排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2014 年 11 月 Nov. 2014 | 第 32 卷 第 11 期 Vol. 32 No. 11

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.14.0039

基于 CFD 的对旋轴流式喷水推进泵转速控制方法

申占浩，潘中永，李红，潘希伟，黄振杰
（江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）


申占浩

摘要：为了研究不同转速比下对旋轴流式喷水推进泵的外特性，应用计算流体动力学的方法对不同工况下的喷水推进泵进行数值模拟，分析了推进泵外特性与转速比的关系以及不同转速比下对旋泵的内部流动结构与能量耗散的特征. 计算结果表明：不同转速比下喷水推进泵的外特性变化较大；通过比较，得到了不同流量下效率最高点的最优转速比；当流量小于 $1.0Q_d$ 时，控制首级叶轮的转速可以获得最优转速比；流量大于 $1.0Q_d$ 时，控制次级叶轮的转速获得最优转速比；通过对 $0.9Q_d$ 时速度三角形和内部流场的分析，发现降低转速可以减小首级叶轮进口冲角，改善内部流场，减小水力损失. 通过以上分析验证了转速控制方法的有效性.

关键词：轴流泵；喷水推进；双级对旋；转速控制
中图分类号：S277.9；U664.16　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2014)11-0931-06

申占浩，潘中永，李红，等. 基于 CFD 的对旋轴流式喷水推进泵转速控制方法[J]. 排灌机械工程学报，2014，32(11)：931-936.
Shen Zhanhao, Pan Zhongyong, Li Hong, et al. CFD-based rotational speed control method for contra-rotating axial-flow waterjet pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering(JDIME), 2014, 32(11): 931-936. (in Chinese)

CFD-based rotational speed control method for contra-rotating axial-flow waterjet pump

Shen Zhanhao, Pan Zhongyong, Li Hong, Pan Xiwei, Huang Zhenjie
(National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: To study the performance of two-stage contra-rotating axial waterjet propulsion pump under different rotational speed ratios, the fluid flows in a waterjet pump are simulated under different working conditions by using computational fluid dynamics (CFD) method, and the relationship between the performance and speed ratio is established, further the flow structure and turbulent energy dissipation rate are analyzed. The results show that the performance of the pump depends largely on rotational speed ratio. Through comparison, the optimum speed ratio for the best efficiency is obtained at different flow rates. When a flow rate is less than $1.0Q_d$, the optimum speed ratio can be realized by controlling the front impeller speed. When a flow rate is higher than $1.0Q_d$, however, the optimum speed ratio can be achieved by altering the rear impeller speed. Through an analysis of the velocity triangle and internal flow field at $0.9Q_d$, it is identified that the reduction of the front impeller speed is helpful to low angle of attack experienced by the front impeller, causing improved internal flow field and decreased hydraulic losses. These results confirm the method of speed control for the contra-rotating axial-flow waterjet pump is feasible.

Key words: axial pump; waterjets; contra-rotating; rotational speed control

收稿日期：2014-03-26；**网络出版时间**：2014-11-26
网络出版地址：http://www.cnki.net/kcms/doi/10.3969/j.issn.1674-8530.14.0039.html
基金项目："十二五"国家科技支撑计划项目(2011BAF14B02)；国家自然科学基金重点资助项目(51239005)
作者简介：申占浩(1989—)，男，河南新密人，硕士研究生(shenzhspar@126.com)，主要从事流体机械内部流动不稳定研究.
潘中永(1973—)，男，山东济南人，副研究员，博士(pzy@ujs.edu.cn)，主要从事泵内部流动不稳定性研究.

喷水推进泵又称为泵喷水推进器(waterjet propulsion),它是利用泵喷出水流的反作用力来推动船舶前进的装置[1]. 由于喷水推进泵卓越的抗空化性能和结构特性的优势使得其需求和应用范围越来越广,发展很快[2]. 对旋式叶轮机械最初由 Ozgur 在1961年提出,其中对旋的概念是指2个叶轮以互为相反的转向旋转. 由于对旋式轴流泵具有流量大、扬程高、体积小、运行高效区宽、空化性能好等特点,因此,常将其作为泵喷水推进器中能量转换装置[3-5]. 目前,对旋级间耦合、干涉以及对旋级的匹配研究尤其受到国内外学者的普遍重视. 研究表明通过改变对旋级转速的试验,在合理的转速下,对旋式轴流泵比普通导叶式轴流泵运行高效区要宽23%[6-8]. 但是目前关于对旋轴流式喷水推进泵的研究鲜见报道.

文中利用计算流体动力学的方法,通过控制转速,对对旋轴流式喷水推进泵进行数值模拟,分析变转速工况下喷水推进泵的内部流场和外特性,并比较最优转速比,为喷水推进泵的转速控制方法提供一定的参考.

1 计算模型

文中所研究的对旋轴流式喷水推进泵首级叶轮选用导管桨形式,次级叶轮选用轴流泵形式. 由于喷水推进泵要求多工况运行,其轮毂采用球形,进出口安放角可调节. 喷口选为双扭曲线的一段,水力损失较小,喷口出口处内壁无圆角,防止喷水时水流沿圆角散射,从而增大水力损失. 利用喷口曲线过渡段安置导叶,可缩短整个装置的轴向长度,提高泵整体水力效率. 对旋轴流式喷水推进器结构如图1所示,其主要过流部件包括进水管道、首级叶轮、次级叶轮、导叶及喷口.

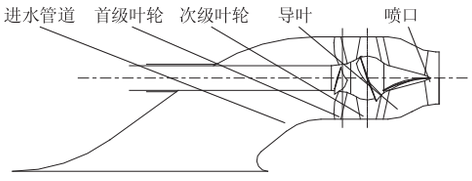


图1 对旋轴流式喷水推进器结构示意图

Fig. 1 Sketch of contra-rotating axial-flow waterjet pump

对旋轴流式喷水推进泵的设计参数分别为设计流量 $Q_d=300$ L/s,首级叶轮扬程 $H_1=2$ m,次级叶轮扬程 $H_2=8$ m,名义比转数 $n_s=600$. 首级叶轮叶片数 $Z_1=5$,次级叶轮叶片数 $Z_2=4$,导叶叶片数 $Z_3=7$. 利用 Pro/E 软件对喷水推进泵进行三维造型,计算区域从进口段到出口段,普通喷水推进泵模拟时无出口段,本研究的推进泵因有特殊用途计算时加上出口段,如图2所示. 图中采用 Cartesian 坐标系,从进口向出口方向看,首级叶轮的转速为 -1 450 r/min,为顺时针方向;次级叶轮的转速为 1 450 r/min,为逆时针方向.

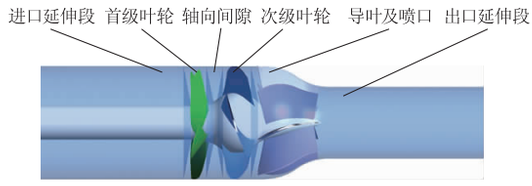


图2 计算模型

Fig. 2 Computational model

2 数值计算

计算模型采用 ICEM CFD 软件对主要过流部件进行结构化网格划分,如图3所示.

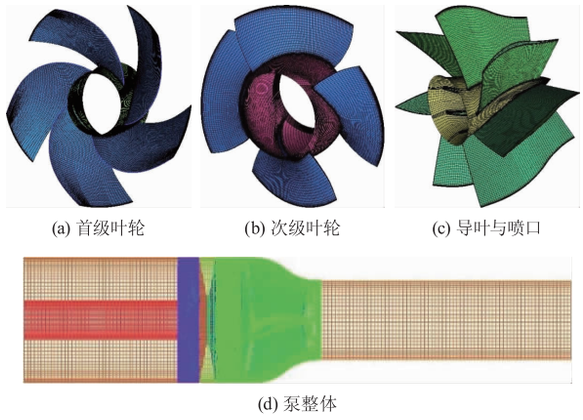


图3 网格划分

Fig. 3 Mesh partition

进行网格无关性检验时,文中在设计工况($Q_d=300$ L/s)下选择7组不同的网格数对对旋轴流泵进行数值模拟,结果如表1所示,表中 N 为网格数,H_t 为计算总扬程,η_t 为计算总效率.

表1 网格无关性分析

Tab. 1 Analysis of grid independence

N	H_t/m	η_t/%
824 913	9.91	79.71
1 028 635	10.02	79.82
1 267 205	10.26	79.94
1 526 974	10.42	80.11
1 845 627	10.74	80.66
2 453 176	10.82	80.90
3 208 346	10.84	80.92

由表 1 可以看出，在网格数约为 1 800 000 时，随着网格数的进一步增大，计算的扬程与效率波动非常小，呈现较为稳定状态，结果与网格相关性很小. 因此，综合考虑计算精度及计算效率，选用网格数为1 845 627 进行计算.

基于商用计算流体动力学软件 CFX 求解不可压缩时均 N－S 方程，采用 SST $k-\varepsilon$ 湍流模型. 首级叶轮与次级叶轮水体设置为旋转域，进口延伸段、轴向间隙、导叶、喷口、出口延伸段水体设置为静止域. 采用总压(total pressure)进口边界条件和质量出口(bulk mass flow rate)边界条件. 叶轮壁面定义为旋转边界，其转速与叶轮转速一致，其余壁面定义为无滑移边界. 不同计算域间采用交界面连接(domain interface)，静止部件与转子部件的连接采用“frozen rotor”方式.

数值计算时，在不同流量点，改变首级叶轮或次级叶轮的转速，获得不同的转速比. 进行首级叶轮控制时，保持次级叶轮转速不变，改变首级叶轮转速. 进行次级叶轮控制时，保持首级叶轮转速不变，改变次级叶轮转速. 两级叶轮转速均以 200 r/min 为一个增量[9].

3　计算结果及分析

3.1　首级叶轮转速控制

图 4 分别为流量 Q = 270，210 L/s 时，扬程和效率随首级叶轮转速控制的变化情况.

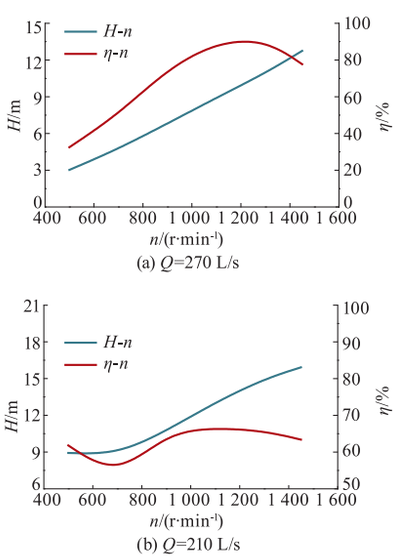


图 4　泵外特性与首级叶轮转速控制关系

Fig. 4　Relationship between performance and rotational speed of front impeller

试验中，首级叶轮的转速设置 6 个点，分别为 500，700，900，1 100，1 300，1 450 r/min. 由图 4 可以看出：在 Q = 210 L/s 时，随着首级叶轮转速的增大，扬程逐渐增大，效率则先减小后增大再逐渐减小，在转速为 1 100 r/min 时，效率最大为 66.68%；在 Q = 270 L/s 时，随着首级叶轮转速的增大，扬程呈逐渐增大的趋势，效率则先增大后减小，在转速为 1 300 r/min 时，效率最大为 91.21%.

3.2　次级叶轮转速控制

当流量 Q = 360，330 L/s 时，分别利用次级叶轮转速控制方法进行控制[10]，如图 5 所示. 试验中次级叶轮的转速设置 5 个点，分别为 1 450，1 500，1 700，1 900，2 100 r/min. 可以看出：在 Q = 360 L/s 时，随着次级叶轮转速的提高，扬程和效率逐渐增大，当转速为 2 100 r/min 时，最高效率为 92.85%；在 Q = 330 L/s 时，随着次级叶轮转速增大，扬程增大，但效率在 1 450 r/min 时最高为 83.16%，随后逐渐下降.

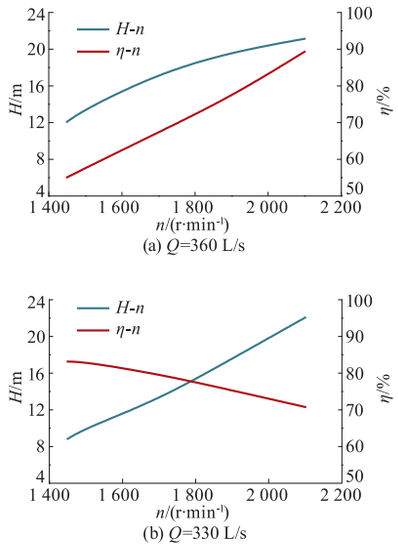
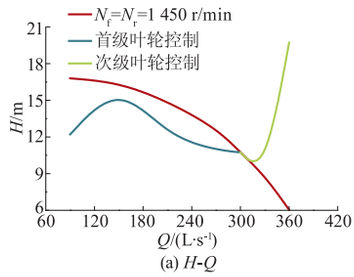


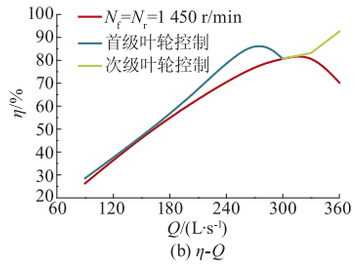
图 5　泵外特性与次级叶轮转速控制关系

Fig. 5　Relationship between performance and rotational speed of rear impeller

当转速为 1 450 r/min 时，应用转速控制法的泵外特性曲线如图 6 所示，可以看出：对旋轴流泵具有较宽的高效区；在非额定流量下运用次级叶轮转速控制方法可以提高泵的效率；在 Q > 300 L/s 时，控制次级叶轮的转速可以提高泵的效率；在 Q < 300 L/s 时，控制首级叶轮的转速可以提高泵的效率. 因此，在实际应用中，在小流量时的设计转速可以相对减小，而大流量时的设计转速可以相对增大.



(a) H-Q



(b) η-Q

图6 应用转速控制法的泵外特性曲线

Fig. 6 Performance curves with rotational speed control

3.3 内部流场分析

图7为对旋轴流式喷水推进泵的速度三角形分析,图中各下标:1表示进口参数;2表示出口参数;F表示首级叶轮;R表示次级叶轮;G表示导叶.

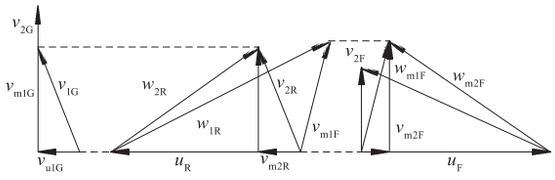
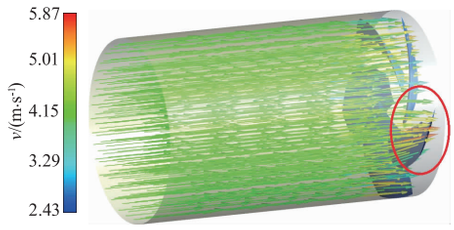


图7 首级叶轮、次级叶轮与导叶进出口速度三角形

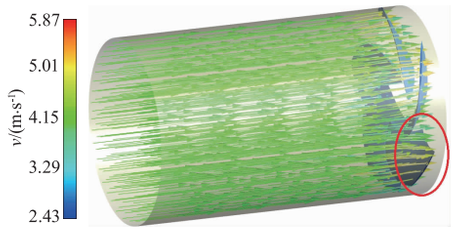
Fig. 7 Velocity triangles at leading and trailing edges of front, rear impeller and guide vane

由图7可以看出:对于首级叶轮,轮毂为锥形,从进口到出口轮毂直径逐渐变大,轴面速度 $v_{m2F} > v_{m1F}$,流量减小即 v_{m1F} 减小,而泵仍为额定转速,即 u_F 不变,进口冲角 i_1 变大[11],因此,减小首级叶轮转速,即 u_F 减小,可以使冲角保持较小的值;对于次级叶轮,轮毂为球形,轴面速度 $v_{m2R} < v_{m1R}$,同一流面处圆周速度相等,$u_{1R} = u_{2R} = u_R$,进口绝对速度与首级叶轮出口绝对速度相等,即 $v_{1R} = v_{2F}$.

在流量为 Q=270 L/s 时,分别对转速为1 300,1 450 r/min 的首级叶轮进水管流线状态,如图8所示.可以看出:首级叶轮在转速为1 450 r/min 时,在次级叶轮进口液流产生较大的冲角;转速改变为1 300 r/min 后,冲角减小[12-14].综上所述,首级叶轮转速的改变不仅对首级叶轮内流动影响较大,同时改变了次级叶轮和导叶等下游过流部件内的流动状态.



(a) 1 450 r/min



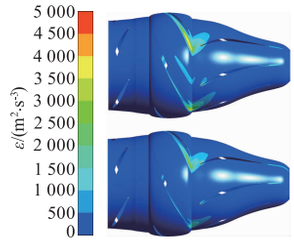
(b) 1 300 r/min

图8 进水管流线图

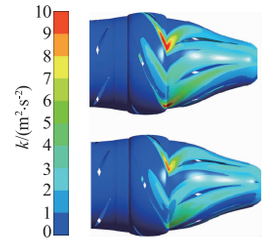
Fig. 8 Streamline distribution in suction pipe

为了进一步分析转速变化对能量转化的影响,文中计算了各个过流部件的湍动能耗散率.轴流泵叶轮中的流动属于高雷诺数湍流,在湍流运动中,雷诺应力不能忽略,而分子黏性应力常可忽略(除了极靠近固壁区域外),即除壁面边界层外,流体能量耗散主要以湍动能耗散的形式存在[15].

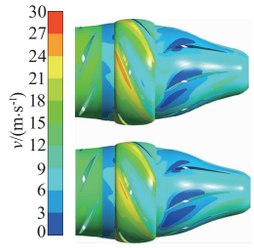
图9为泵中间截面处湍动能耗散率、湍动能、相对速度分布云图,其中,上排为1 450 r/min 工况点,下排为1 300 r/min 工况点.



(a) 湍动能耗散率



(b) 湍动能



(c) 相对速度

图9 中间截面处湍动能耗散率、湍动能、相对速度分布云图

Fig. 9 Contours of turbulent kinetic energy, its dissipation rate and relative velocity on mid-span surface

由图 9 可以看出：次级叶轮叶片尾部与导叶叶片头部湍动能耗散率较大，同时该区域发生尾迹（或脱流）；在湍动能耗散率较大的位置，湍动能亦达到最大；首级叶轮转速降为 1 300 r/min 时，两级叶轮内速度减小，等值线分布均匀，湍动能变小，紊流程度减弱，湍流耗散率降低.

湍动能表示湍流扩散剧烈的程度，而湍动能耗散率表示湍动能耗散的快慢. 在次级叶轮叶轮叶片尾部发生脱流，并且由于次级叶轮与导叶的轴向距离很小，次级叶轮尾迹冲击导叶叶片头部，流动结构紊乱且流速过高，故产生较高湍动能，湍动能耗散较大.

在流动核心区域，湍流耗散功率[15]为

$$P = \int \rho \varepsilon \mathrm{d}V , \qquad (1)$$

式中：P 为湍动能耗散功率；ε 为湍动能耗散率.

由式(1)可以求解计算不同首级叶轮转速下各个过流部件的湍动能耗散功率，如表 2 所示，表中 E_ε 为湍动能耗散率降幅.

表 2　各个过流部件的湍动能耗散率

Tab. 2　Turbulent kinetic energy dissipation rate in each component　　W

过流部件	n/(r·min^{-1})		E_ε/%
	1 450	1 300	
进口段	18.63	18.61	0.08
首级叶轮	46.12	21.14	54.16
轴向间隙	36.65	22.01	39.96
次级叶轮	1 015.98	641.45	36.86
导叶	1 556.12	1 275.64	18.02
出口段	724.77	715.74	1.25

由表 2 中可以看出：次级叶轮和导叶内部的湍动能耗散率最大；减小转速，各个过流部件的湍动能耗散功率都减小，其中首级叶轮减小幅度最大，其他部件湍动能耗散率减小依次为轴向间隙、次级叶轮、导叶、出口段和进口段. 因此，对首级叶轮进行转速控制可减小对旋泵的能量损失，从而提高泵整体效率.

4　结　论

1）针对新型的双级对旋喷水推进泵，分析了其结构特点. 喷水推进泵采用双级对旋轴流式，其结构紧凑，运用变转速控制后，相对普通轴流泵运行稳定区较宽.

2）应用转速控制方法对对旋泵进行工况调节，得到非额定流量工况下的最优转速比. 在小流量工况时，控制首级叶轮的转速可以提高对旋泵的效率. 在大流量工况时，控制次级叶轮的转速可以提高对旋泵的效率.

3）通过控制转速，改善了对旋泵的内部流场，减小了流动损失. 降低转速后，首级叶轮进口冲角减小，改善了下游流场，各过流部件的湍动能和湍动能耗散率都明显减小.

参考文献(References)

[1] 金平仲. 船舶喷水推进[M]. 北京：国防工业出版社，1986.

[2] 王德军，曹树良. 对旋轴流式叶轮机械的研究进展[J]. 水力发电学报，2002 (1)：176－180.
Wang Dejun，Cao Shuliang. Research progress on contra-rotating axial flow blade machine[J]. Journal of Hydroelectric Engineering，2002 (1)：176－180. (in Chinese)

[3] 倪永燕，刘为民. 泵喷水推进器研究进展[J]. 船海工程，2013，42(5)：1－5.
Ni Yongyan，Liu Weimin. Research progress on waterjet pump[J]. Ship & Ocean Engineering，2013，42(5)：1－5. (in Chinese)

[4] Brennen C E. 泵流体力学[M]. 潘中永，译. 镇江：江苏大学出版社，2012.

[5] 刘承江，王永生，丁江明. 喷水推进研究综述[J]. 船舶工程，2006，28(4)：49－52.
Liu Chengjiang，Wang Yongsheng，Ding Jiangming. Overview of study of waterjet propulsion [J]. Ship Engineering，2006，28(4)：49－52. (in Chinese)

[6] Momosaki S，Usami S，Okuma K，et al. Experimental study on rotational speed control of contra-rotating axial flow pump [J]. Turbomachinery，2011，39 (2)：119－125.

[7] Cao L L，Watanabe S，Imanishi T，et al. On high efficiency operation of contra-rotating axial flow pump with rotational speed control toward effective energy saving [C]//Proceedings of the IOP Conference Series：Earth and Environmental Science. [S.l.]：IOP，2012.

[8] 王德军，周惠忠，黄志勇. 对旋轴流叶轮不同转速比的设计及 CFD 分析[J]. 流体机械，2004，31(12)：7－10.
Wang Dejun，Zhou Huizhong，Huang Zhiyong. Design and CFD analysis on the contra-rotating axial flow impellers with different revolution ratio[J]. Fluid Machinery，2004，31(12)：7－10. (in Chinese)

[9] 潘中永，吴涛涛，潘希伟，等. 斜流式泵喷水推进器内部流动不稳定性分析[J]. 华中科技大学学报：自然科学版，2012，40(9)：118－121.

Pan Zhongyong, Wu Taotao, Pan Xiwei, et al. Instability analysis of internal flow in mixed-flow pump waterjet propulsion[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2012, 40(9): 118 – 121. (in Chinese)

[10] 成立,刘超,周济人,等. 喷水推进混流泵叶片径向力[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(6): 636 – 640.
Cheng Li, Liu Chao, Zhou Jiren, et al. Radial forces of waterjet propulsion mixed-flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(6): 636 – 640. (in Chinese)

[11] 王国玉,陈荣鑫,余志毅,等. 串列式双级轴流泵性能的数值模拟[J]. 机械工程学报, 2007, 43(12): 39 – 45.
Wang Guoyu, Chen Rongxin, Yu Zhiyi, et al. Numerical simulation of the performance of tandem axial flow pump [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(12): 39 – 45. (in Chinese)

[12] Furukawa A, Shigemitsu T, Watanabe S. Performance test and flow measurement of contra-rotating axial flow pump[J]. Journal of Thermal Science, 2007, 16(1): 7 – 13.

[13] 刘承江,王永生,张志宏,等. 喷水推进双级轴流泵流体动力性能 CFD 分析[J]. 计算力学学报, 2009(4): 477 – 482.
Liu Chengjiang, Wang Yongsheng, Zhang Zhihong. Hydrodynamic analysis of a waterjet two-stage axial-flow pump based on CFD[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2009 (4): 477 – 482. (in Chinese)

[14] Furukawa A, Cao Y, Okuma K, et al. Experimental study of pump characteristics of contra-rotating axial flow pump [C]//Proceedings of the 2nd International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering. Beijing: Tsinghua University Press, 2010.

[15] 张翔,王洋,徐小敏,等. 低比转数离心泵叶轮内能量转换特性[J]. 农业机械学报, 2011, 42(7): 75 – 81.
Zhang Xiang, Wang Yang, Xu Xiaomin, et al. Energy conversion characteristic within impeller of low specific speed centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 75 – 81. (in Chinese)

(责任编辑 陈建华)

(上接第 930 页)

[7] 冉红娟,张瑶,罗先武,等. 可逆式水轮机泵工况下驼峰现象的数值模拟[J]. 水力发电学报, 2011, 30(3): 175 – 179.
Ran Hongjuan, Zhang Yao, Luo Xianwu, et al. Numerical simulation of the positive-slope performance curve of a reversible hydro-turbine in pumping mode [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2011, 30(3): 175 – 179. (in Chinese)

[8] Braun O, Kueny J L, Avellan F. Numerical analysis of flow phenomena related to the unstable energy-discharge characteristic of a pump-turbine in pump mode [C]// Proceedings of the FEDSM2005. Houston, Texas: [s. n.], 2005.

[9] 王乐勤,刘锦涛,张乐福,等. 水泵水轮机泵工况小流量波动特性[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2011, 45(7): 1239 – 1243.
Wang Leqin, Liu Jintao, Zhang Lefu, et al. Low flow's fluctuation characteristics in pump-turbine's pump mode [J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2011, 45(7): 1239 – 1243. (in Chinese)

[10] Menter F R, Kuntz M, Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model[J]. Turbulence, Heat and Mass Transfer, 2003, 4: 625 – 632.

[11] Spalart P R. Detached-eddy simulation[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2009, 41: 181 – 202.

[12] Menter F R. Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows[J]. AIAA Paper, 1993: 2906.

[13] Squires K D, Krishnan V, Forsythe J R. Prediction of the flow over a circular cylinder at high Reynolds number using detached-eddy simulation[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2008, 96 (10/11): 1528 – 1536.

(责任编辑 陈建华)