

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.01.010

无过载旋流泵正交设计数值模拟与试验*

王秀礼¹ 朱荣生¹ 苏保稳¹ 俞志君²

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 江苏振华泵业制造有限公司, 泰州 225500)

【摘要】 用正交设计法对旋流泵叶轮参数进行优化设计,设计了一个五因素二水平的正交方案,研究各几何参数对旋流泵性能的影响。采用雷诺平均数值模拟方法,对正交设计中每种组合进行性能预测,通过分析性能曲线对比图,找到了对于各个性能的最优方案。对数值计算得到的数据进行极差分析,获得了各几何参数影响性能的主次顺序,通过分析与比较得出最优参数组合,即叶轮外径 220 mm、叶轮出口宽度 40 mm、叶片出口安放角 14°、叶片数 4 和无叶腔宽度 40 mm。在模拟基础上,对最优模型样机进行了试验,测试结果表明,在实现无过载的同时,保持了较高的效率,达到了设计目的。

关键词: 旋流泵 无过载 叶轮 优化设计 数值模拟

中图分类号: TH311; O242.1 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)01-0048-05

Numerical Simulation and Experiment of Latin Square Design on Non-overload Vortex Pump

Wang Xiuli¹ Zhu Rongsheng¹ Su Baowen¹ Yu Zhijun²

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

2. Jiangsu Zhenhua Pump Manufacturing Co., Ltd., Taizhou 225500, China)

Abstract

The optimization design of vortex pump impeller parameter was done by using the orthogonal design method. Orthogonal scheme of five factors and two levels was designed, and the influence of geometrical parameters on the characteristics was studied. Reynolds averaged Navier – Stokes method was adopted to simulate every set of parameters obtained by the orthogonal design method. Optimal scheme of the characteristics was found by analyzing the contrast of performance curves. The influence orders of geometrical parameters to the characteristics were obtained with range analysis. The optimization parameter combination was obtained with comprehensive balance analysis and comparison to the data result. Meanwhile, the optimized design scheme was determined, and corresponding test was carried out. It demonstrated that the experimental purpose was reached, the design method was reasonable, and it had the property of both high efficiency and non-overload.

Key words Vortex pump, Non-overload, Impeller, Optimization design, Numerical simulation

引言

旋流泵在输送带有较大颗粒和较长纤维流体时所表现出的过流能力与运行稳定性受到人们日益重视^[1-2]。

旋流泵一般采用放射性叶轮,其轴功率曲线随

流量的增加而无限上升,这有可能导致电动机烧毁,限制了其使用范围,而如果增大功率备用系数,则造成投资增加和能源浪费^[3]。

目前对旋流泵传统设计方法、设计经验^[4-7]以及排污泵和无过载离心泵的研究,都取得了一些有价值的成果,但把无过载设计方法和旋流泵两者研

收稿日期: 2011-02-18 修回日期: 2011-04-06

* 国家杰出青年科学基金资助项目(50825902)、江苏省自然科学基金资助项目(BK2009218)和江苏高校优势学科建设工程资助项目

作者简介: 王秀礼, 博士生, 主要从事流体机械设计和试验研究, E-mail: jsuwxl@163.com

究成果结合起来直接应用于无过载旋流泵的设计研究还未见报道。为此,本文在这些研究的基础上,引入正交试验法对旋流泵重新进行结构配置,应用 CFD 技术进行性能预测,分析各参数对旋流泵性能的影响,探索无过载旋流泵的设计方法。

1 旋流泵基本参数

本文所设计的旋流泵基本参数为:流量 $Q = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 $H = 8 \text{ m}$ 、转速 $n = 1\,470 \text{ r}/\text{min}$ 、轴功率 $P \leq 3.4 \text{ kW}$ 。根据上述性能参数及要求,参照文献 [1],初步确定其基本几何参数为:叶轮外径 $D_2 = 220 \text{ mm}$ 、叶轮出口宽度 $b_2 = 40 \text{ mm}$ 、叶片出口安放角 $\beta_2 = 14^\circ$ 、叶片数 $Z = 4$ 、无叶腔宽度 $L = 40 \text{ mm}$ 。

2 正交设计方案

对无过载旋流泵性能评价主要以轴功率为指标,同时兼顾效率。根据专业知识及经验,引入影响旋流泵轴功率的 5 个主要因素:叶轮外径 D_2 、叶轮出口宽度 b_2 、叶片出口安放角 β_2 、叶片数 Z 和无叶腔宽度 L ,每个因素均取 2 个水平,因素水平表如表 1 所示。根据正交法原则选取不同因素水平进行计算^[8],选用 $L_8(2^7)$ 正交表,确定试验方案如表 2 所示。

表 1 因素水平
Tab.1 Factor standard

水平	因素				
	D_2/mm	b_2/mm	$\beta_2/(\text{^\circ})$	Z	L/mm
1	220	40	14	4	40
2	210	35	18	2	50

表 2 正交设计方案
Tab.2 Orthogonal design table

试验序号	D_2/mm	b_2/mm	$\beta_2/(\text{^\circ})$	Z	L/mm
1	220	40	14	4	40
2	220	40	14	2	50
3	220	35	18	4	40
4	220	35	18	2	50
5	210	40	18	4	50
6	210	40	18	2	40
7	210	35	14	4	50
8	210	35	14	2	40

3 数值模拟计算

3.1 数值计算方法

数值计算采用三维定常雷诺时均 N-S 方程和

RNG $k-\varepsilon$ 两方程模型,计算方法为 Segregated 隐式方法;采用 SIMPLEC 算法实现压力与速度耦合;压力项采用二阶中心差格式,速度项、湍动能项和湍动能粘度系数项采用二阶迎风格式;迭代计算时,设定各个速度分量及 k, ε 的收敛精度为 $10^{-5[9-10]}$ 。

3.2 计算域及网格

采用 Pro/E 软件进行三维造型,如图 1 所示。

用 Gambit 软件划分网格,由于模型复杂,将其划分为混合网格,计算模型共有约 100 万个网格单元,计算域网格图如图 2 所示。本文将旋流泵无叶腔和叶轮视为一个整体^[11]。

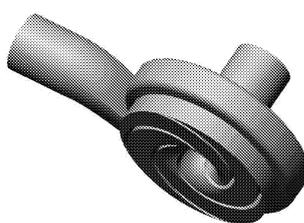


图 1 计算域实体模型
Fig.1 Computational domain of model

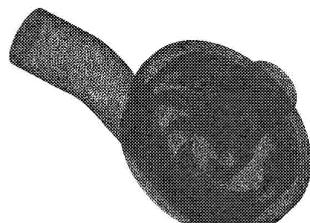


图 2 计算域网格
Fig.2 Computational mesh

3.3 边界条件

泵进口采用速度进口条件,计算域出口为自然出流;固壁处采用无滑移边界条件,在近壁处采用标准壁面函数;采用动静双参考系处理叶轮和蜗壳中的水流运动问题,叶轮流道区域采取旋转坐标系,转速为 $1\,470 \text{ r}/\text{min}$,蜗壳流道区域为静止坐标系。

3.4 正交模拟试验结果

利用 Fluent 数值模拟软件对不同方案进行正交模拟计算,得出结果。静压图和性能曲线见图 3、4。

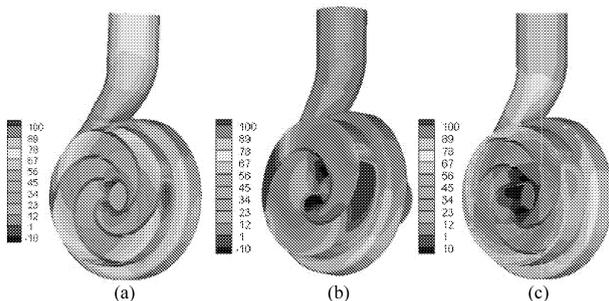


图 3 静压图

Fig.3 Static pressure

(a) 模型 a (b) 模型 b (c) 模型 c

3.4.1 性能曲线直观分析

由图 3 可以看出,静压分布规律基本相同,模型 a ($D_2 = 220 \text{ mm}, b_2 = 35 \text{ mm}$) 与模型 b ($D_2 = 210 \text{ mm}, b_2 = 40 \text{ mm}$) 静压值较高,说明这两个模型的扬程较高;模型 c (叶片数为 2) 与模型 a、b (叶片数为 4) 的静压值相差很大,说明叶片数对静压值影响很大。

由图 4 可以看出:随着流量的加大, $P-Q$ 曲线

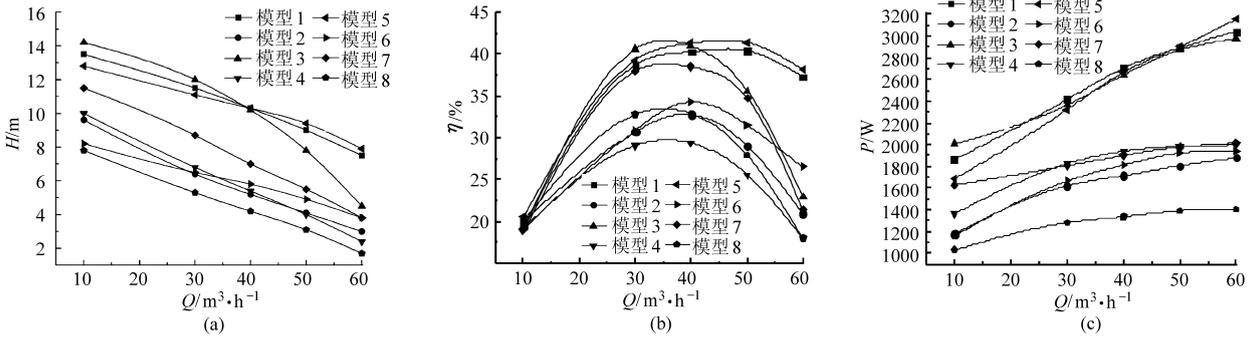


图4 性能曲线图

Fig. 4 Performance curves

(a) 扬程-流量 (b) 效率-流量 (c) 轴功率-流量

曲率越来越小,逐渐与轴平行,模型1、3、5的轴功率明显高于其他模型;2、4、6、8号试验的扬程明显小于设计扬程,这主要是因为叶片数太少,流道扩散严重,流流在流道内的水力损失增大,同时效率也偏低;模型1和模型5的效率较高,且高效区较宽;综合来看,模型1和模型5的试验结果最理想,效率高且高效区宽,但轴功率曲线图可以看出模型5轴功率曲线不太理想,相比其他模型,在大流量时其上升要快。

3.4.2 极差分析

表3为各正交试验方案在最高效率点的数据。

表3 最高效率点试验结果

Tab.3 Experimental results at the highest efficiency point

试验序号	$Q/m^3 \cdot h^{-1}$	H/m	$\eta/\%$	P/kW
1	51.2	8.41	39.75	2.965
2	38.7	5.53	33.14	1.728
3	39.5	10.05	41.13	2.635
4	41.5	5.23	30.00	1.955
5	51.3	8.62	41.95	2.885
6	42.3	5.52	34.62	1.860
7	37.5	6.95	38.65	1.865
8	36.8	4.82	33.12	1.310

表4为对最高效率点扬程及流量的极差分析表。根据极差大小,可以判断出各因素对最高效率点流量影响的主次顺序依次为 b_2 、 Z 、 β_2 、 D_2 、 L ,根据指标值的大小,得到对最高效率点流量的最优方案 D_2 、 b_2 、 β_2 、 Z 、 L 分别取1、1、2、1、1水平;对最高效率点扬程影响的主次顺序依次为 Z 、 β_2 、 D_2 、 L 、 b_2 ,根据指标值的大小,得到对最高效率点扬程的最优方案为 D_2 、 b_2 、 β_2 、 Z 、 L 分别取1、1、2、1、1水平。

表5为对最高效率点效率及轴功率的极差分析表。根据极差大小,可以判断出各因素对最高效率点效率影响的主次顺序依次为 Z 、 b_2 、 L 、 D_2 、 β_2 ,根据

表4 最高效率点流量和扬程分析

Tab.4 Flow and head analysis at the highest efficiency point

指标	D_2	b_2	β_2	Z	L	
K_1	170.9	183.5	164.2	179.5	169.8	
K_2	167.9	155.3	174.6	159.3	169.0	
Q	\bar{K}_1	42.73	45.88	41.05	44.88	42.45
	\bar{K}_2	41.98	38.83	43.65	39.83	42.25
R	3.0	27.2	10.4	20.2	0.8	
K_1	29.22	28.08	25.71	34.03	28.80	
K_2	25.91	27.05	29.42	21.1	26.33	
H	\bar{K}_1	7.31	7.02	6.43	8.51	7.20
	\bar{K}_2	6.48	6.76	7.36	5.23	6.58
R	3.31	1.03	3.71	12.93	2.47	

表5 最高效率点效率和轴功率分析

Tab.5 Efficiency and shaft power analysis at the highest efficiency point

指标	D_2	b_2	β_2	Z	L	
K_1	144.0	149.5	144.7	161.5	148.6	
K_2	148.3	142.9	147.7	130.9	143.7	
η	\bar{K}_1	36.00	37.37	36.17	40.37	37.16
	\bar{K}_2	37.1	35.73	36.93	32.72	35.94
R	4.3	6.6	3.0	30.6	4.9	
K_1	9.28	9.44	7.87	10.35	8.77	
K_2	7.92	7.77	9.34	6.85	8.43	
P	\bar{K}_1	2.32	2.36	1.97	2.59	2.19
	\bar{K}_2	1.98	1.94	2.33	1.71	2.11
R	1.36	1.67	1.47	3.50	0.34	

指标值的大小,得到对最高效率点效率的最优方案为 D_2 、 b_2 、 β_2 、 Z 、 L 分别取2、1、2、1、1水平;对最高效率点功率影响的主次顺序依次为 Z 、 b_2 、 β_2 、 D_2 、 L ,根

据指标值的大小,得到对最高效率点效率的最优方案为 D_2 、 b_2 、 β_2 、 Z 、 L 分别取 2、2、1、2、2 水平。

对各指标的最优条件综合比较、平衡各单项最优条件,可以找出兼顾各方面最优指标的最优参数组合: $D_2 = 220 \text{ mm}$ 、 $b_2 = 40 \text{ mm}$ 、 $\beta_2 = 14^\circ$ 、 $Z = 4$ 、 $L = 40 \text{ mm}$ 。

4 试验

为验证本文提出的无过载旋流泵设计方法的正确性,对综合选取的最优参数组合进行模型设计和性能预测。

旋流泵性能试验是在具有 B 级精度的江苏某泵厂的水泵开式试验台上进行的,按照《潜水电泵试验方法》进行试验,试验从关死点开始一直测到额定流量的 1.5 倍左右。

图 5 为旋流泵性能曲线图。由图中可以看出,在设计流量点,扬程为 8.48 m,效率为 38.94%,达到设计要求;而且高效区很宽,在 $30 \sim 65 \text{ m}^3/\text{h}$ 范围内效率高于 35%,因此,可在较宽的流量范围内运行;随流量的增大,轴功率曲线逐渐趋于平坦,流量在 $0 \sim 50 \text{ m}^3/\text{h}$ 范围内,功率曲线上升逐渐变缓,流量大于 $65 \text{ m}^3/\text{h}$ 后,轴功率曲线基本保持不变,基本实现了无过载,这对于旋流泵的安全运行,具有重要意义。

最大轴功率发生点得到很好的控制,发生在设计流量的 1.3 倍左右,这对运行工况多变的无过载旋流泵来说是可以接受的。

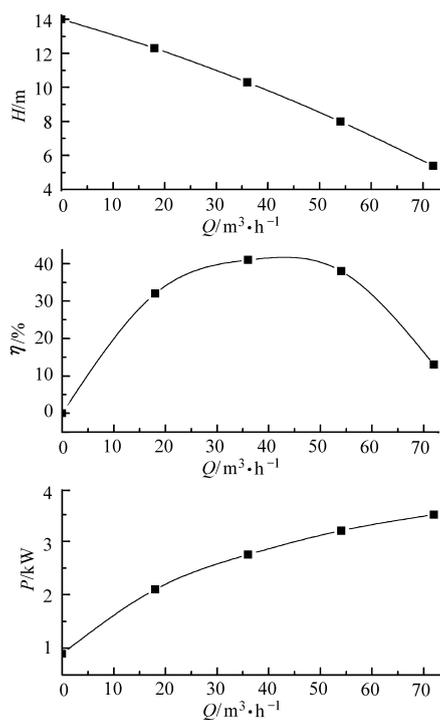


图 5 性能曲线图

Fig. 5 Performance curves

5 结论

(1) 影响旋流泵轴功率的次要因素依次为:叶片数 Z 、叶片出口宽度 b_2 、叶片出口角 β_2 、叶片外径 D_2 、无叶腔宽度 L 。

(2) 通过极差分析得到的最优方案是: $D_2 = 220 \text{ mm}$ 、 $b_2 = 40 \text{ mm}$ 、 $\beta_2 = 14^\circ$ 、 $Z = 4$ 、 $L = 40 \text{ mm}$;水力性能满足设计要求,且实现无过载。

参 考 文 献

- 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995: 234 ~ 238.
- 汪永志, 施卫东, 董颖, 等. 旋流泵的研究现状与发展展望[J]. 排灌机械, 2004, 22(2): 8 ~ 11.
Wang Yongzhi, Shi Weidong, Dong Ying, et al. Present status and development prospect of vortex pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2004, 22(2): 8 ~ 11. (in Chinese)
- 严敬, 张勇, 杨小林, 等. 旋流泵特性分析[J]. 水泵技术, 2005(1): 18 ~ 19.
Yan Jing, Zhang Yong, Yang Xiaolin, et al. Characteristic analysis of vortex pump[J]. Pump Technology, 2005(1): 18 ~ 19. (in Chinese)
- 郑铭, 袁寿其, 陈池. 旋流泵结构参数对泵性能的影响[J]. 农业机械学报, 2000, 31(2): 46 ~ 49.
Zheng Ming, Yuan Shouqi, Chen Chi. Influence of structural parameter of a vortex pump on its performance [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2000, 31(2): 46 ~ 49. (in Chinese)
- 沙毅, 王劲松, 杨敏官, 等. 旋流泵内部流动及吸入性能试验研究[J]. 水泵技术, 2003(4): 9 ~ 12.
Sha Yi, Wang Jinsong, Yang Minguan, et al. The internal flow and the suction property of vortex pump based on experimental study[J]. Pump Technology, 2003(4): 9 ~ 12. (in Chinese)
- 王家禄. 旋流泵性能试验研究[J]. 排灌机械, 1987, 7(3): 8 ~ 15.
Wang Jialu. The experimental study on the hydraulic performance of vortex pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 1987, 7(3): 8 ~ 15. (in Chinese)
- 沙毅, 杨敏官, 康灿, 等. 旋流泵的特性分析与设计方法探讨[J]. 农业工程学报, 2004, 20(1): 124 ~ 127.
Sha Yi, Yang Minguan, Kang Can, et al. Design method and characteristic analysis of vortex pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2004, 20(1): 124 ~ 127. (in Chinese)

- 8 丛小青,袁寿其,袁丹青. 无过载排污泵正交试验研究[J]. 农业机械学报, 2005, 36(10): 66~69.
Cong Xiaoqing, Yuan Shouqi, Yuan Danqing. Research of latin square test on non-overload sewage pumps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(10): 66~69. (in Chinese)
 - 9 Jorge L Parrondo-Gayo, Jose Gonzalez-Perez, Joaquin Fernandez-Francos. The effect of the operating point on the pressure fluctuations at the blade passage frequency in the volute of a centrifugal pump [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 784~790.
 - 10 郭鹏程,罗兴铎,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 Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(8): 1~5. (in Chinese)
 - 11 施卫东,汪永志,孔繁余,等. 旋流泵无叶腔内部流场数值模拟[J]. 农业工程学报, 2005, 21(9): 72~75.
Shi Weidong, Wang Yongzhi, Kong Fanyu, et al. Numerical simulation of internal flow field within the volute of vortex pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(9): 72~75. (in Chinese)
 - 12 沈艳宁,袁寿其,陆伟刚,等. 复合叶轮离心泵数值模拟正交试验设计方法[J]. 农业机械学报, 2010, 41(9): 22~26.
Shen Yanning, Yuan Shouqi, Lu Weigang, et al. Orthogonal test design method based on numerical simulation for non-overload centrifugal pump with complex impeller [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 22~26. (in Chinese)
-

(上接第 47 页)

- 11 王勘成,邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法[M]. 北京:清华大学出版社,1997.
- 12 余茂宏. 工程强度理论[M]. 北京:高等教育出版社,1999.
- 13 杨敏. 双吸离心泵非定常流场与叶轮动应力特性研究[D]. 北京:中国农业大学,2010.
Yang Min. Study on unsteady flow and impeller dynamic in a double suction centrifugal pump [D]. Beijing: China Agricultural University, 2010. (in Chinese)
- 14 He Lingyan, Wang Fujun, Yang Min, et al. Modal analysis of double-suction centrifugal pump impellers [C]//Proceeding of 2010 International Conference on Pumps and Fans. Hangzhou, China, 2010.
- 15 Man liu, Gorman D G. Formulation of Rayleigh damping and its extensions [J]. Computers & Structures, 1995, 57(2): 277~285.
- 16 曹剑绵,何永明,廖继荣,等. 大朝山水轮机转轮动应力试验研究[J]. 东方电气评论, 2005, 19(1): 25~31.
Cao Jianmian, He Yongming, Liao Jirong, et al. Testing research of dynamic stress of hydraulic runner for Dachaoshan power station [J]. Dongfang Electric Review, 2005, 19(1): 25~31. (in Chinese)