面的面积为

$$F_8 = \frac{Q}{v_3}, \quad (2)$$

式中: Q 为泵的设计流量.选取相同的速度系数0.4,使得3种蜗壳第8断面的面积相等.其他断面的面积按蜗室各断面速度相等确定,即

$$F_\varphi = \frac{\varphi F_8}{360}, \quad (3)$$

式中: φ 为各断面所在位置的角度.叶轮与蜗壳之间为过流段,过流段进口方向为轴向,出口方向与蜗壳进口光顺连接.

根据轴流泵的模型的几何参数,运用UG对轴流泵全流道进行建模.计算区域包括进口流道、叶轮、过流段、蜗壳和出口流道,如图1所示.

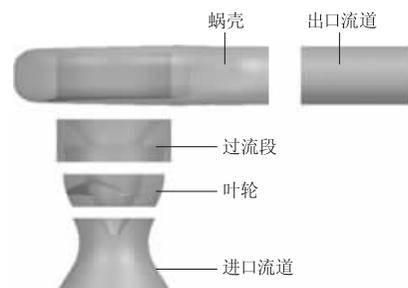


图1 计算区域
Fig. 1 Calculation area

运用CFD前处理软件ICEM,对整个计算区域采用全六面体结构化网格划分.在叶轮区域采用J/O型拓扑结构,同时对叶轮区域进行加密处理.网格质量由ICEM中的“Determinant行列式”检查功能

进行判断,即通过计算每个六面体的雅可比行列式值,然后用标准化行列式矩阵来表征单元的变形.值“1”表示理想的六面体立方块,而“0”表示具有负体积的反立方体.计算区域整体网格质量达到0.3.经过网格无关性的验证,使网格数量最后控制在120万.

1.2 流场边界条件及控制方程

采用三维定常雷诺时均 Navier - Stokes 方程,选用在轴流泵研究中广泛使用的标准 $k - \varepsilon$ 湍流模型^[10].设置进口为质量流量进口,出口为自由出流,旋转区域与静止区域之间的交界面选择“Stage”连接方式,全流道与流体相接触的壁面上均采用无滑移壁面条件,壁面附近采用标准壁面条件.设置收敛精度为 10^{-4} ^[11].

2 不同断面形式蜗壳轴流泵数值预测

蜗壳断面形状有马蹄形、圆形、矩形等,其中马蹄形和圆形断面的蜗壳被广泛运用于工程中.文中设计3种断面形状的蜗壳,并分别标记为a,b,c,其中蜗壳a断面为对称的马蹄形断面,而轴流泵蜗壳b和c是非对称的圆形断面,蜗壳示意图如图2所示.3种方案中,叶轮出口与蜗壳中心平面距离均为80 mm.

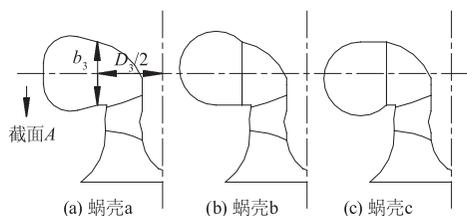


图2 3种蜗壳断面
Fig. 2 Three kinds of volute cross section

2.1 3种形状的蜗壳外特性预测结果

将3种断面形式的蜗壳分别与叶轮组合,进行了 $0.6Q$, $0.8Q$, $1.0Q$, $1.2Q$ 这4种工况的定常计算.图3为不同工况下轴流泵的水力效率和扬程的变化.从图中可以看出,蜗壳c在额定流量点的效率最高,分别比蜗壳a和蜗壳b高4.2%和1.1%;在 $0.6Q$ 工况,3种形状的蜗壳效率相差不大;在 $1.2Q$ 工况时,蜗壳a的效率比蜗壳c高2.7%,比蜗壳b高3.5%.3种方案都出现了最优工况点向小流量区移动的现象.额定流量点,选用蜗壳b的扬程最高,比蜗壳a高0.58 m,蜗壳b和蜗壳c扬程相差不大,从外特性可以看出蜗壳c在各工况下整体表现最好.

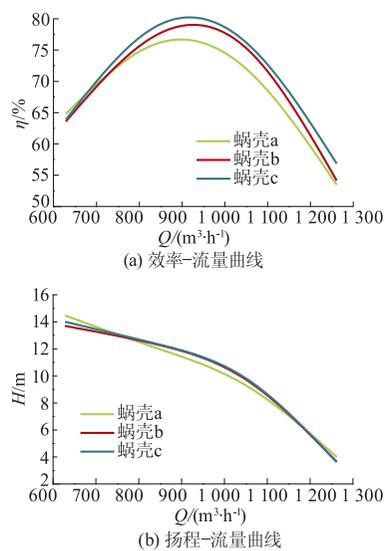


图3 3种形状蜗壳外特性对比
Fig. 3 Comparison of hydraulic features

2.2 3种形状的蜗壳内特性对比

外特性的研究只能得到泵宏观参数的变化规律,只有通过进一步分析内特性变化规律才能找到外特性变化的根本原因.因此,文中将分析在设计工况下3种断面形状的蜗壳在截面A上静压的变化规律.图4为3种蜗壳轴截面静压图.

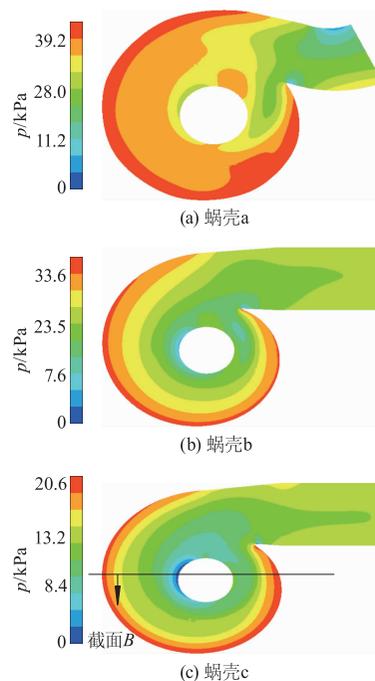


图4 3种蜗壳轴截面静压图
Fig. 4 Distribution of pressure in three kinds of volute

由图4可以看出,蜗壳a中静压分布不均匀,蜗壳内部压力大而出口压力小,并且在扩散段蜗壳中的压力也未呈明显的梯度增加,与液体在蜗壳内流

动规律不符合,所以在蜗壳 a 中能量损失较大,这与外特性所表现的相一致.蜗壳 b 与蜗壳 c 静压规律表现相似,静压随半径的增大而增大,在隔舌附近都存在低压区域,液体在此处存在能力损失,造成泵性能下降.且蜗壳 b 中最低压力小于蜗壳 c,压力最高处高于蜗壳 c,说明蜗壳 c 中压力分布更均匀.

3 相对轴向位置对蜗壳轴流泵性能的影响

在蜗壳式轴流泵中,由于从叶轮轴向流出的液体经过叶轮和蜗壳之间的过流段径向流入蜗壳,而蜗壳与叶轮的相对位置(影响过流段的形状)会对液体的流动和泵水力性能产生明显的影响.选用文中水力效率较好的蜗壳 c 与叶轮配合,选择叶轮出口和蜗壳进口中心距离 L 为 20, 40, 60, 80 mm, 分别进行数值模拟研究,相对位置如图 5 所示.

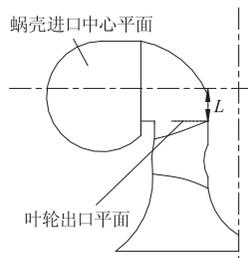


图 5 叶轮轴向位置
Fig. 5 Impeller axial location

3.1 4 种不同轴向位置时外特性预测结果

图 6 为不同轴向位置时外特性对比.

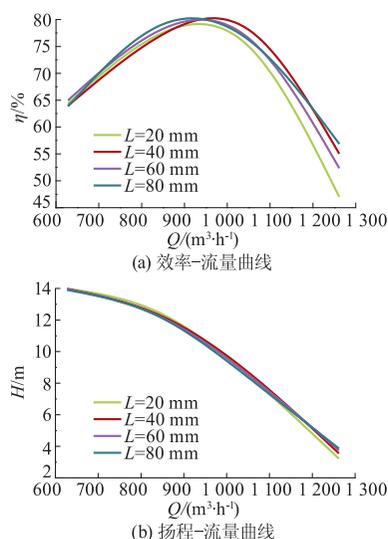


图 6 不同轴向位置时外特性对比
Fig. 6 Comparison of hydraulic features

当叶轮出口和蜗壳进口中心轴向距离为 40 mm 时,设计工况点效率最高,距离为 60 mm 和 80 mm 时,泵的效率相差不大,约低于 40 mm 的方案 1.5% 和 1.9%. 距离为 20 mm 时,泵效率最低.在 1.2Q 大流量工况,4 种不同轴向位置时的效率相差最明显,泵的效率随距离的增加而降低.

3.2 蜗壳中能量损失与内流场

定义量纲一化的损失率为

$$\sigma = \frac{P_{out} - P_{in}}{\Delta p} \times 100\%, \quad (4)$$

式中: p_{in} 为蜗壳进口总压; p_{out} 为蜗壳出口总压; Δp 为叶轮出口处与进口处总压差. 4 种方案额定流量下计算结果如表 1 所示.

表 1 叶轮不同轴向位置时的损失率
Tab. 1 Loss rate of different axial positions of impeller

L/mm	$\Delta p/\text{Pa}$	$\sigma/\%$
20	98 392	15.3
40	98 392	13.2
60	98 392	14.9
80	98 392	17.7

从表 1 中叶轮不同轴向位置时的损失率可看出,4 种情况下液体经过叶轮后获得了相同的能量,而在过流段和蜗壳中损失率明显不同,损失率随距离增加先减小再增大.在 $L = 40$ mm 时,损失率最小,这表示液体从叶轮流后经过过流段和蜗壳损失的能量最小.这与外特性中 $L = 40$ mm 时扬程和效率最高相一致.

为了更清楚地了解液体在蜗壳内的水力损失原因,分析 4 种位置情况下在截面 B 上的湍动能和速度矢量.图 7 为湍动能云图和速度矢量图,图中 k 为湍动能.从湍动能的分布情况可以明显看出,在叶轮与蜗壳之间的过流段中,特别是右侧截面区域,湍动能的范围和大小随叶轮出口和蜗壳进口中心距离 L 的增大而增大,在 $L = 20$ mm 时最小, $L = 80$ mm 时最大,在湍动能较大的区域,流动不稳定,有旋涡存在,伴随着能量损失.当 $L = 60$ mm 和 $L = 80$ mm 时,结合速度矢量可知,湍动能较大的区域同时也是旋涡明显的区域,几乎堵塞过流段流道,并影响叶轮出口处液体的流动,这降低了泵的效率.而 $L = 20$ mm 和 $L = 40$ mm 时,液体紊乱的区域较少. $L = 20$ mm 时,流道中几乎没有旋涡,但损失率较高,原因是叶轮出口与蜗壳的上壁面距离较近,当液体从叶轮流后,与过流段和蜗壳的上壁面发生碰撞,轴向速度损失严重,这导致了泵效率的降低.

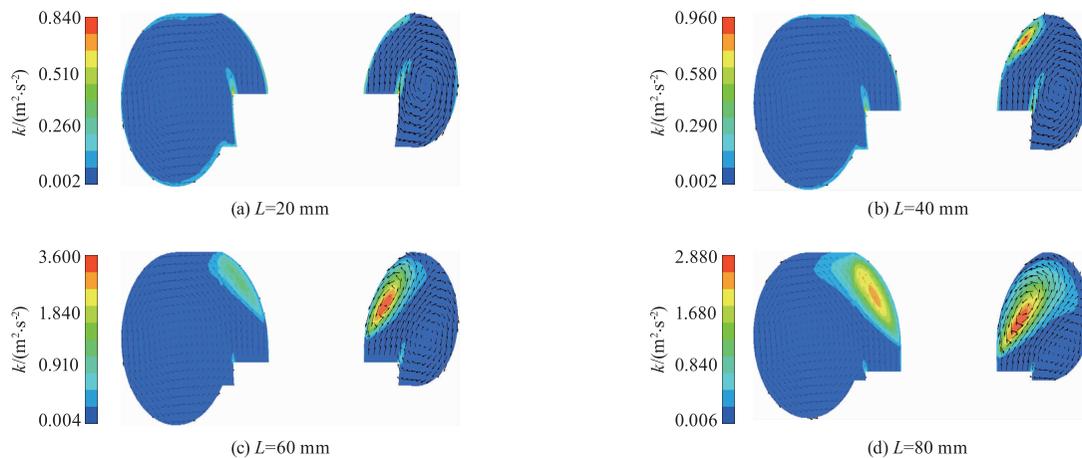


图7 湍动能与速度矢量图

Fig.7 Turbulent kinetic energy and velocity vector

4 结 论

采用数值模拟的方法,对蜗壳式潜水轴流泵的蜗壳断面形状及叶轮与蜗壳的相对轴向位置进行了性能预测与内流分析,研究得出以下结论:

1) 3种断面形状的蜗壳与叶轮配合,对称的马蹄形蜗壳在额定流量点效率最低,蜗壳式轴流泵蜗壳形状对外特性性能有较大影响,其中蜗壳c与叶轮配合表现较好,建议工程中使用与蜗壳c相近的断面形状。

2) 叶轮和蜗壳的相对轴向距离对蜗壳轴流泵外特性性能影响明显,当叶轮位置过高,在设计工况和大流量工况液体都会与蜗壳和过流段发生剧烈碰撞,降低泵的效率.当叶轮位置过低,蜗壳中会产生较大面积的旋涡,堵塞流道.当 $L=40\text{ mm}$ 时,蜗壳中的损失率最小,泵的扬程和效率最高。

参考文献 (References)

- [1] 景瑞,何希杰.轴流泵及其应用概述[J].通用机械,2014,13(9):94-97.
JING Rui, HE Xijie. Axial flow pump and application overview [J]. General machinery, 2014,13(9):94-97. (in Chinese)
- [2] 牟介刚.国内给排水泵的现状与发展趋势[J].通用机械,2014,13(6):22-24,71.
MOU Jiegang. Current situation and development trend of domestic drainage pump [J]. General machinery, 2014,13(6):22-24,71. (in Chinese)
- [3] ZHAO Binjuan, YUAN Shouqi, LIU Houlin, et al. Three-dimensional coupled impeller - volute simulation of flow in centrifugal pump and performance prediction [J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2006, 19(1):59-62.
- [4] WILL Björn Christian, BENRA Friedrich Karl, DOHMEN Hans Josef. Investigation of the flow in the impeller side clearances of a centrifugal pump with volute casing [J]. Journal of thermal science, 2012,21(3):197-208.
- [5] QIANG Xiaoqing, TENG Jinfang, DU Zhaohui. Influence of various volute designs on volute overall performance [J]. Journal of thermal science, 2010, 19(6):505-513.
- [6] 张德胜,张磊,施卫东,等.基于流固耦合的离心泵蜗壳振动特性优化[J].农业机械学报,2013,44(9):40-45.
ZHANG Desheng, ZHANG Lei, SHI Weidong, et al. Optimization of vibration characteristics for centrifugal pump volute based on fluid - structure interaction [J]. Transaction of the CSAM, 2013,44(9):40-45. (in Chinese)
- [7] 潘中永,张大庆,李彦军,等.蜗壳式混流泵空化特性分析[J].中国农村水利水电,2013,55(5):141-144.
PAN Zhongyong, ZHANG Daqing, LI Yanjun, et al. Cavitation performance analysis of mixed-flow pumps based on CFD [J]. China rural water and hydropower, 2013,55(5):141-144. (in Chinese)
- [8] 宋文武,谭光仪,王邦安,等.蜗壳轴流泵研究与产品开发[J].四川工业学院学报,2000,19(2):85-87.

(下转第114页)