

轴流泵内部流场压力脉动性能预测与试验*

施卫东 冷洪飞 张德胜 龙飞 张华

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

【摘要】 基于雷诺时均控制方程和标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 应用 SIMPLEC 算法, 对轴流泵全流场进行三维非定常数值模拟, 得到轴流泵在不同工况和不同导叶数内部流场的压力脉动特性。数值分析与试验结果表明: 轴流泵内最大压力脉动发生在叶轮进口处; 在偏离设计工况点较大的流量时, 压力脉动幅值明显增大; 导叶数减少会增大导叶出口处的压力脉动; 脉动频率受叶轮转动频率控制, 导叶数对压力脉动频率基本无影响。

关键词: 轴流泵 压力脉动 压力系数 性能预测 试验

中图分类号: TH312; O351.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)05-0044-05

Performance Prediction and Experiment for Pressure Fluctuation of Interior Flow in Axial-flow Pump

Shi Weidong Leng Hongfei Zhang Desheng Long Fei Zhang Hua

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

Abstract

The three dimensional unsteady turbulent flow in axial-flow pump whole flow field was simulated based on Reynolds time-averaged Navier - Stoke (RANS) solver embedded with $k-\varepsilon$ turbulence model and SIMPLEC arithmetic. The pressure fluctuation under various operation conditions and different guide-vanes were obtained. Numerical and experimental results showed that the maximum amplitude of pressure fluctuation took place at the inlet of impeller. The amplitude of pressure fluctuation became stronger significantly as the flow rate was far from optimum operation point. At the outlet of guide-vanes the fluctuation amplitude increased when the number of guide-vanes reduced. The frequency of pressure fluctuation is dominated by the rotation speed of impeller and the number of guide-vanes has little affect on it.

Key words Axial-flow pump, Pressure fluctuation, Pressure coefficient, Performance prediction, Experiment

引言

在轴流泵内部, 转动的叶片与静止的导叶的相对运动、偏离最优工况时吸水室内水流的圆周运动、局部空化及二次流等因素, 都可能导致泵内水压力随时间快速波动, 即压力脉动, 从而使机组的结构振动加剧, 导致轴流泵运行不稳定。大型轴流泵在我国南水北调东线工程的建设中应用广泛, 泵的运行稳定性事关沿线农业、工业和居民的生活用水, 是南

水北调工程急需解决的难题之一。因此, 对轴流泵内部流场压力脉动的研究不仅有重要的理论意义, 更具有实际应用价值。

由于在实验室内对模型泵进行压力脉动试验^[1]的成本较高, 国内外专家主要通过数值计算方法对泵内部流场的压力脉动特性进行研究。王福军^[2]运用大涡模拟对轴流泵不稳定流场的压力脉动特性进行了初步研究; 施卫东^[3]、黄欢明^[4]对轴流泵内部流场进行了数值模拟; Zobeiri A^[5]对泵内

收稿日期: 2010-07-09 修回日期: 2010-09-05

* 国家自然科学基金资助项目(51079063)、江苏高等学校优秀科技创新团队计划资助项目(苏教科[2009]10号)和国家科技人员服务企业行动资助项目(2009GJC30002)

作者简介: 施卫东, 研究员, 博士生导师, 主要从事流体机械及工程研究, E-mail: Wdshi@ujs.edu.cn

转子-定子的动静干涉进行了数值模拟;张德胜^[6~7]对轴流泵叶轮出口流场进行了三维非定常数值模拟和试验测量等。到目前为止,对轴流泵内部流场的压力脉动特性研究还处于初级阶段,因此,为了进一步揭示不同参数对轴流泵内部流场的压力脉动规律的影响,本文对比转数为1 250的轴流泵模型进行三维非定常CFD数值模拟,分析不同工况以及不同导叶数泵内各部位的压力脉动特性。

1 轴流泵计算模型

1.1 数值模拟方程

基于雷诺时均 Navier - Stokes (RANS) 控制方程和标准 $k - \varepsilon$ 湍流模型^[8],应用 SIMPLEC 算法,对轴流泵在一个完整的转动周期内进行了全流场三维非定常数值模拟。

控制方程的连续性方程、动量方程分别为

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

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) =$$

$$\rho f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) \quad (2)$$

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (3)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

式中 ρ ——流体密度 x_i, x_j ——坐标分量

u_i, u_j ——时均速度分量

p ——时均压力 f_i ——体积力

$-\rho \overline{u_i' u_j'}$ ——雷诺应力 μ_t ——湍动粘度

湍动能 k 方程和耗散率 ε 方程分别为

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - \frac{\varepsilon}{k} \left(C_1 \rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_2 \rho \varepsilon \right) \quad (6)$$

式中系数 $C_\mu = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

1.2 轴流泵几何模型

本文选取比转数为1 250的轴流泵模型,其主要设计参数为,流量 $Q = 370 \text{ L/s}$,扬程 $H = 3.3 \text{ m}$,转速 $n = 1 450 \text{ r/min}$;几何参数为:叶轮直径 $D_1 = 292 \text{ mm}$,轮毂直径 $d = 98 \text{ mm}$,叶轮叶片数 $z_r = 3$,导

叶叶片数 $z_s = 5$ 。

计算域包括进口流道、叶轮、导叶和出口弯管,图1和图2分别为轴流泵模型和叶轮叶片的网格图,为提高计算精度,划分网格时,将叶轮部分的网格进行了局部加密,其他部分的网格较稀疏。整个网格单元数量为2 185 169。

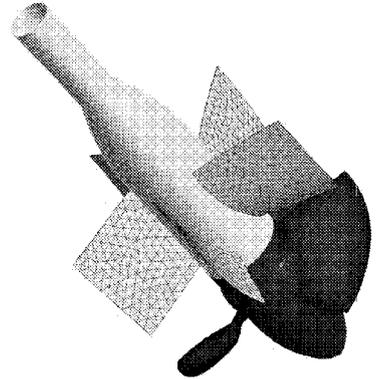


图1 轴流泵模型网格图

Fig.1 Grid of the model pump

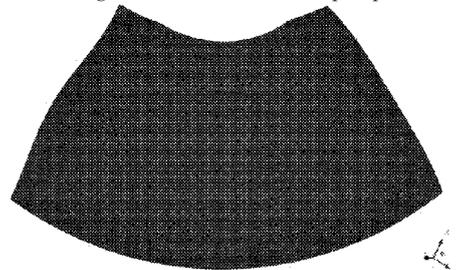


图2 叶轮叶片的加密网格图

Fig.2 Grid refinement of impeller

为了监测轴流泵内各处压力脉动,在叶轮进、出口和导叶中间、导叶出口4个截面上共设置24个监测点,每个截面上有6个监测点,从轮毂到轮缘沿径向分布,监测点的布置编号如图3所示。

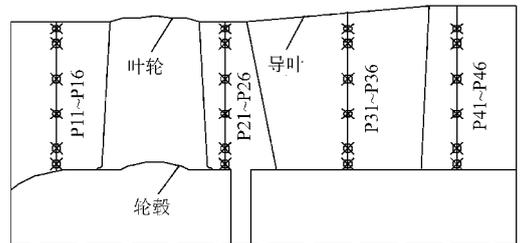


图3 压力脉动监测点的布置

Fig.3 Arrangement of the pressure fluctuation monitoring point

1.3 边界条件

数值计算采用 Fluent 6.2 商用软件。

(1) 计算域进口采用速度进口条件和无周向速度,进口边界至叶轮进口的距离为叶轮轴向长度的5倍。

(2) 计算域出口设置为自由出流条件。

(3) 对于轴流泵内转子部件和定子部件之间的

交界面,采用滑移网格技术进行处理,固壁采用无滑移壁面条件。

1.4 时间步长

时间步长^[9]选为叶轮旋转周期的1/360,即 $\Delta t = 1.1494 \times 10^{-4}$ s。

2 非定常流场压力脉动计算结果与试验

根据数值计算对轴流泵7个典型工况(流量分别为0.6Q、0.7Q、0.8Q、0.9Q、1.0Q、1.1Q和1.2Q)的扬程和效率进行了预测,并与试验结果进行对比,如图4所示。可以看到,基于RANS模型的数值模拟结果可以比较准确地预测轴流泵的外特性,得到的非定常计算结果是可信的。

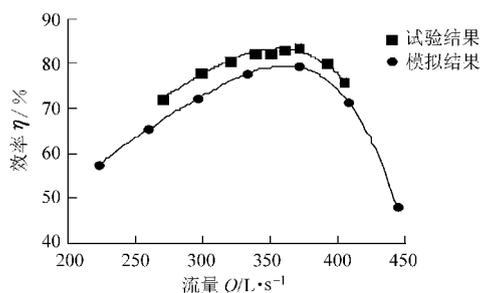


图4 轴流泵效率的试验值与计算值对比

Fig. 4 Experimental value and numerical value of the axial-pump efficiency

对试验段内一个叶轮旋转周期的试验结果通过傅里叶变换得到压力脉动谐波的振幅,为了分析压力脉动,引入压力脉动系数为

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (7)$$

式中 \bar{p} ——叶轮一个旋转周期内的平均压力
 U ——叶轮圆周速度

2.1 不同监测面的压力脉动特性

图5为各监测面不同半径的压力脉动频域图,可以看出,在轴流泵内各监测面随半径变化的压力脉动规律。图5中,除图5b叶轮出口处压力脉动规律较紊乱外,其他3个监测面压力脉动系数曲线规律皆平滑,图5b可能是由于泵内叶轮和导叶的动静干涉作用导致此处的压力脉动紊乱。

由图5看出,各监测面的主要频率都是叶轮转动频率的3倍,即叶片通过频率,这说明轴流泵内的水流压力脉动是由叶轮的转动频率所决定的。

表1列出了各监测点压力脉动幅值,结合图5压力脉动频域图,可以看到压力脉动随半径变化的规律。在叶轮进口处,压力脉动幅值从轮毂到轮缘逐渐增大,轮缘处是轮毂处的2.12倍;在叶轮出口截面,压力脉动幅值仍然是从轮毂到轮缘逐渐增大,

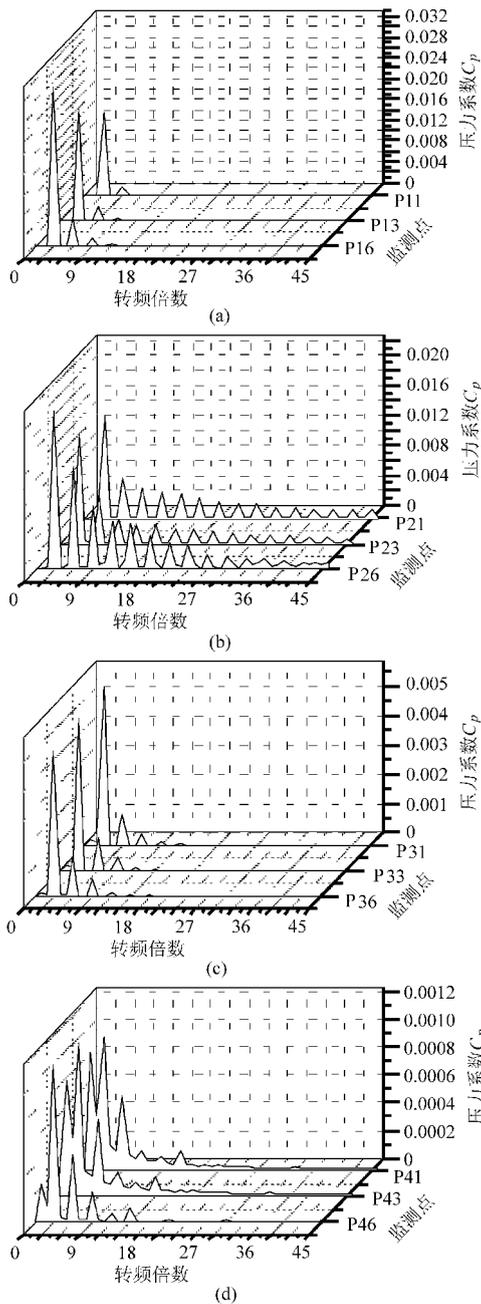


图5 各监测面的压力脉动频域图

Fig. 5 Pressure fluctuation of monitoring surfaces
 (a) 叶轮进口 (b) 叶轮出口 (c) 导叶中间 (d) 导叶出口

轮缘处是轮毂处的1.50倍;在导叶中间处,压力脉动规律相反,从轮毂到轮缘逐渐降低;而导叶出口截面,则是轮毂和轮缘处压力脉动较低,叶片中间部分压力脉动幅值稍大。最后试验看出,轴流泵叶轮进口处压力脉动幅值最大,分析原因可能是在进口处压差较大所致;泵内其他位置,由于叶轮和导叶的制约作用降低了一定的压力脉动。因此,在今后的水力设计中应该对轴流泵进口流场处予以高度重视。

2.2 不同工况下的压力脉动特性

通过对4个不同工况(0.6Q、0.8Q、1.0Q和1.2Q)下4个具有代表性的监测点(P14、P24、P34、P44)分别是叶轮进口、叶轮出口、导叶中间和导叶出

表1 各监测面上不同半径的压力脉动系数幅值
Tab.1 Pressure coefficient fluctuation amplitude of monitoring surfaces at different radiuses

半径 /mm	压力脉动系数幅值			
	叶轮进口	叶轮出口	导叶中间	导叶出口
53	0.016	0.137	5.42×10^{-3}	9.61×10^{-4}
109	0.033	0.182	5.17×10^{-3}	1.15×10^{-3}
142	0.034	0.211	4.93×10^{-3}	1.14×10^{-3}

口处圆周半径为 218 mm 的监测点) 进行压力脉动对比分析, 研究流量与压力脉动的关系, 图 6 给出了

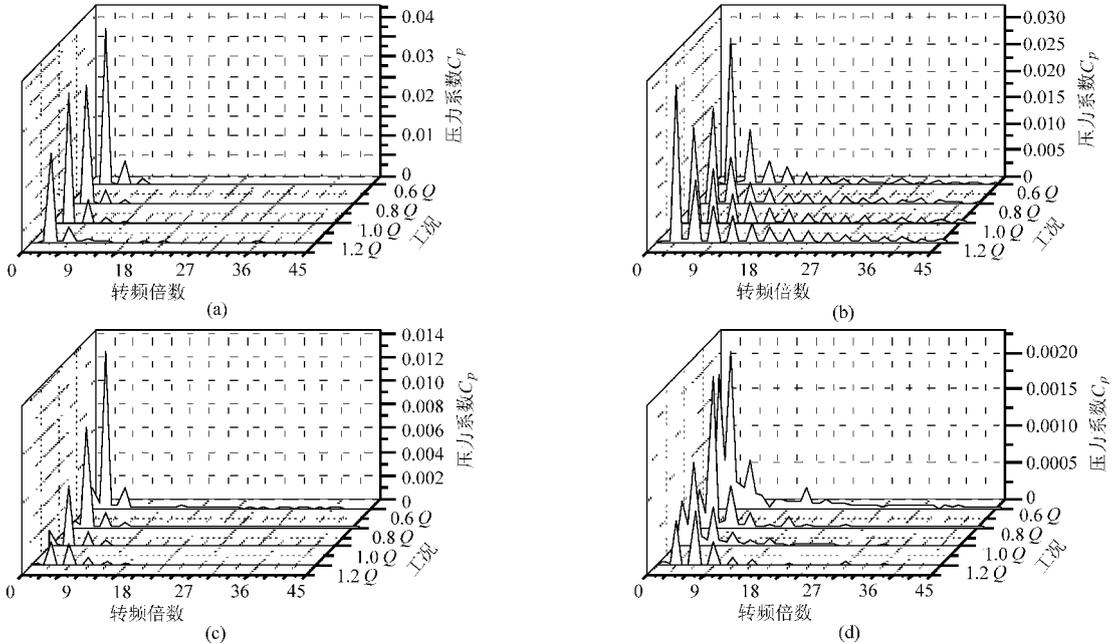


图6 不同流量下监测点的压力脉动频域图

Fig. 6 Pressure fluctuation of monitoring at multi-conditions

(a) 叶轮进口 P14 点 (b) 叶轮出口 P24 点 (c) 导叶中间 P34 点 (d) 导叶出口 P44 点

由此可见, 运行偏离工况较多会使泵内各部分压力脉动显著增强; 虽然在叶轮进口和导叶部分, 1.2Q 流量工况时振幅相对较小, 但在叶轮出口处, 该工况的振幅变化最大, 说明偏大流量时对叶轮出口处的脉动影响较大。

2.3 不同导叶数对压力脉动的影响

图7 为导叶数分别为 4、5、6 时轴流泵在 1.0Q 流量工况下监测点 P15、P25、P35、P45 (分别是叶轮进口、叶轮出口、导叶中间和导叶出口处圆周半径为 264 mm 的监测点) 的频域图。

在叶轮进口、叶轮出口和导叶中间, 没有监测到导叶数对泵内压力脉动规律以及脉动频率的明显影

响。

对比结果。
由图 6 可以看出, 在叶轮进口处, 1.2Q 流量工况时压力系数脉动振幅最小, 0.6Q 流量工况时振幅最大, 是最优工况时的 1.20 倍; 叶轮出口处, 最优工况流量下脉动振幅最小, 1.2Q 和 0.6Q 的 2 个流量工况下都有较大的振幅, 分别为最优工况时的 1.64 倍和 1.55 倍; 导叶中间, 1.2Q 流量工况时振幅最小, 0.6Q 流量工况时振幅最大, 为最优工况时的 2.55 倍; 在导叶出口处, 0.6Q 流量工况时振幅相对较大, 振幅是最优工况时的 1.78 倍。

响。在叶轮出口处, 导叶数为 4 片时脉动幅值明显增大, 为设计叶片数 5 片时的 1.63 倍; 导叶数为 6 片时脉动幅值为设计叶片数时的 1.20 倍, 且脉动的频率为叶轮转动频率的 6 倍, 是叶轮叶片数的整数倍, 说明导叶数对脉动频率的影响非常小。

3 结论

- (1) 轴流泵内叶轮进口处压力脉动幅值最大。
- (2) 运行偏离工况较多会使泵内各部分压力脉动幅值显著增大, 偏大流量时对叶轮出口处的压力脉动有较大影响。
- (3) 导叶数较少时对叶轮出口处的压力脉动影

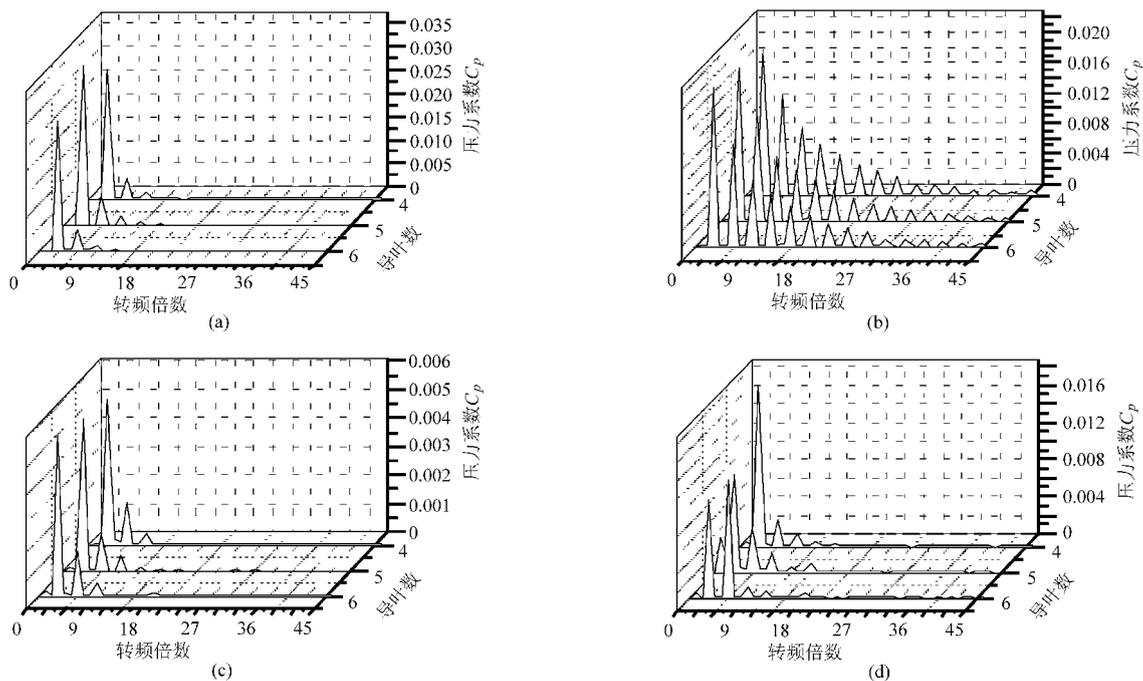


图7 不同导叶数时监测点的压力脉动频域图

Fig.7 Pressure fluctuation of monitoring at different guide-vanes

(a) 叶轮进口 P15 点 (b) 叶轮出口 P25 点 (c) 导叶中间 P35 点 (d) 导叶出口 P45 点

响较大,且导叶数与叶轮叶片数互为质数的选取原则可灵活运用。

(4) 泵内各处的压力脉动频率主要受叶轮转动频率所决定,导叶数对压力脉动频率基本无影响。

参 考 文 献

- 张兰金,王正伟,常近时. 混流式水泵水轮机全特性曲线 S 形区流动特性[J]. 农业机械学报,2011,42(1):39~43,73.
Zhang Lanjin, Wang Zhengwei, Chang Jinshi. Flow of pump-turbine on S-shaped region of complete characteristics [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(1): 39~43, 73. (in Chinese)
- 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):1003~1009.
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): 1003~1009. (in Chinese)
- Shi Weidong, Zhang Desheng, Guan Xingfan, et al. Numerical and experimental investigation of high-efficiency axial-flow pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(1):38~44.
- 黄欢明,高红,沈枫,等. 轴流泵内流场的数值模拟与试验[J]. 农业机械学报,2008,39(8):66~69.
Huang Huanming, Gao Hong, Shen Feng, et al. Numerical simulation and experimental validation of the flow field in axial flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(8):66~69. (in Chinese)
- Zobeiri A, Kueny J L, Farhat M, et al. Pump-turbine rotor-stator interactions in generating mode: pressure fluctuation in distributor channel [C]//Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Yokohama, 2006.
- Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin, et al. Unsteady flow analysis and experimental investigation of axial-flow pump [J]. Journal of Hydrodynamics, 2010, 22(1):35~44.
- Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin, et al. Numerical simulation and flow field measurement of high-efficiency axial-flow pump [C]//2009 Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, Colorado, 2009.
- 王福军. 计算流体力学分析[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
- 王福军,张玲,黎耀军,等. 轴流泵非定常湍流数值模拟的若干关键问题[J]. 机械工程学报,2008,44(8):73~77.
Wang Fujun, Zhang Ling, Li Yaojun, et al. Some key issues of unsteady turbulent numerical simulation in axial-flow pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(8): 73~77. (in Chinese)