排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
第28卷 第3期
Vol. 28 No. 3

高速部分流泵CFD计算和优化设计

柴立平，潘兵辉，石海峡，王 俊，黄铭科
（江苏大学 流体机械工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）

摘 要：为研究高速部分流泵中流量系数、扬程系数和比转速三者之间的关系，对该泵主要参数进行了优化设计. 在水泵性能试验的基础上，采用Matlab软件对试验数据进行数值拟合，推导出三者的函数关系式，并对主要性能参数进行了精确计算. 将优化后的参数应用于Pro/E建模，运用ANSYS－CFX进行了数值计算和外特性试验. 结果表明，中间截面静压呈环状梯度由轮毂向轮缘逐渐递增，出口静压满足优化要求；流线云图中虽然存在漩涡，但隔舌处的回流和涡流得到了明显的改善；从扬程－流量试验曲线也可以看到，在从小流量到设计工况点间运行非常平稳. 该结果为实际工程应用提供了一定参考.

关键词：高速部分流泵；优化设计；ANSYS－CFX；流量系数；扬程系数
中图分类号：S277.9；TH312 **文献标志码**：A **文章编号**：1674－8530(2010)03－0211－04

CFD calculation and optimal design of high-speed partial emission pump

Chai Liping, Pan Binghui, Shi Haixia, Wang Jun, Huang Mingke
(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: In order to research the relationships among flow coefficient, head coefficient and specific speed of high-speed partial emission pump, the main parameters of the pump were optimized designed. Based on the experimental date of pump performance, the test date were numerically fitted by Matlab software and the function of those was obtained. The optimized parameters were modeled by Pro/E, and both the numerical computation with ANSYS－CFX and external characteristics test were carried out. The results show that the static pressure of symmetrical section can satisfy the optimization requirements. Although there exist swirls in the stream contours, the unexpected flow field with back flow and vortex component near the tongue were distinctly improved. From low flow rate to design condition, the pump performance of $H-Q$ test curve is very smooth, and which provides a certain reference for practical engineering.

Key words: high-speed partial emission pump; optimal design; ANSYS－CFX; flow coefficient; head coefficient

部分流泵(partial emission pump)最早由德国巴斯克博士提出，并在20世纪70年代前完成了该类型泵的主要理论研究工作[1-2]. 目前，虽然严敬等[3]分别对高速部分流泵的水力设计和诱导轮部分进行了详尽的论证和计算，但仍然有一个问题困扰着设计者，就是高速部分流泵在到达设计工况点时存在着驼峰，使得运行区间工作不稳定.

文中通过试验，运用Matlab软件对试验数据进

收稿日期：2009－11－05
基金项目：安徽省科技攻关项目(08102303)
作者简介：柴立平(1969—)，男，安徽滁州人，高级工程师(clppump@263.net)，主要从事流体机械、化工过程机械的研究.
潘兵辉(1982—)，男，湖北武汉人，硕士研究生(pan02gk@yahoo.com.cn)，主要从事流体机械研究.

万方数据

行拟合,拟合出流量系数、扬程系数和比转速之间的函数关系,使泵的各部件参数达到最佳组合. 试验选用一台转速为 15 300 r/min 的高速部分流泵,收集试验数据,用 Matlab 软件对数据进行拟合,推导出优化目标函数,进而推导出流量系数、扬程系数与比转速的关系,再运用 ANSYS - CFX 进行数值模拟,从中间截面的总压云图中可以看到优化后模型泵的内部总压有序而分布均衡,出口总压和设计工况相吻合,内部流道内虽有涡流,但在隔舌附近涡流较少. 最后对优化后的泵进行性能试验,以检测优化设计的效果.

1 试 验

1.1 泵的主要设计参数及计算

该高速部分流泵由进水室、叶轮、环形喷嘴、压出室等组成,其结构简图如图 1 所示,其中 D_2 为叶轮直径,d_0 为喷嘴直径,L 为扩散段长度,θ 为扩散角,叶轮与环形流道同心.

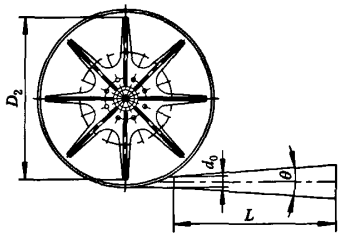


图 1 高速部分流泵结构

Fig. 1 Structure of high-speed partial emission pump

文中所选用的高速部分流泵设计工况为流量 Q = 15 m³/h, 扬程 H = 900 m, 转速 n = 15 300 r/min, 额定功率 P = 132 kW, 比转速 n_s = 21.9. 对叶轮外径 D_2 及喷嘴直径 d_0 可采用下列公式进行计算[4]:

$$D_2 = \frac{59.82}{n}\left(\frac{H}{\psi}\right)^{1/2}, \quad (1)$$

$$d_0 = 0.638\left(\frac{Q}{\phi}\right)^{1/2}\left(\frac{\psi}{H}\right)^{1/4}, \quad (2)$$

式中 ψ 为扬程系数; ϕ 为流量系数.

在文献[5]中推荐 ψ = 0.60 ~ 0.70, ϕ = 0.65 ~ 0.80. 由于取的都是范围值,而这两个范围值并没有任何关联,容易产生误差积累,以致在后续的水力设计过程中,使该泵各部件的匹配不能达到最佳运行工况,出现回流、涡流、振动和噪声等问题,严重时甚至会导致泵死机,从而影响泵的使用寿命,因此这一部分的优化设计就显得尤为重要.

1.2 扬程系数和流量系数试验

表 1 为扬程系数试验结果. 可以看出,当扬程系数提高后,扬程有所下降,但其设计工况性能完全能够满足要求,并且效率得以提高. 在进行流量系数试验时,仍采用提高扬程系数的方法,在 3 次模型试验中,随着喷嘴直径和相应叶轮外径的改变,记录下截止流量 Q_c 及试验中最优工况数据,如表 2 所示. 尽管喷嘴直径和叶轮外径增大的同时,流量也相应增大,但达到大流量工况时,扬程下降明显,故需谨慎设计.

表 1 扬程系数试验结果

Tab. 1 Test results of head coefficient

设计工况							最优工况			Q_c/
D_2/mm	Q/(m³/h)	H/m	η/%	ψ	ϕ	d_0/mm	Q/(m³/h)	H/m	η/%	(m³/h)
140	14.99	917.43	45.73	0.71	0.78	8.3	17.01	903.43	47.58	23.91
137	15.01	903.69	48.44	0.73	0.68	8.3	15.93	900.12	49.73	22.74

表 2 流量系数试验结果

Tab. 2 Test results of flow coefficient

设计工况						最优工况				Q_c/
d_0/mm	Q/(m³/h)	H/m	η/%	ψ	ϕ	D_2/mm	Q/(m³/h)	H/m	η/%	(m³/h)
7.0	14.99	906.96	43.68	0.60	0.89	125	12.42	919.34	47.53	21.06
7.5	15.01	903.69	48.44	0.60	0.77	134	15.93	900.12	49.73	22.74
8.5	15.01	899.21	46.11	0.70	0.65	146	17.29	873.37	50.93	23.84

1.3 试验结果分析

由扬程系数试验结果可以看出,扬程系数提高了,叶轮外径降低;在设计工况点,泵的扬程有所降低,但都能满足设计工况的要求;在最佳工况点,最高效率点向小流量方向移动;随着扬程系数的提高,泵的效率也得以提高,并且截止流量提前,能很好地

万方数据

预防泵超功率运行.

由流量系数试验结果可以看出,喷嘴直径对泵的性能影响很大[6]. 在最优工况点,最高效率点向大流量方向移动,效率也有所提高,并且截止流量向大流量方向偏移,泵的工作范围得以放宽;但从设计工况点可以看出,随着喷嘴直径的增大,扬程降低,效率是先升高然后降低,严重的更是达不到设计工况的要求.

2 优化设计

2.1 不同转速下 ψ,ϕ 与 n_s 的关系

离心泵的比转速 n_s 为

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \tag{3}$$

进一步研究 ψ,ϕ 与 n_s 的关系,结合式(1),(2),可得

$$n_s = \frac{342.4\sqrt{\phi}}{\psi^{3/4}}\left(\frac{d_0}{D_2}\right). \tag{4}$$

式(4) 可进一步变形为

$$\psi = \left[\frac{342.4\sqrt{\phi}}{n_s}\left(\frac{d_0}{D_2}\right)\right]^{4/3}. \tag{5}$$

由式(4),(5) 可以看出,比转速与扬程系数成反比关系,与流量系数成正比关系,但同时与喷嘴直径、叶轮外径的取值都有关系. 当转速为 15 300 r/min 时,应用 Matlab 软件对本次试验的部分流泵的扬程系数、流量系数与比转速进行数值拟合,得到它们之间的函数关系式如下:

$$\psi = 0.571\left(\frac{n_s}{100}\right)^{-0.168}, \tag{6}$$

$$\phi = 1.178\left(\frac{n_s}{100}\right)^{0.173}. \tag{7}$$

2.2 优化后泵的主要参数和性能

根据设计工况,按式(6),(7) 计算得到优化后的高速部分流泵的主要设计参数分别为 D_2 = 137.6 mm, b_2 = 12 mm, d_0 = 7.6 mm, θ = 9°, L_2 = 60 mm. 经试验优化后高速部分流泵的效率为50.86%,对应没有优化前的效率为 48.53%,效率增加了 2.33%. 泵的性能曲线稳定,从关死点到设计工况点间,运行平坦,工况佳,但超过设计工况点以后陡降厉害,这需要在后续的设计中作进一步优化,其外特性性能曲线如图 2 所示.

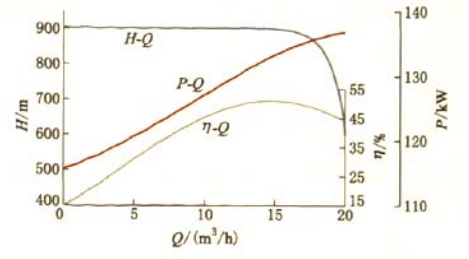


图 2 优化后泵外特性曲线图

Fig. 2 Performance curves of pump optimized

3 数值分析

运用 ANSYS - CFX 软件对中间截面静压分布和流线进行数值模拟,结果如图 3 所示.

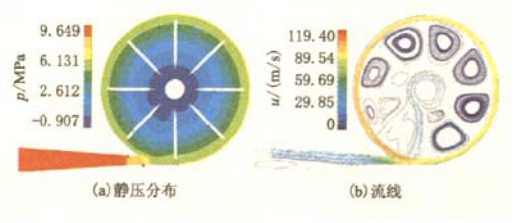


图 3 中间截面静压分布和流线

Fig. 3 Static pressure distribution and streamline graph on middle surface

由图 3a 可以看出,压力分层排布,从轮毂到轮缘递增,表明叶轮沿径向做功;且叶轮的工作面和背面压力相近,这个符合一元设计理论,与文献[7 - 9]的分析结果吻合. 但由于转速较高,出口总压力在数值上也较高,所以压力及速度梯度较大,入口流速也较大,从而造成入口压力较低,叶片在入口端更容易产生汽蚀. 由图 3b 可以看出,由于转速较高,两叶片间的流道内出现了一个涡流. 流体在入口径向流速相对较低,叶轮的旋转,在叶轮入口开始便发生分层流动,从而形成入口的小旋涡区;从轮毂到轮缘侧,随着径向流速提高,降低了在叶片入口区域出现旋涡的可能性.

4 结 论

本研究是针对在各厂家生产实际中经常出现驼峰等现象所做的优化设计,得到以下研究结果:

(1)采用 Matlab 软件对试验数据进行数值拟合,对该泵进行优化设计,精确计算出泵的主要设计参数.

万方数据

(2)模拟结果和试验性能曲线对比表明优化设计后的泵速度分布呈现周期性的规律变化,压力场也符合设计工况的要求,从理论上较好地证明了该优化设计的可靠性.

参考文献(References)

[1] 关醒凡.现代泵技术手册[M].北京:宇航出版社,1995:366-387.

[2] 合肥通用机械研究所.高速部分流泵[M].合肥:合肥通用机械研究所,1975.

[3] 严 敬,潘光玉,阚能琪,等.低比转速叶轮叶片数的选择准则[J].排灌机械,2008,26(1):18-20.
Yan Jing, Pan Guangyu, Kan Nengqi, et al. Criteria of blade number selection for low specific speed impeller [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008, 26(1): 18-20. (in Chinese)

[4] 金忠升.部分流泵性能研究及应用[D].西安:西安电子科技大学机电工程学院,2007.

[5] 陈次昌,杨昌明,熊茂涛.低比转速离心泵叶轮内部固液两相的数值分析[J].排灌机械,2006,24(6):1-3.
Chen Cichang, Yang Changming, Xiong Maotao. Numerical analysis on two-phase flow through impeller of low specific-speed centrifugal pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2006, 24(6): 1-3. (in Chinese)

[6] 刘在伦,曾宪湘.蜗壳形状对高速部分流泵性能的影响[J].流体机械,2009,37(3):40-44.
Liu Zailun, Zeng Xianxiang. Study on the performance of high speed partial emission pump caused by the shape of volute[J]. *Fluid Machinery*, 2009, 37(3): 40-44. (in Chinese)

[7] Zhu Zuchao, Chen Ying, Jin Qingming, et al. Study on high-speed centrifugal-regenerative pump with an inducer[J]. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 2002, 10(2): 137-141.

[8] Cui Baoling, Zhu Zuchao, Zhang Jianci, et al. The flow simulation and experimental study of low-specific-speed high-speed complex centrifugal impellers [J]. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 2006, 14(4): 435-441.

[9] 杨敏官,刘 栋,贾卫东,等.离心泵叶轮内部三维湍流流动的分析[J].江苏大学学报:自然科学版,2006,27(6):524-527.
Yang Minguan, Liu Dong, Jia Weidong, et al. Analysis on turbulent flow in impeller of centrifugal pump[J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2006, 27(6): 524-527. (in Chinese)

(责任编辑 陈建华)

万方数据