

· 能源与环境 ·

轴流泵内部三维湍流场的数值模拟

金汉林, 刘小兵, 欧顺冰

(西华大学能源与环境学院, 四川 成都 610039)

摘 要: 基于流体动力学计算分析的 FLUENT 软件, 采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和 SIMPLEC 算法, 对轴流泵内部流场进行了数值模拟, 并分析了该轴流泵在小流量工况、设计工况和大流量工况下叶轮内的速度分布和压力分布以及泵的外特性, 得出了该轴流泵的扬程和效率随着流量的变化规律。研究结果有助于解析轴流泵的内部流动机理, 并对泵的水力设计提供重要的参考。

关键词: 轴流泵; 内部流场; 数值模拟

中图分类号: TH312 文献标志码: A 文章编号: 1673-159X(2013)02-0041-05

doi: 10.3969/j.issn.1673-159X.2013.02.010

Numerical Simulation of Internal 3D Turbulence Flow Field for Axial Flow Pumps

JIN Han-lin, LIU Xiao-bing, OU Shun-bing

(School of Energy and Environment, Xihua University, Chengdu 610039, China)

Abstract: Based on the computational fluid dynamics analysis software FLUENT, using RNG $k-\varepsilon$ turbulence model and SIMPLEC algorithm, numerical simulation of the internal flow field in an axial flow pump is conducted, and analysis is performed for the axial flow pump in low flow rate condition, the design conditions and the large flow rate condition inside the impeller of the distribution of velocity and pressure, and the characteristics of the pump, the axial flow pump lift and efficiency as the flow changes. The research results are helpful for the analysis of axial flow pump internal flow mechanism, and provide important reference for pump hydraulic design.

Key words: axial flow pump; internal flow field; numerical simulation

轴流泵在农田灌溉、城市供水、石油化工循环等方面有着广泛的应用^[1-2], 因此也越来越重视轴流泵的研究。过去, 内流场测试是研究泵内场的有效手段, 随着测试技术的发展, 已从孤立的点测试发展到应用 PIV 技术进行面测试; 但由于泵过流部件结构的复杂性和旋转流场的影响, 给其内流场测试的部位和区域带来很大的限制, 因此要详尽地对泵内流场进行测试是比较困难的^[3-4]。同时, 轴流泵模型试验成本高^[5]、周期长, 近年来, 计算流体力学 (CFD) 技术快速的发展为揭示泵内部流动规律、改进设计方法提供了有效途径^[6-7], 并可通过计算

流体动力学对泵内部流场数值计算和性能预测, 甚至可取代部分模型试验^[8-9]。因此, 不少学者开始对泵内部流动进行大量的数值模拟研究, 并取得了一定的成果^[10-15]。本文基于流体动力学计算分析的 FLUENT 软件, 采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和 SIMPLEC 算法, 对一轴流泵内部流场进行了数值模拟, 并分析了该轴流泵在小流量工况、设计工况和大流量工况下叶轮内的速度分布和压力分布, 以及泵的外特性, 得出了该轴流泵的扬程和效率随着流量的变化规律。

收稿日期: 2012-11-06

基金项目: 流体机械四川省重点实验室开放研究基金资助项目 (SZJJ2009-012); 西华大学研究生创新基金资助项目 YCJJ201295)

作者简介: 金汉林 (1985-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为水力机械优化设计。

通信作者: 刘小兵 (1965-), 男, 教授、博士, 硕士生导师, 主要研究方向为流体机械。E-mail: Liuxb@mail.xhu.edu.cn

1 计算模型及控制方程

1.1 控制方程

控制方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j}\right) \quad (2)$$

式中: u 为流体的平均速度; p 为压强; x_i 为坐标分量; ρ 为流体密度; μ 为流体的动力黏性系数; 脚标 i 和 j 为矢量。

1.2 计算模型

本研究采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}^* \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

式中: k 为湍动能; ε 为能量耗散率; α_ε 、 α_k 为 ε 方程和 k 方程的湍流 Prandtl 数; $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 为模型常量; G_k 为层流速度梯度产生的湍流动能。

2 网格划分及边界条件

本文所选轴流泵的设计参数为: 流量 $Q = 12\,500 \text{ m}^3/\text{h}$ 扬程 $H = 2.5 \text{ m}$ 转速 $n = 235 \text{ r/min}$ 叶片数 $Z = 4$ 。整个流道由 3 个部分组成, 分别为喇叭进口静止部分、叶轮转动部分以及出口静止部分。根据该轴流泵 CAD 二维设计图, 在 UG6.0 软件平台下完成轴流泵过流部件几何数字化建模。图 1 为轴流泵叶轮三维模型。在 Gambit 软件中采用非结构化网格方式对整个流道进行网格划分, 网格数为 92 万个, 流道网格划分结果如图 2 所示。

计算进口采用速度进口 Velocity-inlet, 假设进口为均匀流, 根据流量的不同, 给定一定的速度; 计算出口采用自由出流, 假设出口压力之外的所有流动变量的正法向梯度为零; 固体壁面上的速度分量

采用无滑移壁边界, 叶轮区域设置为旋转区域, 转速 $n = 235 \text{ r/min}$, 蜗壳以及进水段设置为静止区域; 在交界面处设置为动静交界面。

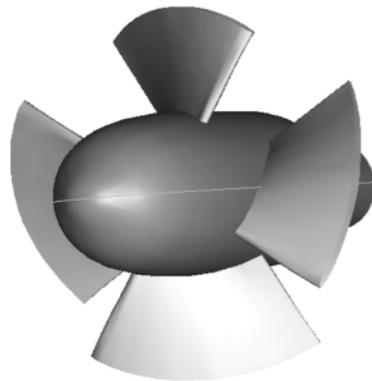


图1 轴流泵叶轮三维模型

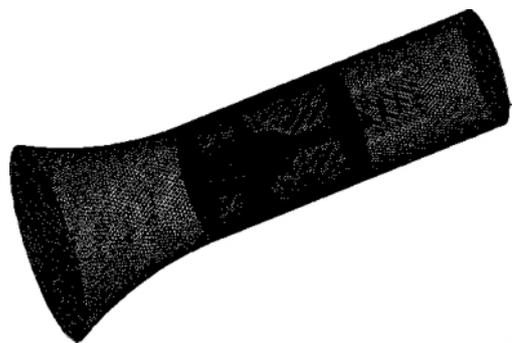


图2 流道网格划分

3 计算结果及分析

本文采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和 SIMPLEC 算法, 并在 Fluent 软件 2 次开发后, 对轴流泵叶轮内的内流场进行了模拟计算。

3.1 叶片表面静压分布

本文研究了流量 $Q = 3.37$ 、 3.46 (最优工况)、 $3.56 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片的工作面和背面静压力分布情况。计算结果如图 3 至图 8 所示, 从图中可以看出, 叶片从进口到出口压力大致是增加的, 工作面压力大于背面压力。在工作面上压力分布比较均匀, 压力沿半径方向平缓变化, 从轮毂到轮缘逐渐增大, 在靠近出口轮缘处存在一个小高压区。叶片背面压力从进口到出口先减小后增加, 靠近进口边有一块低压区。叶片工作面的压力分布随着流量的变化分布趋势变化较大, 对流量变化的敏感性较大; 叶片背面压力随着流量的变化分布趋势比较稳定, 对流量的变化敏感性较小。叶片背面压力最低点

的位置随着流量的增大,由靠近叶片进口边处的叶片外缘向叶片出口处和内侧移动。

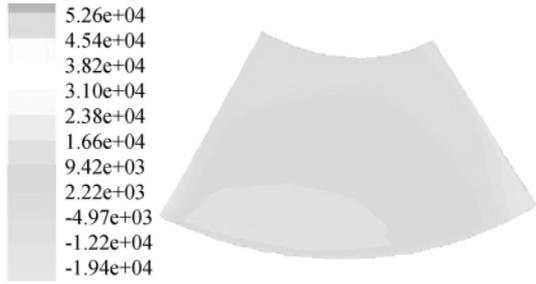


图 3 流量 $Q = 3.37 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片工作面静压力分布

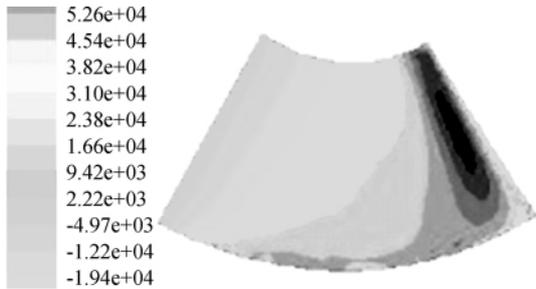


图 4 流量 $Q = 3.37 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片背面静压力分布

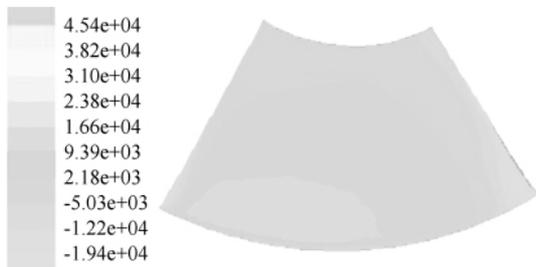


图 5 流量 $Q = 3.46 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片工作面静压力分布

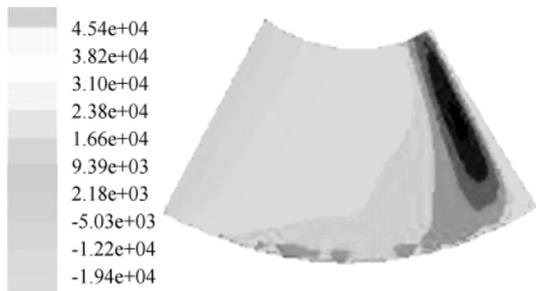


图 6 流量 $Q = 3.46 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片背面静压力分布

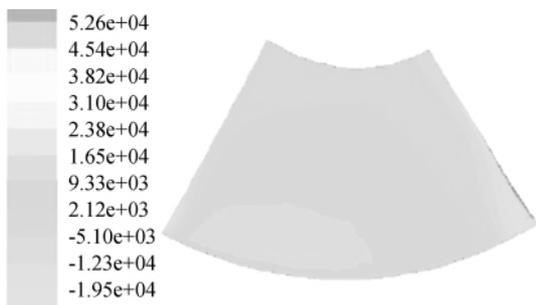


图 7 流量 $Q = 3.56 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片工作面静压力分布

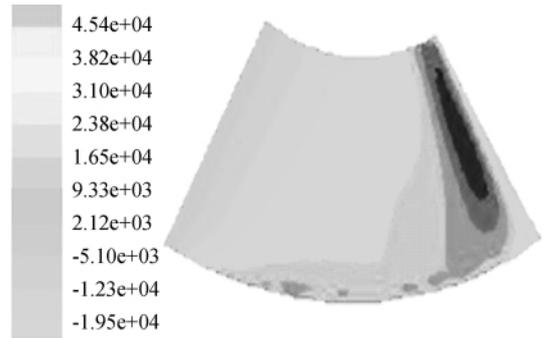


图 8 流量 $Q = 3.56 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片背面静压力分布

3.2 叶片表面相对速度分布

图 9 至图 14 为流量 $Q = 3.37$ 、 3.46 (最优工况点)、 $3.56 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片的工作面和背面相对速度分布。可以看出,叶片表面的相对速度沿径向逐渐增大,从叶片进口到出口工作面和背面上的相对速度均呈现逐渐减小的趋势且对应位置上叶片工作面的相对速度明显小于背面的相对速度。在叶片背面出口靠轮毂处有一回流区域。在大流量工况下,叶片工作面和背面的相对速度大致呈圆柱面分布;随着流量的

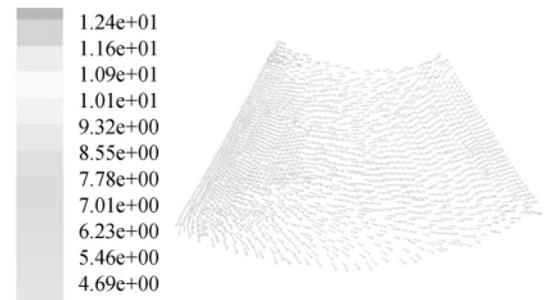


图 9 流量 $Q = 3.37 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片工作面相对速度分布

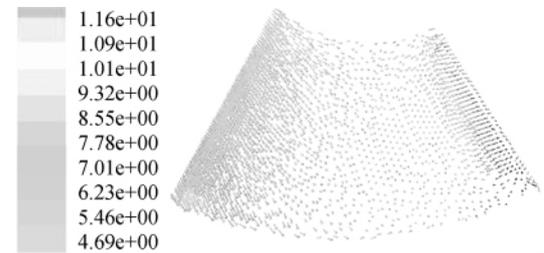


图 10 流量 $Q = 3.37 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片背面相对速度分布

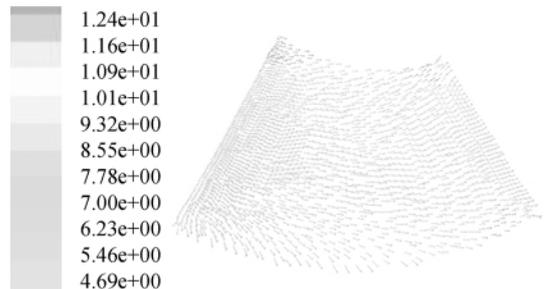


图 11 流量 $Q = 3.46 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片工作面相对速度分布

减小,叶片背面相对流动逐渐从靠近轮毂处出口边附近分离。

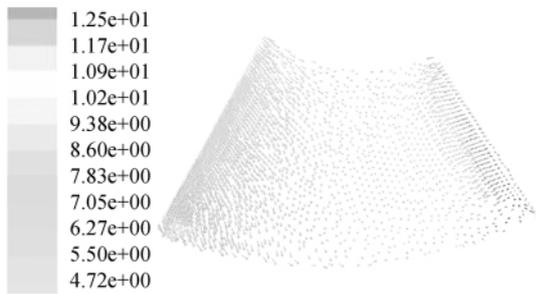


图12 流量 $Q = 3.46 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片背面相对速度分布

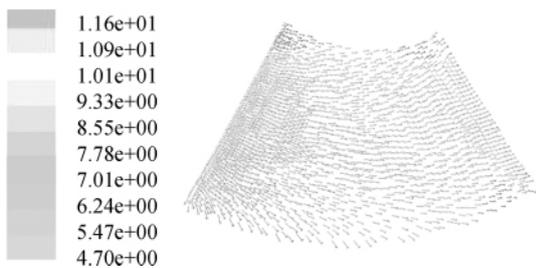


图13 流量 $Q = 3.56 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片工作面相对速度分布

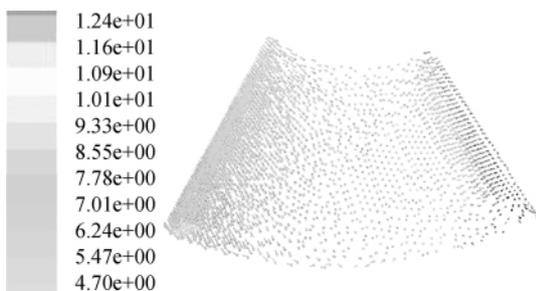


图14 流量 $Q = 3.56 \text{ m}^3/\text{s}$ 叶片背面相对速度分布

3.3 泵的外特性分析

本研究通过对轴流泵设计工况和其他6个非设计工况下的数值模拟,利用FLUENT后处理功能提供的表面积分和报告力矩值的功能,可以得到叶轮进口总压和出口总压,以及叶片正面、背面和轮毂表面受到的绕Z轴力矩之和,从而计算出在各工况下的扬程和效率。计算结果表明该轴流泵的扬程随着流量的增大而减小,效率随着流量的增大表现为先增大后减小的趋势。在设计工况下该轴流泵效率最高。表1为7个工况下得出的轴流泵扬程和效率,图15为该轴流泵外特性曲线。

$$\text{扬程: } H = \frac{P_{\text{out}} - P_{\text{in}}}{\rho g} - \Delta Z \quad (5)$$

$$\text{轴功率: } N = M\omega \quad (6)$$

$$\text{效率: } \eta = \frac{\rho g Q_v H}{N} \quad (7)$$

式中: p_{out} 、 p_{in} 分别为轴流泵进、出口的总压力; ρ 为流体密度; g 为重力加速度; ΔZ 为轴流泵进、出口的高度差; M 为作用在叶轮上的力对转轴的力矩。

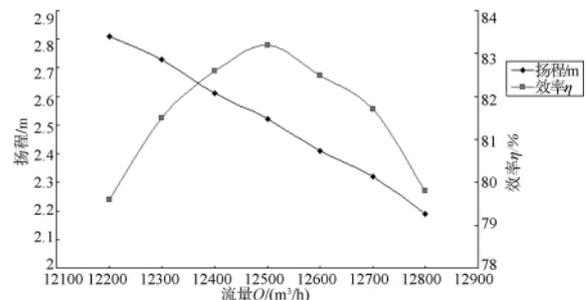


图15 轴流泵外特性曲线

表1 轴流泵的扬程和效率

流量 $Q / (\text{m}^3/\text{h})$	12 200	12 300	12 400	12 500	12 600	12 700	12 800
扬程/m	2.81	2.73	2.61	2.52	2.41	2.32	2.19
效率 $\eta / \%$	79.6	81.5	82.6	83.2	82.5	81.7	79.8

4 结论

1) 通过对轴流泵内流场的数值模拟,可得到流场速度、压力分布,计算出设计工况下的扬程。通过计算,设计工况下的扬程为2.52 m,与给出的模型参数2.5 m基本吻合。

2) 通过对轴流泵设计工况和其他6个非设计工况下的数值模拟,可得到轴流泵的外特性、特性曲线

与实际情况基本相符。

参 考 文 献

- [1] 张克危. 流体机械原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 25-26.
- [2] 丁成伟. 离心泵与轴流泵原理及水力设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981: 29-30.
- [3] Jin Lin, Ming J Zuo. Mechanical Fault Detection Based on the Wavelet De-noising Technique[J]. Journal of Vibration and Acoustics 2004, 126: 9-16.

[4]刘卫华,郁永章.往复压缩机故障诊断技术研究现状与展望[J].压缩技术,1999(3):48-52.

[5]张德胜,施卫东,关醒凡,等.轴流叶轮进出口流场的测量[J].排灌机械,2009,27(4):210-214.

[6]GAO Hong, LIN Wanlan, DU Zhaohui. Numerical Flow and Performance Analysis of a Water-Jet Axial Flow Pump[J]. Ocean Engineering, 2008, 35(16): 1604-1614.

[7]杨军虎,张炜,王春龙,等.潜水轴流泵全流道三维湍流数值模拟及性能预估[J].排灌机械,2006,24(4):5-9.

[8]Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin, et al. Unsteady Flow Analysis and Experimental Investigation of Axial-flow Pump[J]. Journal of Hydrodynamics: Ser B, 2010, 22(1): 35-44.

[9]Shi Weidong, Zhang Desheng, Guan Xingfan, et al. Numerical and Experimental Investigation on High-efficiency Axial-flow Pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(1): 38-44.

[10]Sweldens W. The Lifting Scheme A construction of Second Generation Wavelets[J]. SIAM J Math Anal, 1996, 29(2): 511-546.

[11]杨敬江.轴流泵水力模型设计方法与数值模拟研究[D].镇江:江苏大学,2008:62-76.

[12]李忠,杨敏官.轴流泵内部流场数值模拟及实验研究[J].工程热物理学报,2010,31(11):1847-1850.

[13]施法佳,陈红勋.轴流泵内部流动数值模拟中湍流模式可用性的研究[J].上海大学学报:自然科学版,2006,12(3):273-277.

[14]陈红勋,朱兵.单台轴流泵模型0°安放角的数值计算分析[J].水动力学研究与进展:Ser A,2009,24(4):480-481.

[15]王国玉,霍毅,张博,等.湍流模型在轴流泵性能预测中的应用与评价[J].北京理工大学学报,2009,29(4):309-313.

(编校:夏书林)

(上接第36页)

[4]Samuel Martin C. Instability of pump-turbines with S-shaped characteristics [C]//The Hydraulic Machinery and Systems 20th IAHR Symposium Charlotte, North Carolina: USA, IAHR, 2000.

[5]Hellstroem J G I, Marjavaara B D, Lundstroem T S. Parallel CFD Simulations of an Original and Redesign Hydraulic Turbine Draft Tube[J]. Advances in Engineering Software, 2007, 38(5): 338-344.

[6]严敬,潘光玉,阚能琪.低比转速叶轮叶片数的选择原则[J].排灌机械,2008,26(1):18-20.

[7]杨琳,陈乃祥.水泵水轮机全特性与蓄能电站过渡过程的相关

性分析[J].清华大学学报,2003,43(10):34-37.

[8]Yang Lin, Fang Hong-gang, Chen Nai-xiang. Bidirectional Flowdiagnosis to Optimize the Design of a Pump-turbine Runner Using Vorticity Dynamics Theory[J]. Journal of Tsinghua University, 2007, 5: 686-690.

[9]肖若富,王正伟,罗永要.基于流固耦合的混流式水轮机转轮静应力特性分析[J].水力发电学报,2007,26(3):120-123.

[10]Yan J. A New Way of Plotting Cylindrical Blade[J]. Journal of power of Energy: Part A, 1990, 204(4): 277-280.

(编校:夏书林)

(上接第40页)

3 结束语

本文利用 CFD 手段来分析和探讨离心泵叶轮切割后对离心泵性能的影响,着重分析了切割前后离心泵内部流场的流动变化,得到了低比转速离心泵叶轮外径减小而效率升高的特点,并对比分析各个模型的流动状况。

参 考 文 献

[1]徐伟幸,袁寿其.低比速离心泵叶轮优化设计进展[J].流体机械,2006,34(2):39-42.

[2]齐学义,张东,刘在伦.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.

[3]雒军,王振,赵万勇.基于正交法的旋流泵结构优化[J].兰州理工大学学报,2010,36(2):47-51.

[4]胡彬彬,王春林,阮劲松,等.低比转数离心泵叶轮切割定律的研究[J].农机化研究,2006(5):81-83.

[5]齐学义,徐洁.低比转速离心叶轮内部流动的数值计算[J].甘肃工业大学学报,2001,27(2):54-57.

[6]谈明高,刘厚林,王勇,等.叶轮外径对离心泵内流影响的 CFD 分析[J].排灌机械,2009,27(5):314-318.

[7]齐学义.流体机械设计理论与方法[M].北京:中国水利水电出版社,2008:25-28.

[8]杨军虎.低比转数离心泵叶轮内的流动机理和叶轮设计[J].农业机械学报,2002,33(2):47-49.

(编校:夏书林)