

低比转速叶轮内部流动的数值计算^{*}

陈洁达¹, 崔宝玲¹, 万 忠¹, 郑齐奎², 朱祖超¹

(1. 浙江理工大学 机械与自动控制学院, 浙江 杭州 310018; 2. 浙江天德泵业有限公司, 浙江 苍南 325800)

摘要: 为了解复合叶轮内部流动特性, 采用雷诺时均 Navier-Stokes 方程和 Spalart-Allmaras 湍流模型对 4 长叶片的普通叶轮和 4 长 4 中 8 短 16 叶片的复合叶轮内部流动进行了数值模拟, 得到了设计工况下两种叶轮内部流场分布, 分析了中、短分流叶片对叶轮内部流场的影响。计算结果表明: 采用长、中、短叶片设计的复合叶轮可以改善流道内流场分布, 提高长叶片吸力面压力, 有效地阻止液流的脱流, 复合叶轮可以获得更高的静压差, 有效地提高了离心泵的扬程。

关键词: 离心泵; 低比转速; 复合叶轮; 数值模拟

中图分类号: TH311

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2010)03-0021-04

Numerical computation of inner flow in low-specific-speed impeller

CHEN Jie-da¹, CUI Bao-ling¹, WAN Zhong¹, ZHENG Qi-luan², ZHU Zu-cai¹

(1. Faculty of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University,

Hangzhou 310018, China; 2. Zhejiang Tiande Pumps Co., Ltd., Cangnan 325800, China)

Abstract: Aiming at realizing the inner flow performance of complex centrifugal impellers, the Navier-Stokes equations and the Spalart-Allmaras turbulence model were carried out to simulate the inner flow field in low-specific-speed complex centrifugal impellers with four-long blades and four-long four-middle eight-short blades. The distributions of velocity and pressure were obtained, and the properties of inner flow inside the volute were also analyzed. The calculation result shows that middle and short blades can improve distribution of the velocity and pressure in inner flow field, increase the suction side pressure and prevent liquid separation from suction side in complex impellers. Complex centrifugal impellers can get higher static pressure rise and improve the performance of centrifugal pump.

Key words: centrifugal pump; low specific speed; complex impeller; numerical simulation

0 引 言

低比转速离心泵具有流量小、扬程高的特点, 在石油、化工、制药、冶金及航空航天等工业领域有着广泛的应用。低比转速离心泵的叶轮流道狭长, 在小流量下很容易产生回流, 叶轮流道里容易产生尾流-射流结构及流动分离等现象。采用带分流叶片的复合叶轮可以有效改善低比转速离心泵性能。复合叶轮设计法可以解决离心泵效率低、扬程曲线易出现驼峰以及轴功率过载等问题, 其实质是通过改变叶轮内速度和压力分布, 使

叶轮获得良好的水力性能。复合叶轮通过设置分流叶片, 可以改善叶轮内部流场分布, 减小叶轮内部漩涡和二次流动; 在叶轮出口附近将对长叶片背面的液流起到增能的作用, 以阻止脱流的产生和发展^[1-2]。

随着计算机技术和计算流体动力学 (CFD) 的发展, 数值模拟已成为研究流体机械内部流动的一个重要方法, 利用 CFD 软件模拟可以比较直观地了解离心泵内部流场情况。很多学者都对离心泵叶轮内流场进行了数值模拟研究^[3-9]。

本研究应用 Numeica 软件, 采用雷诺时均 Navier-

收稿日期: 2009-10-16

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (20706049, 50879080); 浙江省重大科技攻关计划资助项目 (2008C11056); 浙江理工大学科研启动基金资助项目 (0603284-Y)

作者简介: 陈洁达 (1983-), 男, 浙江温州人, 主要从事流体机械方面的研究. E-mail: chenjieda83@yahoo.com.cn

通信联系人: 崔宝玲, 女, 副教授. E-mail: blcui@zstu.edu.cn

Stokes 方程和 Spalart-Allmaras 湍流模型对普通叶轮和具有 4 长、4 中、8 短复合叶轮内部的三维流动进行数值计算,通过比较分析普通叶轮和复合叶轮内部流场,验证复合叶轮可以有效改善叶轮内部的流场情况,从而可以提高离心泵的扬程。

1 几何模型

进行数值模拟的离心泵叶轮,其设计点的流量 $Q=4 \text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 $H=40 \text{ m}$ 、转速 $n=2\,900 \text{ r/min}$ 、比转速 $n_s=22.18$,为低比转速离心泵。普通叶轮为 4 长叶片叶轮,复合叶轮为具有 4 长、4 中、8 短的 16 叶片叶轮。叶轮的主要设计参数如表 1 所示,其中 b_1 和 b_2 为叶轮的进/出口宽度; β_1 和 β_2 为叶轮的进/出口角度; D_1 和 D_2 为叶轮的进/出口直径; D_{i1} 和 D_{i2} 为中、长叶片起始处直径。两种叶轮只有叶片数不同,其他参数相同。普通叶轮和复合叶轮结构示意图如图 1 所示^[10-11]。

表 1 离心泵复合叶轮的主要参数

b_1	b_2	β_1	β_2	D_1	D_2	D_{i1}	D_{i2}
/mm	/mm	/($^\circ$)	/($^\circ$)	/mm	/mm	/mm	/mm
13	5	20	40	47	173	95	125

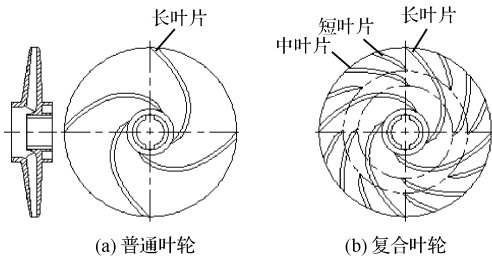


图 1 离心泵叶轮结构示意图

2 数学模型

2.1 控制方程和湍流模型

本研究使用的计算流体力学软件 Numeca 中的控制方程即在旋转坐标系下角速度为 ω 的笛卡尔参考坐标系雷诺时均 Navier-Stokes 方程,通用表达形式如下:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \nabla \cdot F_1 + \nabla \cdot F_v = Q \quad (1)$$

式中 F_1, F_v —无粘与粘性通量; U —待求解守恒变量; Q —源项,包含了离心力和科氏力的作用。

湍流模型选用 Spalart-Allmaras 模型,其核心思想是引入中间湍流变量 v ,通过求解 v 的输运方程获得湍流粘性系数 μ_t 。湍流变量 v 的输运方程为:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + w \cdot \nabla v = \frac{1}{\delta} \{ \nabla \cdot [(v + (1 + c_{b2})v) \nabla v] - c_{b2} v \nabla v \} + c_1 \left(S f_{v3} + \frac{v}{k^2 d^2} f_{v2} \right) v - c_w f_w \left(\frac{v}{d} \right)^2 \quad (2)$$

$$\mu_t = v f_{v1} \quad (3)$$

式中 d, S —第一层网格距离壁面的距离和涡的大小。

f_{v1}, f_{v2}, f_{v3} 和 f_w 的方程表达式如下:

$$f_{v1} = \frac{x^3}{x^3 + c_{v1}} x = \frac{v}{\mu} \quad (4)$$

$$f_{v2} = \frac{1}{(1 + x/c_{v2})^3} \quad (5)$$

$$f_{v3} = \frac{(1 + x f_{v1})(1 - f_{v2})}{x} \quad (6)$$

$$f_w = g \left(\frac{1 + c_{w3}^6}{g^6 + c_{w3}^6} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (7)$$

$$\text{式中, } g = t + c_{w2}(t^6 - t), t = \frac{t}{Sk^2 d^2}.$$

此外, $c_{w1} = c_{b1}/k^2 + (1 + c_{b2})/\sigma, c_{w2} = 0.3, c_{w3} = 2, c_{v1} = 7.1, c_{v2} = 5, c_{b1} = 0.133\,5, c_{b2} = 0.622, k = 0.41, \sigma = 2/3$ 。

求解时采用时间推进算法,对流项离散格式采用中心差分格式,时间推进项选用四阶 Runge-Kutta 求解方法。为了提高计算效率,采用多重网格法、当地时间步长以及残差光滑等加速收敛。

2.2 边界条件

计算区域的进口边界上速度为均匀连续的;在计算域的出口边界上假定出口压力为平均压力;固壁边界为绝热条件,叶轮为转动边界。在临近固壁的区域采用了壁面函数,叶片表面、前后盖板等固壁均为无滑移、绝热壁面边界条件;在周期性区域的对应边界点处,全部流动参数满足周期性条件。

2.3 计算网格

利用专用网格生成器 AutoGrid 生成两个离心叶轮的三维网格,网格生成域为单个叶轮通道,并采用结构化网格,如图 2 所示(图 2(a)为普通叶轮的网格图,网格数为 228 042,图 2(b)为复合叶轮网格图,其网格数为 598 764)。普通叶片网格正交性大于 8.93° 、长宽比小于 1 013.98、延展比小于 3.68;复合叶轮网格正交性大于 9.15° 、长宽比小于 995.49、延展比小于 7.66。生成网格质量良好,正交性、长宽比、延展比都达到计算要求。为了保证结果的稳定性,本研究对叶轮出口前后进行适当的延伸。

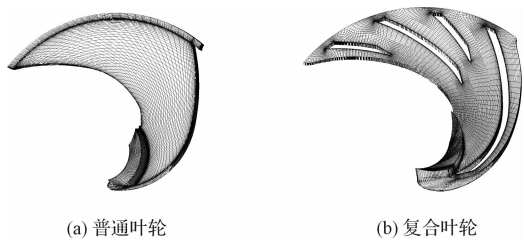


图2 叶轮的网格图

3 数值模拟结果和分析

以水为介质,在设计流量为 4 m³/h,出口平均静压为 400 000 Pa,转速为 $n=2\,900\text{ r/min}$ 的情况下,本研究对普通叶轮和复合叶轮的内部流动进行了数值计算,分析了两形式叶轮的相对速度和长叶片的压力分布。

3.1 相对速度

在设计工况下普通叶轮和复合叶轮中间截面相对速度 $W(\text{m/s})$ 分布如图 3 所示。为更清楚地表示叶轮内部流体的流动,图中相对速度 W 为 0 ~ 3 m/s 的速度区域用速度矢量表示,大于 3 m/s 的相对速度用速度等值线表示。图 3(a) 为普通叶轮的相对速度分布图。图中普通叶轮在流道中心处有一个明显回流区,并且在流道中占据了很大的区域。流体只在靠近长叶片吸力面区域流出,绝大部分流体流回到叶轮内。图 3(b) 为复合叶轮相对速度分布图。从图中可以看出,复合叶轮在中叶片压力面到长叶片吸力面间的流道区域,在复合叶轮出口处有 A、C 两个回流区域,在中叶片和短叶片的进口处存在 B、D 两个回流区域,此外,在长叶片吸力面中间附近也存在一个小回流区域 E。B、D 位置上的回流几乎堵塞了整个中、短叶片的进口,这将不利于液流从这部分流道流出。在其他区域,复合叶轮的流场状况比普通叶轮有很大改善。

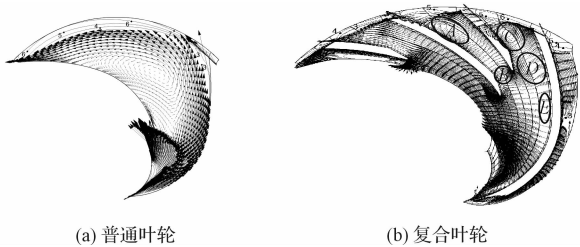


图3 叶轮内部相对速度分布

从图 3(a) 和图 3(b) 可以看出,中、短分流叶片可以有效改善叶轮内部流场分布,使流道内速度分布更均匀。虽然在中叶片压力面与短叶片吸力面间还存在回流区域,但对整个叶轮回流的规模而言有了很大的

改善。此外,复合叶轮长叶片压力面和中叶片吸力面之间的液流基本沿流道方向流动,分流叶片提高了这部分流道液流的过流能力,从而提高了低比转速离心泵的整体性能。

3.2 静压

普通叶轮与复合叶轮长叶片表面压力系数 C_p 分布如图 4 所示。其中压力系数 $C_p = \frac{P - P_0}{\rho v^2}$ (P 为叶轮出口静压, P_0 为叶轮进口静压, ρ 为流体密度, v 为叶轮叶尖圆周速度)。可以看出,复合叶轮长叶片吸力面的静压和出口静压比普通叶轮都有所提高。因此,中、短叶片可以增加叶轮出口吸力面的压力,有效阻止液流的脱流。在叶片进口前缘压力系数为负值,即在叶片进口前缘处吸力面存在低压区,这也是容易发生气蚀的位置。复合叶轮有效地提高了叶片进口前缘的压力。

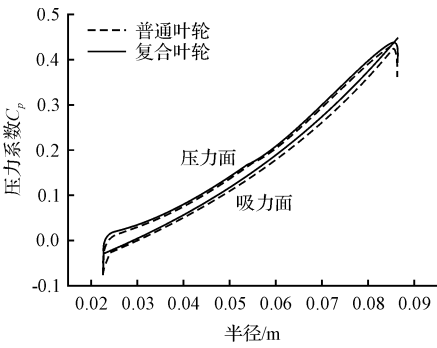


图4 长叶片表面压力系数

不同流量点下,复合叶轮和普通叶轮的进/出口静压差性能曲线如图 5 所示。静压差的大小影响着离心泵扬程的大小。在设计点流量 $Q=4\text{ m}^3/\text{s}$ 情况下,普通叶轮的静压差为 32.34 m,复合叶轮的静压差为 33.37 m,即复合叶轮比普通叶轮高 3.2%。从图中可以看出,在不同的流量点下,复合叶轮可以获得更高的静压差。因此,具有中、短分流叶片的复合叶轮可以提高离心泵的扬程,增加泵运行的稳定性。

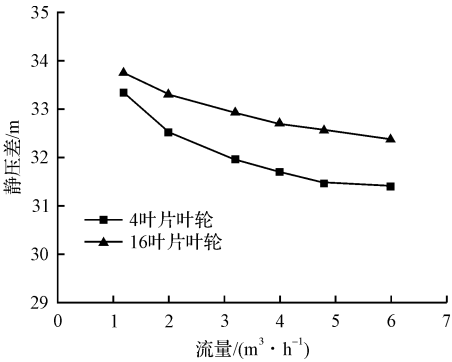


图5 叶轮进出口静压差

4 结束语

数值模拟的结果表明,具有长、中、短叶片的复合叶轮可以改善内部流道的速度分布,分流叶片提高了叶轮液流的过流能力,从而提高了低比转速离心泵的整体性能。此外,叶轮内部的静压力由叶片进口到出口逐渐升高。通过设置中、短叶片,可以增加叶轮出口吸力面的压力,从而有效阻止液流的脱流。

数值模拟的计算结果能够有效地反映叶轮内流动状况,同时揭示了复合叶轮内部流场的流动机理,对低比转速离心泵叶轮设计具有一定的参考价值。

参考文献 (References):

- [1] 齐学义,张 东,刘在伦,等. 低比转速离心泵复合叶轮内部流动的数值计算[J]. 兰州理工大学学报,2007,33(4):47-50.
- [2] CUI Bao-ling, ZHU Zu-chao, ZHANG Jian-ci, et al. The flow simulation and experimental study of low-specific-speed high-speed complex centrifugal impellers[J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**,2006,14(4):435-441.
- [3] VISSER F C, BROUWERS J J H, JONKER J B. Fluid flow in a rotating low-specic-speed centrifugal impeller passage [J]. **Fluid Dynamics Research**,1999(24):275-292.

(上接第 20 页)

通过对比初始设计与最佳系列设计各主要参数可以看出,培养釜上筒体厚度 l_1 从 55 mm 降到 45.360 mm,厚度 S 从 35 mm 降到 24.380 mm,目标函数 WT 下降了 17 105 g,培养釜总重量为 220 587 g,降低了 7.75%,结构不连续区域最大应力也有所下降,容器应力分布更加均匀合理,优化结果明显。

3 结束语

对深海极端环境大型生物培养釜的新型开启结构,本研究采用数值计算和有限元结合的方法,在初始设计结构的基础上进行结构优化,使容器重量 WT 降低了大约 7.75%,而且结构不连续区最大应力值也有所下降,优化结果明显,满足了技术指标及机构轻量化的目标,进而在很大程度上减少了设计及制造成本,使产品设计更为合理。

参考文献 (References):

- [1] 蒋伟华,陈志平. 基于 O 形橡胶圈密封的高压容器设计和研究[D]. 杭州:浙江大学化工机械研究所,2006.

- [4] GONZALEZ J, BLANCO E, SANTOLARIA C. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump[J]. **ASME Journal of Fluids Engineering**,2002,124(2):348-355.
- [5] ZHAO Bin-juan, YUAN Shou-qi, LIU Hou-lin, et al. Three-dimensional coupled impeller-volute simulation of flow in a centrifugal pump and performance prediction[J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**,2006,19(1):59-62.
- [6] 何有世,袁寿其,郭晓梅,等. 带分流叶片的离心泵叶轮内三维不可压湍流场的数值模拟[J]. 机械工程学报,2004,40(11):153-157.
- [7] 崔宝玲,朱祖超,林勇刚,等. 长短叶片半开式离心叶轮内部流动的数值模拟[J]. 浙江大学学报:工学版,2007,41(5):809-813.
- [8] 杨敏官,顾海飞,刘 栋,等. 离心泵叶轮内部湍流流动的数值计算及试验[J]. 机械工程学报,2006,42(12):180-185.
- [9] 徐 洁,谷传纲. 长短叶片离心泵叶轮内部流动的数值计算[J]. 化工学报,2004,55(4):542-544.
- [10] 毕尚书,王文新,严 敬,等. 低比转速离心泵叶轮水力设计新方法综述[J]. 机械,2008,35(10):4-7.
- [11] 万映娟,严 敬,王 桃,等. 两种不同叶片的离心叶轮的数值模拟[J]. 机械,2008,35(2):12-14.

[编辑:张 翔]

- [2] 叶乾惠,秦晓忠. GB150-1998 钢制压力容器[S]. 北京:中国标准出版社,1998.
- [3] 编写组.《化工设备设计手册》4-高压设备[M]. 上海:上海人民出版社,1973.
- [4] 倪 栋,段 进,许久成,等. 通用有限元分析 ANSYS7.0 实例精解[M]. 北京:电子工业出版社,2003.
- [5] 尚晓江,邱 峰,赵海峰,等. ANSYS 结构有限元高级分析方法与范例应用[M]. 1 版. 北京:中国水利水电出版社,2003.
- [6] 博嘉科技. 有限元分析—ANSYS 融会与贯通[M]. 北京:中国水利水电出版社,2002.
- [7] 刘 涛,杨凤鹏. 精通 ANSYS[M]. 北京:清华大学出版社,2002.
- [8] 李卫民,杨红义,王宏祥,等. ANSYS 工程结构实用案例分析[M]. 北京:化学工业出版社,2007.
- [9] 高炳军,杜雅飞,刘鸿雁,等. 准等程度原则下压力容器不连续区的优化设计[J]. 机械强度,2006,28(3):438-441.
- [10] 吴球红,马 平,陈振辉,等. 大行程直线电机的磁流变阻尼器优化设计[J]. 机电工程技术,2008,37(9):57-59.

[编辑:张 翔]