

漩涡泵内部不稳定流场数值模拟*

孔繁余¹ 周水清¹ 王志强² 胡 俐¹ 邱 宁¹

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 上海凯泉泵业(集团)有限公司, 上海 200436)

【摘要】 为了研究漩涡泵内部流场对其外特性的影响,采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和结构化网格技术对漩涡泵内部非定常流动进行数值模拟计算。结果表明,漩涡泵流道内压力变化呈直线分布;流道内纵向漩涡随流量的增大而减小,径向漩涡周期性地脱离叶片被液流带走且随着时间增加而增大;设计工况下,各监测点处压力脉动变化呈周期性分布,从流道进口到出口压力脉动幅值逐步增大;不同工况下,叶片通过频率是压力脉动的主频,其对应的压力脉动幅值随流量增大而增大。

关键词: 漩涡泵 数值模拟 压力脉动 湍流模型

中图分类号: TH314 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)01-0044-05

Numerical Simulation of Internal Unsteady Flow in a Vortex Pump

Kong Fanyu¹ Zhou Shuiqing¹ Wang Zhiqiang² Hu Li¹ Qiu Ning¹

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

2. Shanghai Kaiquan Pump Co., Ltd., Shanghai 200436, China)

Abstract

In order to study the vortex pump flow field characteristics of its external, it is necessary to carry out unsteady flow numerical simulation by using RNG $k-\varepsilon$ turbulence model and structured grid inside the vortex pump. The results showed that the pressure changes within the linear distribution, with flow rate increasing, longitudinal vortex flow decreased, while the radial vortex flow periodically was removed from the leaves and increased with time. The pressure fluctuation at the different monitoring points was changed periodically at design condition. The pressure pulse amplitude increased from the entrance to the exit gradually. The blade passing frequency was dominative in the pressure fluctuation. With the flow rate increasing, pressure fluctuation was more obvious under the blade passing frequency.

Key words Vortex pump, Numerical simulation, Pressure fluctuation, Turbulence model

引言

由于漩涡泵自身的特点,采用传统的实验方法很难观测、研究其内部真实流动情况。目前,国内外已有学者应用 CFD 技术模拟研究不同流道形状和不同叶片形状的叶轮对漩涡泵内部流动的影响,得到了比较满意的结果,但上述研究均基于定常流动分析,与漩涡泵真实流动情况仍有差距。为了深入了解漩涡泵内部流场特征,对其内部流场进行非定常流动分析显得尤为重要。

另外,漩涡泵往往具有较多的叶片,势必对叶轮与流道之间的动、静干扰产生很大的影响。由于成本过高,采用实验手段监测泵内压力脉动通常比较困难^[1]。为此,本文以某漩涡泵为例,通过三维非定常计算,对不同工况下流道多个位置点进行监测,并采用 FFT 变换对压力脉动的幅值和频率进行分析。

1 计算模型

计算对象为一台闭式漩涡泵,设计流量为 $Q_d =$

收稿日期: 2010-05-27 修回日期: 2010-07-26

* 国家自然科学基金资助项目(50509009)和“十一五”国家科技支撑计划资助项目(2008BAF34B10)

作者简介: 孔繁余,教授,博士生导师,主要从事流体机械研究, E-mail: kongfy2918@sohu.com

0.8 m³/h,设计扬程 $H_d = 25$ m,转速 $n = 2\ 900$ r/min,其中叶轮采用径向直叶片,流道为梯形外围双侧流道,进出口直径为 15 mm,叶轮外径 $D_2 = 68$ mm,叶片数 $z = 36$ 。

计算域由叶轮和流道两部分组成。由于叶轮结构比较复杂,采用结构化网格技术对其进行网格划分,如图 1a 所示。结构化后的叶轮网格数量为 93 060,结构化网格数量少,但质量明显高于非结构化网格。鉴于漩涡泵流道内流动较为复杂,流道采用适应性强的非结构四面体网格。计算域的网格总数为 544 888,划分结果如图 1b 所示。

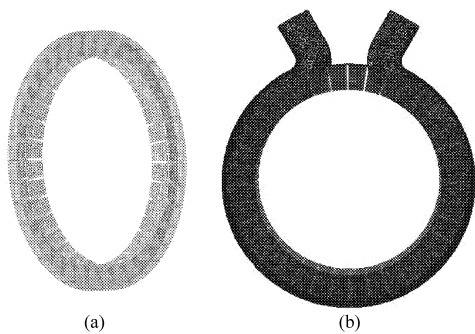


图 1 网格划分

Fig. 1 Grids generation

(a) 叶轮结构化网格 (b) 漩涡泵流道计算域及网格

2 计算方法

由于叶片数多、隔舌间隙小而引起的动、静部件间相互干涉,使漩涡泵内的流动具有强旋转效应的全三维、非定常的极其复杂的湍流流动。对于不可压缩牛顿流体的非定常流动,笛卡尔坐标系下的连续方程与运动方程可表示为^[2-3]

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + S_i \end{cases} \quad (1)$$

式中 x_j ——笛卡尔坐标 (x, y, z)

ρ ——流体密度 p ——压力

u_i ——沿 x_i 方向的流动速度

μ ——层流动力粘性系数 S_i ——源项

为了使上述方程组封闭,对于湍流的处理方式,本文采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型^[4]

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + \rho \varepsilon \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \\ &\quad \frac{C_{1\varepsilon}^*}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (3)$$

其中

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3}$$

$$\eta = (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon} \quad E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

式中, $C_\mu = 0.084\ 5$, $\alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39$, $C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$, $\eta_0 = 4.377$, $\beta = 0.012$ 。

3 计算求解

应用 Fluent 软件对漩涡泵内部不稳定流场进行数值模拟。采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,非耦合隐式方案进行求解,时间项离散采用二阶全隐格式^[5]。压力项采用二阶中心差分格式,其他项采用二阶迎风差分格式,压力和速度的耦合求解采用适于非定常计算的 PISO 算法^[6]。

进口边界指定为速度进口条件,其值通过流量和进口过流面积确定,并给定湍动能和湍流耗散率值。出口边界指定为自由出流条件,认为泵内流动在出口部分已达到充分发展状态。旋转叶轮与静止流道间动静交界面的信息传递,引入滑移网格技术^[7]进行处理。固壁采用无滑移壁面条件,近壁区域采用标准壁面函数来求解近壁面区域内的低雷诺数流动。

以定常计算结果作为非定常计算的初始条件,计算精度为 10^{-5} 。用非定常算法预测泵的性能时,时间步长对计算结果影响很大。时间步长太大,将使预测结果不准确;时间步长较小,计算所需时间上升较快^[8]。为足够分辨内部流场的非定常信息,时间步长设置 2.07×10^{-4} s,即为 1/100 旋转周期^[9-10]。采样时间为 10 倍的叶轮旋转周期。

在数值模拟过程中,选择的工况分别为 0.4Q、0.6Q、0.8Q、1.0Q、1.2Q、1.4Q 和 1.6Q。用于记录压力脉动瞬时值的监测点分布情况如图 2 所示,其中 X1, X2, ..., X11 分别为同一圆周上相隔 30° 的点。

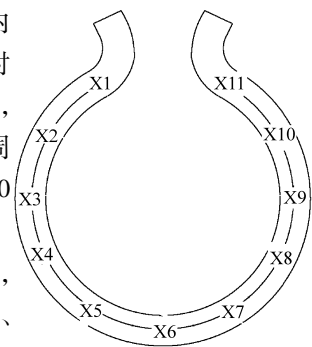


图 2 流道结构及监测点设置

Fig. 2 Flow passage and monitoring points

4 计算结果与分析

4.1 外特性预测

将计算得到泵的流量-扬程特性曲线与实验值

进行比较如图 3 所示,其中图 3b 为一个叶轮旋转周期内 100 个时间步长的数值的平均结果。

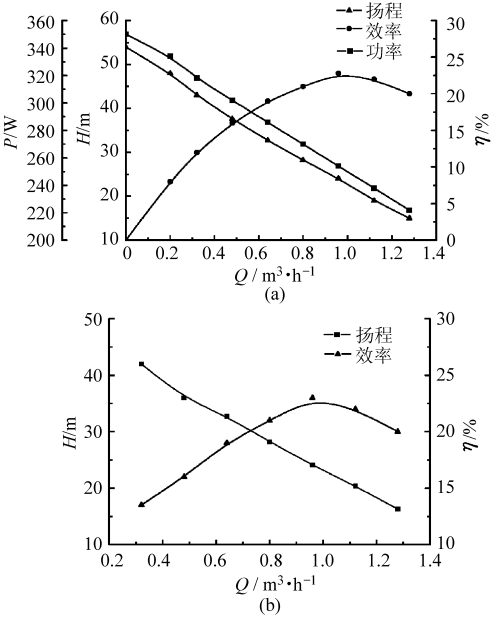


图 3 漩涡泵性能特性曲线

Fig. 3 Curves of vortex pump performance
(a) 实验值 (b) 模拟值

从图 3 可知,扬程具有陡降特点,功率曲线呈直线下降趋势,最高效率点向大流量点偏移。模拟计算结果与实验值吻合良好。其中,扬程模拟计算值比实验值偏高,设计工况点下相对误差为 2.2%;效率模拟计算值比实验值偏低,设计工况点下相对偏差为 1.6%。

4.2 压力与速度分布

由于非定常计算过程中叶轮处于旋转状态,叶片与泵体处于不同相对位置,其瞬时压力场和速度场是变化的。因而取 1 个具有代表性的时刻 A(叶片垂直进口时),所对应的速度与压力分布情况作为研究对象,得到不同工况点下流道内各处的压力分布情况如图 4 所示,可以看出漩涡泵内压力的变化是沿着流道,从吸入口到排出口按直线逐渐增加的,与理论观点相一致。

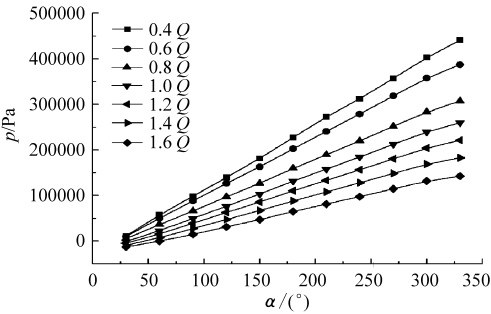


图 4 不同工况下压力分布情况

Fig. 4 Pressure distribution at different conditions

图 5 所示为不同工况下流道各处的圆周速度分

布情况,由此可以看出流量为 0.4Q、0.6Q、0.8Q 时的圆周速度明显高于 1.0Q、1.2Q、1.4Q 和 1.6Q 工况下的圆周速度,且随流量的增大逐步降低;此外,由进口到出口每隔 90°出现一次速度“波谷”。经分析可知:流道内圆周速度分布与如图 6 所示纵向漩涡有关,纵向漩涡的强弱直接与流道内液体速度有关,即直接与流量大小有关。流量越小,则液体在叶轮内的圆周速度和在流道内的圆周速度差越大,离心力相差越大,液体在叶片表面产生脱离纵向漩涡的能量越强,泵扬程也就越高。随流量的增加,纵向漩涡减弱。液体依靠纵向漩涡在流道内流经叶轮好几次,每经过一次叶轮,对应圆周速度出现周期性变化;同时,由于直叶片进口部分的冲角很大,液体脱离叶片表面而形成径向漩涡(图 7),径向漩涡随着时间的增加而增大,周期性地脱离叶片并被液流带走,如果带入流道内,就会把一部分动量传给流道内的液体,从而引起周期性速度波动。

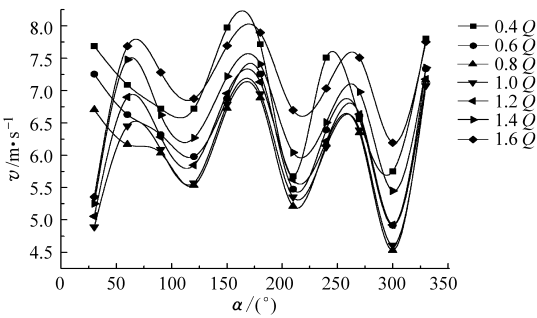


图 5 不同工况下圆周速度分布情况

Fig. 5 Velocity distribution at different conditions

圆周速度理论计算公式为

$$v = K_v u \tag{1}$$

式中 u ——叶轮外圆的圆周速度(闭式叶轮)

K_v ——流道内速度系数,闭式叶轮 $K_v = 0.5 \sim 0.6$

根据叶轮外径与转速可求出: $u = 10.3 \text{ m/s}$, $v = 5.15 \sim 6.18 \text{ m/s}$ 。

图 5 得出设计工况下平均速度 $v = 6.028 \text{ m/s}$,符合理论计算结果。

4.3 压力脉动特性

为了度量泵内的压力脉动,引入压力脉动参数

$$C_p = \Delta p / (0.5 \rho u_2^2) \tag{2}$$

式中 C_p ——压力系数 ρ ——介质密度

Δp ——压力及其平均值之差

u_2 ——叶轮出口圆周速度

叶轮转动频率 $f_n = n/60 = 49 \text{ Hz}$,周期 $T = 1/f_n = 2.07 \times 10^{-4} \text{ s}$,叶片通过频率 $f = z f_n = 1740 \text{ Hz}$ 。

根据图 5 所示速度分布情况,设置 X1、X4、X7、X10 作为压力脉动监测点,并得到设计工况下叶轮

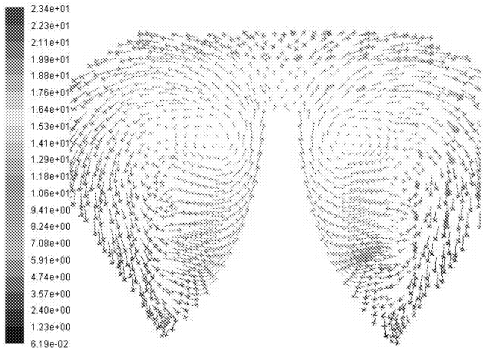


图 6 设计工况下纵向漩涡相对速度矢量图
Fig. 6 Relative velocity vector of longitudinal vortex at design condition

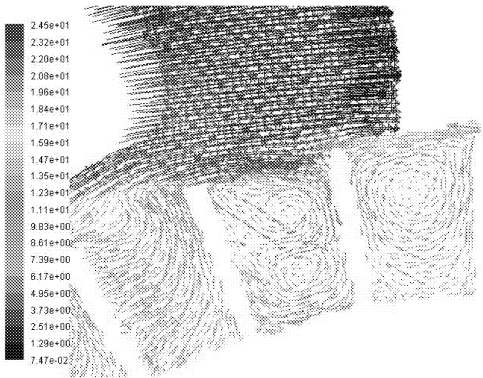


图 7 设计工况下径向漩涡相对速度矢量图
Fig. 7 Relative velocity vector of radial vortex at design condition

旋转一周对应的时域特性如图 8 所示。可以看出 4 个监测点的压力脉动周期性明显,形状类似正弦曲线,在一个周期内均出现 36 次压力波动,说明叶片数目对扬程影响较为显著。其中 X1 点压力脉动幅值最小约为 0.008,随着流道延伸,压力脉动幅值逐

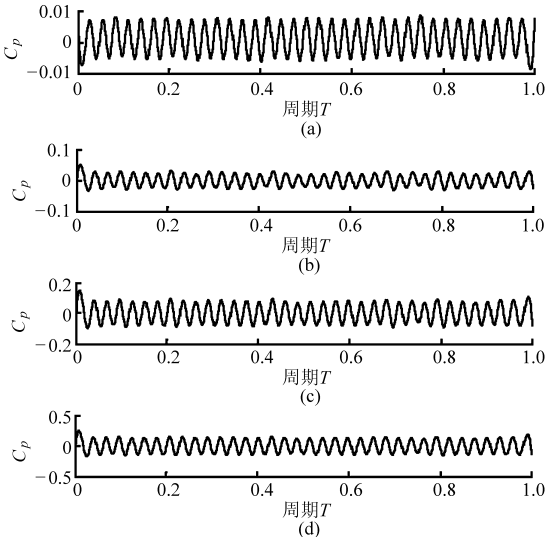


图 8 设计工况下各点压力脉动时域图
Fig. 8 Pressure fluctuations at different monitoring locations at design condition
(a) X1 (b) X4 (c) X7 (d) X10

渐增大,X10 点压力脉动幅值达到 0.16,符合流道内压力递增的趋势。

将采集的数据进行 FFT 变换后得到如图 9 所示的设计工况下各个监测点所对应的压力脉动频域图。由图中可以看出:各点处压力脉动频率以叶片通过频率 1 740 Hz 为主,压力脉动幅值在高频下变化,且靠近出口处压力脉动幅值远大于进口处压力脉动幅值,约为 20 倍。由此可见,叶频为压力脉动主频,说明漩涡泵内部压力脉动主要与动静部件间的相互干涉有关。

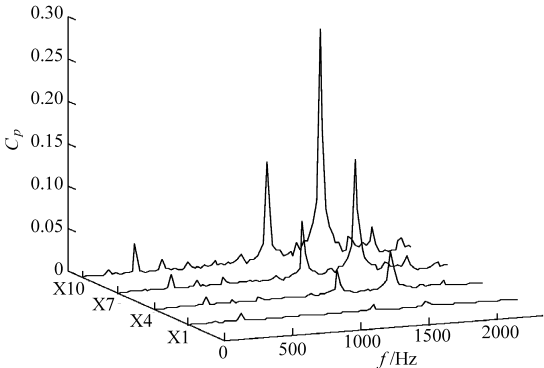


图 9 设计工况下各点压力脉动频域图
Fig. 9 Frequency spectra of pressure fluctuations at different monitoring locations at design condition

图 10 为 0.6Q、1.0Q、1.2Q 工况下进口处 X1 点在叶轮旋转一周内所对应的时域图。从图中分析得出:小流量工况下由于纵向漩涡较强,压力脉动呈现不规则变化,没有明显的周期性。随流量的增大纵向漩涡减弱,压力脉动出现周期性变化。

图 11 为不同工况下压力脉动频域图,由图可

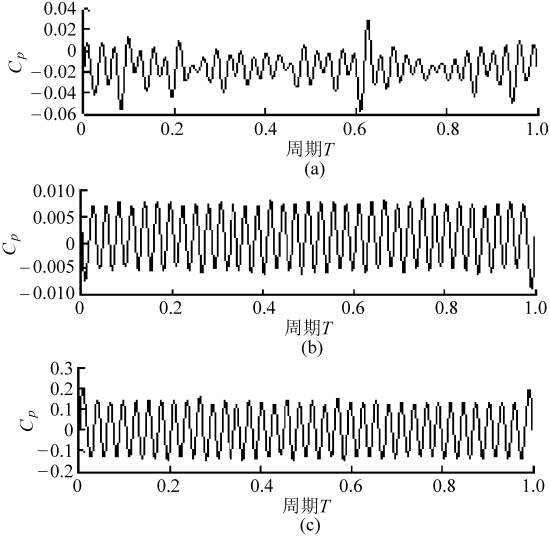


图 10 不同工况下 X1 压力脉动时域图
Fig. 10 Pressure fluctuations of X1 at different operating conditions
(a) 0.6Q (b) 1.0Q (c) 1.2Q

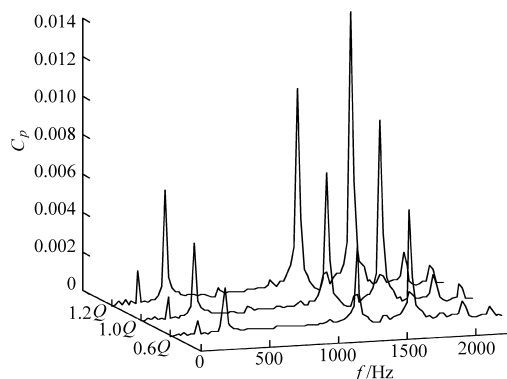


图 11 不同工况下 X1 压力脉动频域图

Fig. 11 Pressure spectra of pressure fluctuation at X1 at different operating conditions

知,压力脉动以叶频为主频,且随流量的增大,脉动

幅值增大。 $1.2Q$ 对应压力脉动幅值约为 $0.6Q$ 时的 2 倍。

5 结论

(1) 通过对漩涡泵内部非定常数流场进行数值模拟计算,较为真实地反映了其内部流动特性,由速度场与压力场的分析,可知纵向漩涡在漩涡泵内部流场中的影响大于径向漩涡,且随流量的减少而增强。

(2) 通过对不同工况下各个监测点处压力脉动采集及数据分析,可知叶片通过频率为压力脉动主频,说明漩涡泵内部压力脉动主要与动、静部件间的相互干涉有关。

参 考 文 献

- 1 从国辉,王福军. 双吸离心泵隔舌区压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(6): 60 ~ 63, 67.
Cong Guohui, Wang Fujun. Numerical investigation of unsteady pressure fluctuations near volute tongue in a double-suction centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(6): 60 ~ 63, 67. (in Chinese)
- 2 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): 1 003 ~ 1 009.
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): 1 003 ~ 1 009. (in Chinese)
- 3 Gonzalaz J, Santolaria C, Parrondo J L, et al. Unsteady radial forces on the impeller of a centrifugal pump with radial gap variation [C] // Proceedings of the 4th ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference. Volume 2, Part B, Symposia; ASME Fluids Engineering Division, 2003: 1 173 ~ 1 181.
- 4 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.
- 5 Victor Yakhot, Orszag S A. Renormalization group analysis of turbulence. I: basic theory [J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 3 ~ 51.
- 6 Miguel Asuaje, Farid Bakir, Smaïne Koudri, et al. Numerical modelization of the flow in centrifugal pump: volute influence in velocity and pressure fields [J]. Interactional Journal of Rotating Machinery, 2005(3): 244 ~ 255.
- 7 Farrant T, Tan M, Price W G. Cell boundary element method applied to laminar vortex shedding from circular cylinders [J]. Computers and Fluids, 2001, 30(2): 211 ~ 236.
- 8 苏起钦. 射流式自吸喷灌泵性能数值预测及气液两相流分析[D]. 镇江:江苏大学, 2010.
Su Qiqin. Numerical forecast and gas-liquid two-phase analysis for flow-ejecting self-priming spray pump [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2010. (in Chinese)
- 9 Issa R I. Solution of implicitly discretized fluid flow equations by operator splitting [J]. Journal of Computational Physics, 1986, 62(1): 40 ~ 65.
- 10 Nere N K, Patwardhan A W, Joshi J B. Prediction of flow pattern in stirred tanks: new constitutive equation for eddy viscosity [J]. Industrial and Engineering Chemistry Research, 2001, 40(7): 1 755 ~ 1 772.
- 11 孔繁余,张洪利,高翠兰,等. 基于流场数值模拟的高速磁力泵汽蚀性能研究[J]. 农业机械学报, 2009, 40(9): 89 ~ 93.
Kong Fanyu, Zhang Hongli, Gao Cuilan, et al. Cavitation performance research in high-speed magnetic drive pump based on numerical simulation of flow field [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(9): 89 ~ 93. (in Chinese)