

ES250-370 型双蜗壳双吸泵隔板优化设计*

刘建瑞 付登鹏 何小可

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 针对 ES250-370 型双蜗壳式双吸离心泵隔板设计不合理导致泵效率不高和径向力过大,使轴发生变形引起密封部件磨损的问题,依据双蜗壳泵设计的基本原理分析了叶轮径向力产生的原因及原双蜗壳泵存在的问题,提出了3种不同隔板位置的改进方案。基于 CFX 软件提供的 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型及 Simple 算法对3种不同改进方案的双蜗壳进行定常数值模拟,得到了不同方案蜗壳中截面静压分布云图,并进行了轴应力和径向力分析。模拟和试验结果表明:3号方案双蜗壳泵比原双蜗壳泵额定点效率提高了7%,同时能够有效平衡叶轮的径向力,轴所受到的应力也最小,因此确定3号方案双蜗壳式双吸泵为最优设计,隔板起点为蜗壳的第4断面终点为第8断面,曲线方程为对数螺旋线。

关键词: 双蜗壳式双吸泵 隔板 径向力 优化设计

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)05-0096-05

引言

大流量离心泵在运转中会产生作用于叶轮上的径向力,使轴受交变应力,产生定向的挠度。大型双吸泵发生泵轴的损坏和密封环的损坏就是由于径向力过大导致的,因此大流量的泵都会采用双蜗壳的结构。双蜗壳式双吸泵作为一种高效离心泵,不仅继承了单蜗壳双吸离心泵高扬程、大流量、平衡轴向力等优点,理论上还可以有效地减少泵运行过程中产生的叶轮径向力,改善泵站系统的振动情况。Lobanoff^[1]等通过大量试验得出双蜗壳可以有效地平衡径向力的结论,肖若富^[2-10]等通过试验和 Fluent 计算证明双蜗壳可以在不影响水力性能的同时有效减小叶轮的径向力,Daniel^[11]详细阐述了径向力的测定方法。但目前对双蜗壳泵径向力的研究还不够深入,其隔板位置、形状的选取对泵叶轮径向力和水力性能的影响效果尚不明确。因此,本文对双蜗壳式双吸泵隔板的设计方法进行深入研究。

1 模型泵的参数

ES250-370 型双蜗壳式双吸泵的设计参数如下:设计流量 $Q_d = 1\,062\text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H = 43\text{ m}$,泵进口直径 $D_s = 300\text{ mm}$,出口直径 $D_t = 250\text{ mm}$,轴承间距 $L = 830\text{ mm}$,轴直径 $D = 70\text{ mm}$ 。计算域包括半螺旋形吸水室流道、叶轮流道和蜗壳流道3部分。

叶轮和蜗壳的主要参数见表1。为使模拟更加逼近真实场景,计算域对双吸离心泵的进口延长0.5 m,出口延长0.5 m。

表 1 叶轮和蜗壳的主要参数		
Tab.1 Main parameters of the impeller and volute		
部件	参数	数值
叶轮	进口安放角 $\beta_1/(\circ)$	25
	出口安放角 $\beta_2/(\circ)$	30
	叶片数 Z	6
	叶轮进口直径 D_1/mm	240
	叶轮出口直径 D_2/mm	386
蜗壳	叶轮出口宽度 b_2/mm	83
	蜗壳基圆直径 d_3/mm	406
	蜗壳进口宽度 b_3/mm	110
	蜗壳出口直径 D_4/mm	250

2 控制方程及计算域

2.1 控制方程

采用 CFX 软件提供的 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型及 Simple 算法^[12]对计算域进行数值模拟,它对于旋转流动、强逆压梯度的边界层流动、流动分离和二次流有很好的表现。

RNG $k-\varepsilon$ 模型的控制方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\sigma_k u_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \tag{1}$$

收稿日期: 2013-05-13 修回日期: 2013-06-16
* “十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B02)
作者简介: 刘建瑞,教授,博士生导师,主要从事流体机械及工程研究,E-mail: ljrwjj@126.com

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\sigma_\varepsilon u_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (2)$$

式中 ρ ——流体密度 u_{eff} ——有效黏度
 G_k ——由层流速度梯度而产生的湍流动能
 G_b ——由浮力而产生的湍流动能
 Y_M ——在可压缩湍流中,过渡的扩散产生的波动
 $C_{1\varepsilon}、C_{2\varepsilon}、C_{3\varepsilon}$ ——常量
 $\sigma_k、\sigma_\varepsilon$ —— k 方程和 ε 方程的湍流 Prantel 数
 $S_k、S_\varepsilon$ ——为用户定义的有效速度模型参数
在 RNG 中消除尺度的过程方程为

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon} u} \right) = 1.72 \frac{v}{\sqrt{v^3 - 1 + C_v}} dv \quad (3)$$

其中 $v = u_{\text{eff}}/u$ $C_v \approx 100$
在大雷诺数限制下由式(3)得出

$$u_i = \rho C_u \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

其中 $C_u = 0.0845$

2.2 计算域网格划分

结构化网格有很多优点,它很容易实现区域边界的拟合,适用于流体和表面应力集中的计算,网格生成质量好,数据结构简单,对于曲面或者空间拟合大多数采用参数化或者样条插值的方法得到,区域光滑与实际模型更为接近,计算更加精确。采用对复杂边界适应性强的非结构网格和结构化六面体网格^[13]对计算域进行网格划分,其中吸入室采用非结构网格,压水室、叶轮和进出口延伸段采用结构网格。

网格无关性分析了 5 组计算网格,网格总数区间为 150 万 ~ 200 万。计算额定工况下的各个参数,发现网格总数在 160 万以上时,泵的扬程、功率和效率的波动分别稳定在 0.1%、1%、0.1% 以内。取模型泵计算网格总数为 1 601 732,计算域如图 1 所示。



图 1 双吸泵网格划分

Fig.1 Mesh generation of double suction pump

3 叶轮径向力产生的原因

螺旋形压水室是按照设计工况计算的,此刻液体在叶轮周围压水室的速度和压力是均匀的,因为

压力是对称的,故作用于叶轮上的合力为零,理论上无径向力的作用。但是当流量不是设计流量时,压水室和叶轮互相配合的条件被破坏,两者出现了尖锐的冲突,因此产生了径向力。

当流量小于设计流量时,压水室流体速度从隔舌开始越来越小,压力逐渐增加,而流入压水室的叶轮出口流体的速度逐渐增加,且方向发生变化,此液流和压水室的液流相遇时,因速度不同产生撞击。同时通过撞击,压水室的液体压力升高,因此从隔舌开始,到压水室出口的液流中,不断地受到流出叶轮的液体的撞击,不断增加压力,使得压水室内的压力不断上升,合力 P 方向大约与隔舌呈 90° 。同样的分析可以说明,在流量大于设计流量时像在收缩管中流动,压力从隔舌开始不断减小,如图 2 所示。

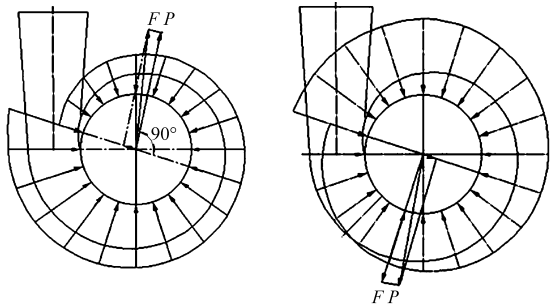


图 2 径向力示意图

Fig.2 Diagram of radial force

产生径向力的另一个原因是,从叶轮流液体的动反力对叶轮的作用。方向与叶轮出口绝对速度方向相反,近似与圆相切,故动反力引起的径向力 R 的方向大致为压力引起的径向力 P 反方向旋转 90° 。在小流量时大约指向隔舌,大流量时指向隔舌的相反方向, P 和 R 合成得总的径向力 F 如图 2 所示。

4 原双蜗壳泵存在的问题

对某厂的双蜗壳泵进行试验,试验结果如图 3 所示。通过图 3 不难发现其效率没有达到设计值,设计点效率仅为 78.28%,扬程仅为 41.40 m。经研究分析发现其隔板设计存在问题,当不加隔板时试验效率为 84.89%,扬程为 45.80 m,加隔板后扬程和效率分别下降了 10.7% 和 8.13%。对其全流场进行分析发现液流和隔板撞击很严重,这样加剧了水力损失,使泵的扬程和效率急剧下降。数值模拟结果如图 4 所示。

5 隔板的优化

双蜗壳泵在设计工况时效率比单蜗壳泵的效率低 1% ~ 2%,因此设计的原则是尽可能保持泵原有

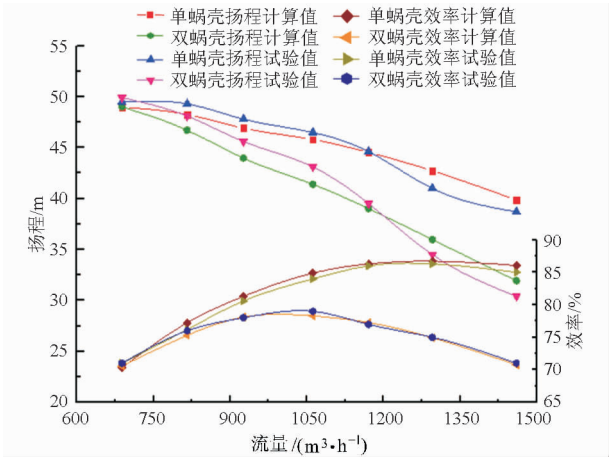


图3 原双蜗壳泵性能曲线

Fig.3 Performance curves of original double volute pump

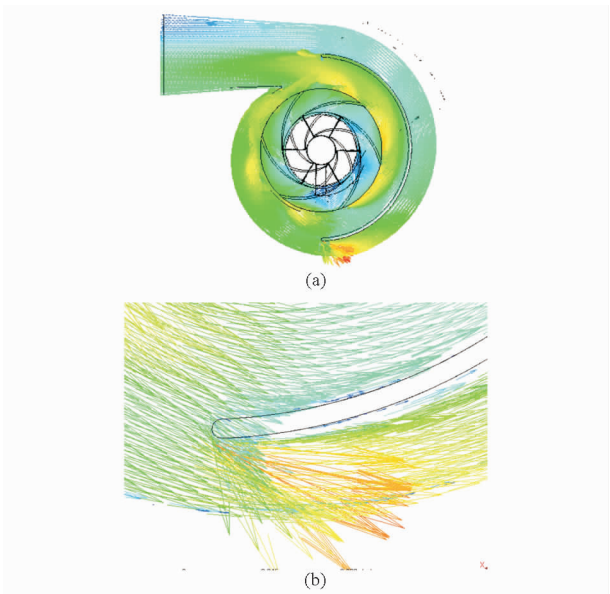


图4 设计工况下蜗壳速度矢量图

Fig.4 Velocity vector of volute under the design conditions

(a) 蜗壳内部速度矢量图 (b) 局部放大图

的水力性能,同时减小叶轮的径向力。影响因素主要有隔板的起点、终点和曲线方程。

液体从叶轮流出生进入蜗壳中,当忽略液体的粘性摩擦力时,这种液体不受任何外力作用,应遵从速度矩保持定理,即: $V_v R_0 = K_2$ (常数)。其中 V_v 为绝对速度沿圆周方向的分量, $R_0 \leq \frac{D_2}{2}$ 为叶轮任意一点的位置。隔板的形状按理也应符合这种流动规律。

流动的迹线方程为

$$\tan\alpha = \frac{v_m}{v_u} = \frac{2\pi R_0 b}{K_2} = \frac{Q}{2\pi b K_2} = \text{const} \quad (5)$$

因 Q 、 b 、 K_2 为常数,所以流动的液流角保持不变,即液体从叶轮流出的轨迹是对数螺旋线,液体流动方向和圆周方向的夹角 α 保持不变。螺旋线上任意

点的坐标可以表示为

$$\tan\alpha = \frac{dR}{Rd\varphi} \quad (6)$$

设 $R = R_3$ 时, $\varphi = 0$, $D = D_3$, 积分得

$$\int_{R_3}^R \frac{dR}{R} = \tan\alpha_3 \int_0^\varphi d\varphi \quad (7)$$

$$\ln \frac{R}{R_3} = \tan\alpha_3 \varphi \quad (8)$$

由此可以计算出隔板的曲线方程为 $R = 386Re^{0.1\varphi}$ 。

经过大量的试验和理论分析证明^[14],双吸泵起始点和终点在和蜗壳隔舌和基圆连线的延长线上,曲线方程为对数螺旋线,同时为了观察隔板长度对叶轮径向力和水力性能的影响,截取原隔板和改进隔板的一半作分析,起点为蜗壳的第6断面,终点为第8断面。具体方案如图5所示。图中,BCF为原厂家设计的隔板,CF和DF及ADF为改进的隔板,分别命名为1号双蜗壳、2号双蜗壳、3号双蜗壳。

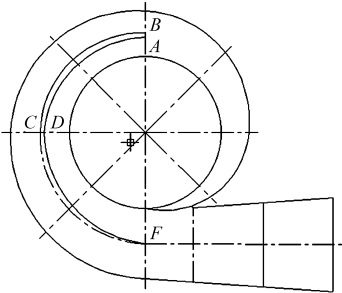


图5 改进隔板的位置示意图

Fig.5 Position of improved splitter

5.1 不同方案的水力性能比较

对3种改进位置的隔板进行数值模拟和试验验证,并加入单蜗壳泵进行对比,如图6所示。通过对比发现,在小流量工况下,2号双蜗壳泵效率较单蜗壳泵有所上升,1号和3号双蜗壳泵略微下降。1、2、3号双蜗壳泵较单蜗壳泵扬程都有所上升。大流

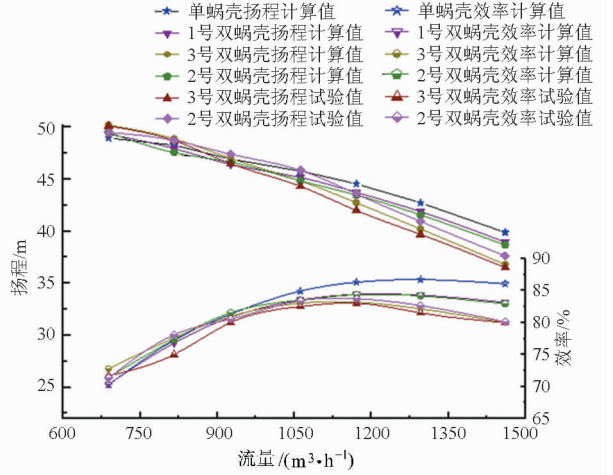


图6 双吸泵性能曲线

Fig.6 Performance curves of double suction pump

量工况下,单蜗壳泵效率最高,1、2号双蜗壳泵效率相差不大,比3号双蜗壳泵高0.5%。单蜗壳扬程最高,其次是2号双蜗壳、1号双蜗壳和3号双蜗壳。模拟结果与文献[1]试验结果基本符合,由分析可得2号双蜗壳水力性能最好,其次为3号双蜗壳和1号双蜗壳。2号双蜗壳效率相对于3号双蜗壳泵有优势,主要原因是2号双蜗壳隔板较短,其与液流的摩擦损失较小。

5.2 径向力和轴应力分析

(1) 径向力

通过数值计算得到5组不同双蜗壳泵的径向力的大小,如图7所示。通过分析得出,径向力的特征是从小流量开始逐渐减小,到达设计工况时径向力最小,流量增大时继续上升。原双蜗壳由于隔板位置设计不合理,隔板失去平衡径向的作用,相对于单蜗壳径向力出现了上升,1号双蜗壳径向力始终处在一个较高的位置。2号双蜗壳和3号双蜗壳径向力平衡明显。3号双蜗壳泵在额定工况点时,叶轮径向力只有510 N,平衡效果最为显著。

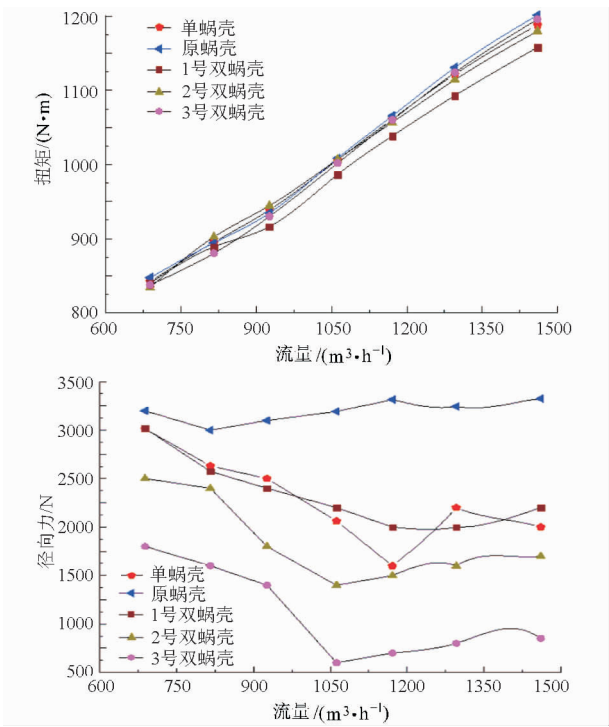


图7 双吸泵轴扭矩和径向力示意图

Fig.7 Torque and radial force diagram of double suction pump shaft

(2) 轴强度分析

对泵轴进行受力分析,发现泵轴在运行时除了受到电动机传递的扭转力矩,还受到叶轮传送的径向力矩,为了保证轴在运行过程中不发生变形,对轴进行强度分析。对于塑性材料,复杂应力状态的强度条件应采用第3或者第4强度理论^[15]。若按第3

强度理论,强度条件是

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \tag{9}$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \tag{10}$$

$$\sigma_2 = 0 \tag{11}$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \tag{12}$$

将式(10)、(12)代入式(9)得

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \tag{13}$$

$$\begin{cases} \tau = \frac{T}{W_t} \\ \sigma = \frac{M}{W} \\ T = 9\,550 \frac{P}{N} \\ M = F \frac{L}{2} \\ W_t = 2W \end{cases} \tag{14}$$

再将式(14)代入式(13)得

$$\frac{1}{W} \sqrt{M^2 + T^2} \leq [\sigma] \tag{15}$$

由图7及计算分析可知,轴最危险的时候是轴受到的应力最大的时候。由式(15)可知,应力最大位置是泵小流量工况点。1、2、3号双蜗壳泵所受到的最大应力,都小于轴的许用应力,其中3号双蜗壳的应力最小,故3号双蜗壳式双吸泵运行最为安全稳定。

5.3 不同隔板的内部流场分析

5组不同隔板方案蜗壳中截面的静压分布如图8所示,由于双蜗壳隔板位置的不同,云图的静压分布有很大区别。加入隔板后,液流与隔板发生撞击,在隔板的起始端造成静压激增,这是造成双蜗壳泵相对于单蜗壳泵效率下降的主要原因。原双蜗壳泵设计不合理造成内侧液流大幅度撞击隔板,而外侧液流过流面积相对较小,造成液流速度上升与蜗壳壁面发生撞击,也造成较大的撞击损失。在隔板内侧和外侧都有静压激增,这是造成原双蜗壳泵效率下降的原因。这种双蜗壳设计不仅没有平衡径向力,而且还会产生副作用。

与单蜗壳静压相比,1号双蜗壳在隔板的外侧静压得到一部分平衡,但残留静压还是相对较高,径向力平衡不是很明显。2号双蜗壳由于液流角 α 满足对数螺旋线要求,其蜗壳外侧静压分布沿第6断面到第8断面明显下降,这是因为隔板设计满足对数螺旋线要求。但是缺点在于隔板较短,只能平衡部分液流静压。3号双蜗壳沿隔板外侧静压得到有效的平衡,叶轮径向力也最小,这与径向力计算的结



图 8 蜗壳中截面静压云图

Fig. 8 Static pressure contours in cross-section of the volute

(a) 单蜗壳 (b) 原双蜗壳 (c) 1 号双蜗壳 (d) 2 号双蜗壳 (e) 3 号双蜗壳

果也相符合。综上所述,3 号双蜗壳合理地平衡了蜗壳的静压,平衡叶轮径向力的效果也最为理想。

6 结论

(1) 合理的蜗壳隔板设计,在能保持泵的水力性能的同时,有效地平衡叶轮的径向力,减小轴的应力。

(2) 数值分析与试验结果表明,双蜗壳泵效率

和扬程下降的一个主要原因是隔板起始端和液流的撞击造成了能量损失,因此隔板进口端合理减薄能够提高泵的水力性能。另外,隔板长度也对双吸泵效率也有一定的影响。

(3) 综合对比分析 3 种方案,3 号双蜗壳泵在满足水力性能的前提下,能够有效地平衡叶轮的径向力,起点为蜗壳第 4 断面,终点为蜗壳第 8 断面,曲线为对数螺旋线。

参 考 文 献

- 1 Lobanoff V S, Ross R R. Centrifugal pumps: design and application[M]. 2nd ed. Houston: Gulf Publishing Company, 1996.
- 2 肖若富,吕腾飞,王福军. 双蜗壳式双吸泵隔板对叶轮径向力的影响[J]. 农业机械学报, 2011, 42(9): 85-88.
Xiao Ruofu, Lü Tengfei, Wang Fujun. Influence of rib structure in double-volute centrifugal pumps on the impeller radial force[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 85-88. (in Chinese)
- 3 杨敏,闵思明,王福军. 双蜗壳泵压力脉动特性及叶轮径向力数值模拟[J]. 农业机械学报, 2009, 40(11): 83-88.
Yang Min, Min Siming, Wang Fujun. Numerical simulation of pressure fluctuation and radial force in a double volute pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(11): 83-88. (in Chinese)
- 4 刘建瑞,徐永刚,苏起钦,等. 基于 FLUENT 的单一双蜗室离心泵径向力分析[J]. 排灌机械, 2009, 27(2): 83-86.
Liu Jianrui, Xu Yonggang, Su Qiqin, et al. Analysis of radial force in centrifugal pump with single and double volute based on fluent[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009, 27(2): 83-86. (in Chinese)
- 5 周兵,陈乃祥. 双蜗壳内部定常湍流数值研究[J]. 青岛大学学报:工程技术版, 2004, 19(2): 72-75.
Zhou Bing, Chen Naixiang. Numerical study of the steady turbulent flow in a double volute[J]. Journal of Qingdao University: Engineering & Technology Edition, 2004, 19(2): 72-75. (in Chinese)
- 6 郭鹏程,罗兴镒,刘胜柱. 离心泵内叶轮与蜗壳间耦合流动的三维紊流数值模拟[J]. 农业工程学报, 2005, 21(8): 1-5.
Guo Pengcheng, Luo Xingqi, Liu Shengzhu. Numerical simulation of 3D turbulent flow fields through a centrifugal pump including impeller and volute casing[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(8): 1-5. (in Chinese)
- 7 王洋,张翔,黎义斌. 离心泵变工况流场分析及径向力数值预测[J]. 排灌机械, 2008, 26(5): 18-24.
Wang Yang, Zhang Xiang, Li Yibing. Off-design flow field analysis and radial force prediction of centrifugal pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2008, 26(5): 18-24. (in Chinese)
- 8 王福军,张玲,张志民. 轴流泵不稳定流场的压力脉动特性研究[J]. 水利学报, 2007, 38(8): 1003-1009.
Wang Fujun, Zhang Ling, Zhang Zhimin. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in axial-flow pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2007, 38(8): 1003-1009. (in Chinese)
- 9 朱嵩,王振宇,毛根海,等. 弯肘形尾水管流场的三维数值模拟研究[J]. 水力发电学报, 2006, 25(1): 76-80.
Zhu Song, Wang Zhenyu, Mao Genhai, et al. Study on flow in an elbow draft tube by 3D numerical simulation[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2006, 25(1): 76-80. (in Chinese)
- 10 徐朝晖,吴玉林,陈乃祥,等. 基于滑移网格与 RNG 湍流模型计算泵内的动静干扰[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(1): 66-68.
Xu Zhaohui, Wu Yulin, Chen Naixiang, et al. Simulation of turbulent flow in pump based on sliding mesh and RNG $k-\varepsilon$ model[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(1): 66-68. (in Chinese)
- 11 Daniel B, Ronald F. Effects of volute design and number of impeller blades on lateral impeller forces and hydraulic performance[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2003, 9(2): 145-152.
- 12 王福军. 计算流体动力学分析-CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社, 2004.
- 13 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社, 1995.
- 14 纪兵兵,陈金瓶. ANSYS ICEM CFD 网格划分技术详解[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2012.
- 15 刘鸿文. 简明材料力学[M]. 北京:高等教育出版社, 2008.

16 王春林,彭海波,丁剑,等. 基于响应面法的旋流泵优化设计[J]. 农业机械学报,2013,44(5):59-65.
Wang Chunlin,Peng Haibo,Ding Jian, et al. Optimization for vortex pump based on response surface method[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2013,44(5):59-65. (in Chinese)

Optimization Design and Test of Vortex Pump Based on CFD Orthogonal Test

Gao Xiongfa¹ Shi Weidong¹ Zhang Desheng¹ Zhang Qihua¹ Fang Bo²

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China
2. Jiangsu Shangbaoluo Pump Industry Co., Ltd., Yangzhou 225800, China)

Abstract: In order to acquire the main structure parameters impacting on performance of vortex pump and optimize the performance of the vortex pump, the orthogonal testing method was introduced. Impeller outer diameter D_2 , blade number Z , width of blade b_2 , impeller outlet blade angle β_2 and impeller inlet blade angle β_1 were chosen to be the main factors. So 16 sets of programs with 16 type of impellers were designed according to $L_{16}(4^5)$ orthogonal table. Optimum value range of each factor was preliminarily obtained through range analysis. Quadratic orthogonal test was conducted to investigate the effects of main factors and acquire the primary and secondary factors of the design parameters on the vortex pump, and an optimization scheme for further design was obtained. The internal flow field and experimental results of optimization scheme were compared with the original model, and it showed that pump inlet produced two back-flows with different degree; the back-flow loss of optimal model was less than that of the original model; the efficiency and the head of optimal model are both higher than those of the original model 4.2 percentage points and 10 m, respectively. The improved efficiency and head can meet the design requirements. The orthogonal testing method has some feasibility to the performance optimization of vortex pump.

Key words: Vortex pump Structure parameters Orthogonal experiment Numerical simulation

(上接第 100 页)

Optimization Design of Double-volute Splitter in
ES250-370 Double-suction Pump

Liu Jianrui Fu Dengpeng He Xiaoke

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Because of unreasonable design of double-volute splitter in ES250-370 double-suction pump, its shaft was bent which lead to wear and tear of the seal. According to the basic principle of double-volute pump design, three different double-volute splitter schemes were put forward; the reason of radical force and the problem of original double-volute were analyzed. Based on the RNG $k-\varepsilon$ turbulent model provided by CFX software and Simple algorithm, double-volute splitters from three different improved schemes were simulated. Static pressure distribution of different volutes were obtained, the axial stress and radical force of the pump were calculated as well. Steady numerical simulation and experimental results show that, compared to the original splitter, the rated point efficiency of No. 3 splitter is increased by 7%, and radical force is balanced effectively and the axis stress is the minimum, while keeping the hydraulic performance. So No. 3 is the best design of the three options. Splitter starts from the fourth cross section of double-suction pump and ends with eighth cross section, and it meets the logarithmic curve equipment. A method of designing the splitter for double-volute centrifugal pumps was provided for the pump designer.

Key words: Double-suction pump Splitter Radical force Optimization design