排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2014 年 4 月 Apr. 2014 | 第 32 卷 第 4 期 Vol. 32 No. 4
doi:10.3969/j.issn.1674-8530.13.0207

泵理论与技术

潜水轴流泵内部流场压力脉动的数值模拟

张玉新[1]，王秀叶[2]，丁鹏[2]，唐学林[2]
（1. 上海瑞晨环保科技有限公司，上海 201800；2. 中国农业大学水利与土木工程学院，北京 100083）


张玉新

摘要：流场压力脉动对轴流泵的运行稳定性具有重要影响，为了准确分析潜水轴流泵的压力脉动特性，采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和 SIMPLEC 算法，对 ZQA 系列潜水轴流泵进行了全流道三维流动数值模拟和压力脉动分析. 计算结果表明：轴流泵的扬程、功率、效率等外特性计算结果与试验结果基本吻合；轴流泵内部叶轮进口截面压力脉动幅值最大，泵内的压力脉动的主要频率与叶片通过频率相同，导叶后的脉动以低频为主，叶片表面从轮毂到轮缘压力脉动低频成分逐渐减少；在叶片工作面，压力脉动的幅值从轮缘到轮毂逐渐减小，从叶轮进口到出口逐渐增大. 叶片进水边轮缘处压力脉动的幅值是轮毂处的 1.22 倍. 在叶片背面，叶片进水边轮缘处压力脉动的幅值是轮毂处的 1.77 倍，出水边轮缘处压力脉动的幅值是轮毂处的 0.92 倍，叶片背面的压力脉动幅值明显小于工作面；叶轮进口截面，在 0.8Q 工况流量下压力脉动最大，为设计工况的 2 倍. 计算结果为进一步分析轴流泵压力脉动提供了参考.

关键词：潜水轴流泵；数值模拟；压力脉动；外特性；时频特性
中图分类号：TH312　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2014)04-0302-06
张玉新，王秀叶，丁鹏，等. 潜水轴流泵内部流场压力脉动的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报，2014，32(4)：302-307.

Numerical analysis of pressure fluctuation of internal flow in submersible axial-flow pump

Zhang Yuxin[1], *Wang Xiuye*[2], *Ding Peng*[2], *Tang Xuelin*[2]
(1. Shanghai Richen Technology Co. Ltd., Shanghai 201800, China; 2. College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: The pressure fluctuation in flow field has important influence on the operation stability of axial-flow pumps. In order to precisely analyze the pressure fluctuation in submersible axial-flow pumps, the RNG $k-\varepsilon$ turbulence model and SIMPLEC algorithm were adopted to investigate the three dimensional turbulent flow and the pressure fluctuation in an axial-flow pump. The calculated results show that the predicted performance curves of pump were in good agreement with the experiment. The maximum amplitude of the pressure fluctuation occurs at the inlet of the impeller, and the main frequency of the pressure fluctuation inside the pump is the same as the blade passing frequency when the pressure fluctuation behind the guide-vanes is dominated by low-frequency. From hub to tip of the blade surface, the low frequency components of the fluctuation decreases . On the pressure surface of the blade, the pressure fluctuation amplitude decreases from tip to hub and increases from inlet to outlet of the impe-ller. The fluctuation amplitude on the outer tip is 1.22 times higher than that on the

收稿日期：2013-10-11；**网络出版时间**：2014-04-09
网络出版地址：http://www.cnki.net/kcms/doi/10.3969/j.issn.1674-8530.13.0207.html
基金项目：新世纪优秀人才支持计划项目(NETC-10-0784)；国家自然科学基金资助项目(51179192,51139007)；中央高校基本科研业务费专项资金项目(2013RC045)
作者简介：张玉新(1963—)，男，河北三河人，高级工程师(13918765648@163.com)，主要从事水力机械的水力模型研究.
唐学林(1969—)，男，河南南阳人，教授，博士生导师(通信作者，xl-tang@mail.tsinghua.edu.cn)，主要从事水力机械多相流研究.

hub at the inlet. On the suction surface, the pressure fluctuation amplitude on tip is 1.77 times of the hub at the inlet and is 0.92 times of the hub at the outlet of the impeller. The amplitude on the suction surface is significantly less than that on the pressure surface of the blade. At the inlet of the impeller, the maximum amplitude of the pressure fluctuation happens at $0.8Q$ flow rate which is about twice the value at the design flow rate. The above-simulated results can provide some references for further analyzing the pressure fluctuation of axial-flow pumps.

Key words: submersible axial-flow pump; numerical simulation; pressure fluctuation; external performances; time frequency characteristics

潜水轴流泵与普通轴流泵相比不仅具有低扬程、大流量等特点，而且其泵站结构简单，辅助设备少，工程投资小，使用寿命长，在农田灌溉、市政给排水、调水工程、电厂循环水工程等方面具有较好的应用前景. 在潜水轴流泵内部，转动的叶片与静止的导叶间的相对运动、偏离设计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随时间快速波动，即压力脉动[1-2]. 压力脉动将引起共振现象，使整个轴流泵机组产生强烈振动，若无改善将会导致叶片疲劳损伤或轴承破坏，严重影响机组的安全运行. 因此，对潜水轴流泵进行压力脉动分析具有重要指导意义.

目前，国内外学者对离心泵流道内不同位置压力脉动规律等方面做了大量研究[3-5]. 轴流泵的研究方面，沈金峰等[6-7]使用 LES 方法和滑移网格技术分析了轴流泵间隙区的泄漏涡形状和叶片表面的压力脉动特性，指出随着流量偏移设计工况，叶片表面接近间隙区的压力脉动幅值逐渐增大. Moises 等[8]指出空化对于水利机械内部压力脉动具有重要影响，压力脉动的信号幅值可以通过增加叶顶间隙来控制. 施卫东等[9]通过对轴流泵模型进行了全流场非定常数值计算，指出不同的采样频率和采样时间对轴流泵压力脉动时域特性和频域特性具有重要影响. 王福军等[10]得出为获得更高的压力脉动频率分辨率，压力脉动计算的采样时间应不小于 8 个旋转周期的结论. 张德胜等[11]通过对轴流泵非定常计算，得出在叶轮、导叶的入口和出口，静压随时间呈现周期性变化，在整个流道中的主要频率与叶片通过频率相同. Yang 等[12]对大型低水头混流泵进行研究，结果表明叶轮进口压力脉动和进口通道的后壁压力脉动不受工况的影响，叶轮进口的主频几乎等于转频，双螺旋蜗壳流道与旋转频率有倍数关系.

针对目前对轴流泵压力脉动的研究主要集中在流道交界面，而对叶轮叶片压力脉动研究相对较少的现象，文中采用数值模拟方法，对 ZQA 系列潜水轴流泵流道各处交界面及叶轮表面进行压力脉动分析，研究不同工况及流道内不同位置的压力脉动特性.

1　数学模型与边界条件

1.1　计算模型和网格划分

文中计算对象为上海瑞晨环保科技有限公司 ZQA1410－2 型潜水轴流泵，其设计参数如下：流量 $Q=1\ 296\ m^3/h$，扬程 $H=6.2m$，转速 $n=1\ 470\ r/min$，功率 $P=28.5\ kW$，效率 $\eta=82.0\%$，叶轮叶片数为 4 片，导叶叶片数为 5 片，叶轮直径为 299 mm，转速为 1 470 r/min. 采用 PRO/E 软件进行造型，水体部分造型如图 1 所示.

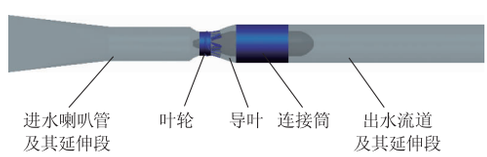


图 1　模型泵计算区域

Fig. 1　Computational domain of model pump

由于轴流泵结构比较复杂，文中采用非结构网格对计算区域进行网格划分，并对叶轮和导叶区域进行网格加密，通过对不同数量的网格进行定常计算后比较外特性的计算值，最后选用的网格总数为 1 886 742.

1.2　基本控制方程及湍流模型

模拟中采用三维雷诺时均 N－S 方程来描述轴流泵内部流体的湍流流动. 湍流模型 RNG $k-\varepsilon$ 模型与标准相比，RNG $k-\varepsilon$ 模型通过修正湍动黏度，考虑了平均流动中的旋转及旋流流动情况，RNG $k-\varepsilon$湍流模型可以更好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动，主要应用于旋转坐标系下的流动问题[13].

1.3 边界条件

1.3.1 进口边界条件

模拟中,在进水流道前加一段进水段,以保证水流进入进水流道的流体平顺,采用速度进口条件,给定进口流速.

1.3.2 出口边界条件

计算中采用压力出口边界条件,并且在出水流道的出口处加一段出水延伸段,出口设在该段的出口面,以保证出口处的流动是充分发展的湍流,压力值设为0.

1.3.3 固壁条件

轴流泵装置的固体壁面采用无滑移条件,靠近固体边界区域,采用壁面函数.

1.4 采样频率和采样时间

奈奎斯特频率是离散信号系统采样频率的一半.根据采样定理,当信号中最高频率 f_H 小于奈奎斯特频率 f_N 时,采样后的数字信号能够完全保留原始信号中的信息,大于或等于奈奎斯特频率的频率分量会导致混叠现象.文中选用采样频率为2 940 Hz,时间步长为1/120 T, 即旋转1周采样120个点,采样时间为8 T.

2 计算结果及分析

2.1 外特性分析

文中外特性试验中,进水装置为进水喇叭管,出水装置为出水直管段,在试验中进出口测压点分别取在离进水喇叭管和出水直管2倍管径处.为了验证计算模型的准确性,通过全流道三维数值模拟定常计算得到泵装置的外特性曲线,并将计算值与试验值进行了比较,如图2所示.

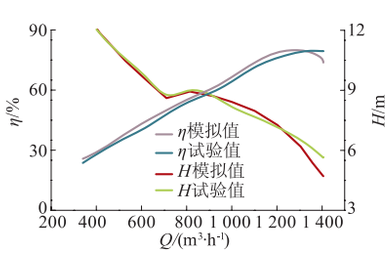


图2 泵装置外特性曲线

Fig. 2 Performance curves of pump

由泵的外特性曲线试验值和模拟值对比可以看出,外特性曲线模拟值与试验值变化趋势一致.在设计工况附近及小流量下,扬程、轴功率、效率模拟值与试验值的相对误差不超过10%.在低扬程大流量工况下,扬程相对误差达到20%.采用质量加权平均方法,利用Fluent软件直接读出泵进出口压力,泵装置扬程计算公式为

$$H=\frac{p_{\text{outlet}}-p_{\text{inlet}}}{\rho g}, \tag{1}$$

该潜水轴流泵泵装置效率计算公式为

$$\eta=\frac{\rho g Q H}{M\omega}, \tag{2}$$

式中:p_{inlet},p_{outlet} 分别为水泵进出口总压;ρ 为水密度;g 为重力加速度;Q 为流量;H 为扬程;M 为叶片转动扭矩;ω 为叶轮旋转角速度.

2.2 压力脉动分析

为监测轴流泵内各处压力脉动情况,文中共设置了6个监测面,34个监测点,其布置情况如图3所示.

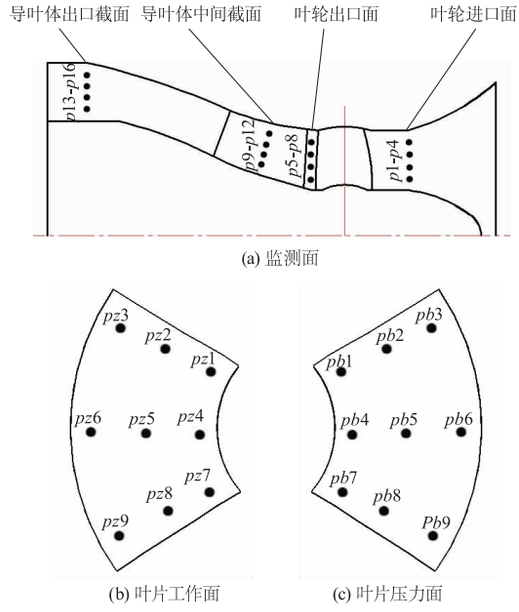


图3 压力脉动监测点的布置

Fig. 3 Arrangement of pressure fluctuation monitoring points

通过对轴流泵进行一段时间的数值计算并保持对已设监测点的数据记录,可以得到各监测点的压力脉动时域特性.

2.2.1 叶轮进出口压力脉动

经数值模拟发现,叶轮叶片对来流的扰动在水流进入叶轮前就已存在,在叶轮进口截面的各监测点处均存在较为明显的压力脉动,如图4所示.图中 A 为压力脉动幅值,f/f_n 为转频倍频.

由图4可以看出,压力脉动的幅值从轮缘到轮毂逐渐减小.轮缘处脉动幅值是轮毂处的2.20倍,压力脉动的主要频率为4倍转频,与叶片通过频率

相同，说明叶轮进口截面上的压力脉动是由叶轮的转动频率决定的.

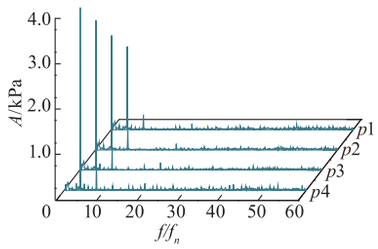


图 4　叶轮进口截面上各点的压力脉动频域图
Fig. 4　Pressure fluctuation on impeller inlet section

在叶轮出口截面（叶轮与导叶的交接面）计算得到的各监测点压力脉动频域图，如图 5 所示.

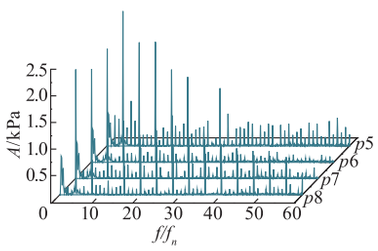


图 5　叶轮出口截面上各点的压力脉动频域图
Fig. 5　Pressure fluctuation on impeller outlet section

由图 5 可以看出，在叶轮出口截面，从轮缘到轮毂压力脉动的幅值先减小后增大，最大幅值出现在叶轮出口靠近轮毂处，叶轮出口截面压力脉动的幅值的绝对值较叶轮进口截面低，压力脉动的主要频率依然为 4 倍转频.

2.2.2　导叶中间截面及出口截面压力脉动

为了比较导叶中间截面（$p9-p12$）和导叶出口截面（$p13-p16$）上各监测点的压力脉动幅值，文中对 $p9-p16$ 压力脉动幅值进行了对比，可以看出导叶区域压力脉动的幅值最大值不超过 1.0 kPa，比叶轮区域明显减小；在导叶中间截面压力脉动的幅值从轮缘到轮毂逐渐下降，轮缘处压力脉动幅值是轮毂处的 1.37 倍，在导叶出口截面，轮缘处压力脉动幅值是轮毂处的 1.82 倍，这一变化规律与叶轮进口截面上的情况大致相同.

图 6 为导叶中间截面 $p9$ 点和导叶出口截面 $p13$ 点的压力脉动频域图. 由图可见，在导叶中间截面脉动幅值依然较大，叶片旋转频率对压力脉动的影响依然存在，但是不如叶轮区域强；在流体流出导叶后的导叶出口截面，由于远离叶片，叶片对其影响已经不明显，低频脉动占据主导地位，脉动幅值大幅降低.

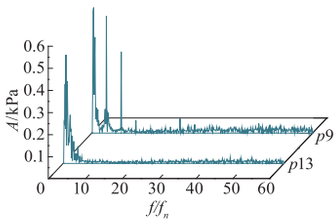


图 6　$p9$ 点和 $p13$ 点压力脉动频域图
Fig. 6　Pressure fluctuation on point $p9$ and $p13$

2.2.3　叶片表面压力脉动

为了比较叶轮叶片表面各监测点的压力脉动幅值，文中对叶片工作面（$pz1-pz8$）和背面（$pb1-pb8$）压力脉动幅值进行了对比，在叶片工作面压力脉动幅值从轮缘到轮毂逐渐减小，从叶轮进口到出口逐渐增大，压力脉动幅值最大值出现在点 $pz9$，其值为 5.60 kPa；在叶片背面，压力脉动幅值从进口到出口先减小后增大，压力脉动幅值最大值出现在点 $pb7$，其值为 2.89 kPa，叶片背面的压力脉动幅值明显小于工作面.

为了观察叶片上的脉动频谱变化情况，图 7 和图 8 分别给出了叶片工作面和背面监测点（$pz8$ 和 $pb8$）时域图和叶片工作面（$pz2$，$pz5$，$pz8$）和背面（$pb2$，$pb5$，$pb8$）各点压力脉动频域图，为了消除监测点本身的静压对该点压力脉动的影响，在分析中引入压力脉动系数[14-15]，其计算公式为

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{0.5\rho v_2^2}, \tag{3}$$

式中：p 为瞬时压力值；$\bar{p}$ 为平均压力值；ρ 为流体密度；v_2 为叶轮出口圆周速度.

图 7 中 C_p 为压力脉动系数，t 为时间. 由图可以看出，叶片表面上监测点的压力脉动随着时间变化具有明显的周期性，且与叶轮旋转周期相同. 由图 8 频域图可以看出，叶片表面从轮毂到轮缘压力脉动低频成分逐渐减少，叶片主要频率由 2 倍转频逐渐变为 6 倍转频.

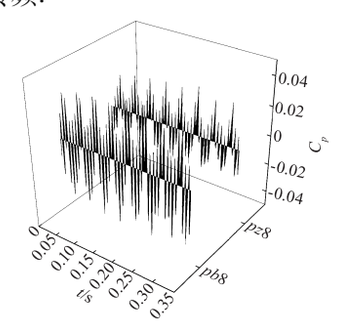


图 7　叶片表面各点压力脉动时域图
Fig. 7　Pressure fluctuation chart in time－domain of monitoring points on blade surfaces

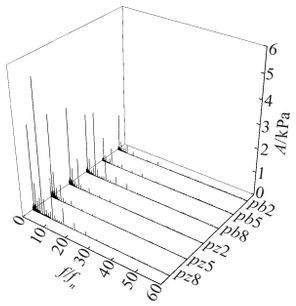
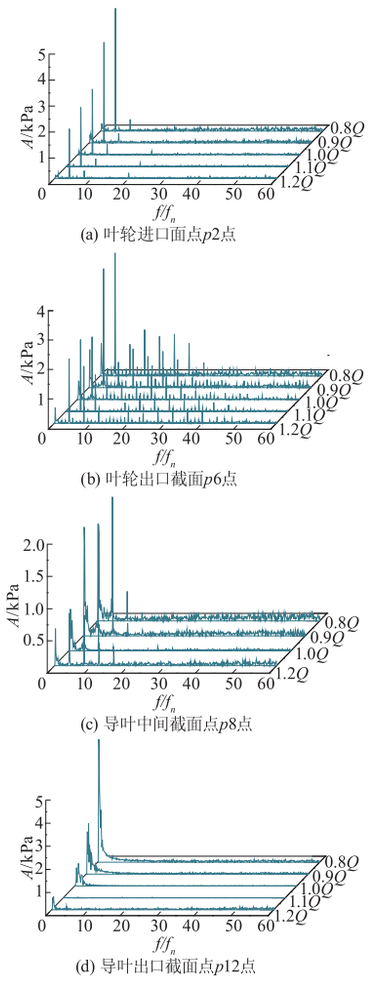


图8 叶片表面各点压力脉动频域图

Fig. 8 Pressure fluctuation chart in frequency – domain of monitoring points on blade surfaces

2.2.4 不同工况下的压力脉动特性分析

为了进一步研究不同工况下压力脉动特性,通过对5个不同工况(0.8Q,0.9Q,1.0Q,1.1Q,1.2Q)下4个具有代表性的监测点(叶轮进口面点$p2$点、叶轮出口截面$p6$点、导叶中间截面点$p8$点、导叶出口截面点$p12$)做了压力脉动对比分析. 图9为不同流量下监测点的压力脉动频域图.



(a) 叶轮进口面点$p2$点

(b) 叶轮出口截面$p6$点

(c) 导叶中间截面点$p8$点

(d) 导叶出口截面点$p12$点

图9 不同流量下监测点的压力脉动频域图

Fig. 9 Pressure fluctuation of monitoring points at multi-conditions

由图9可以看出,在叶轮进口处,1.2Q流量工况时压力脉动幅值最小,为最优工况的0.76倍,0.8Q流量工况时振幅最大,为最优工况的1.87倍,其主要频率与叶片通过频率相同;在叶轮出口处,设计工况流量下压力脉动幅值最小,0.8Q流量工况下振幅最大,为最优工况的4.03倍;在导叶中间截面,最优工况流量下压力脉动幅值最小,0.8Q流量工况下振幅最大,为最优工况的2.98倍;在导叶出口截面,1.1倍流量工况下压力脉动的幅值最小,0.8Q流量工况下振幅最大,为最优工况的5.43倍.

因此,偏离工况点越多,泵内各部分压力脉动相对值越大,在叶轮进口截面,1.2Q流量工况下压力脉动的幅值相对较小,但是在叶轮出口和导叶中间截面,压力脉动的幅值在设计工况下最小,因此,应使轴流泵尽量避免在偏离设计工况较远的工况下运行.

3 结 论

1)在设计工况下,潜水轴流泵内部叶轮进口面压力幅值最大,泵内的压力脉动的主要频率与叶片通过频率相同,导叶后的脉动以低频为主.

2)叶片表面监测点的压力脉动随时间变化具有明显的周期性,且与叶轮旋转周期相同;叶片表面从轮毂到轮缘压力脉动低频成分逐渐减少,叶片主要频率由2倍转频逐渐变为6倍转频.

3)不同流量下压力脉动幅值不同,应使该潜水轴流泵尽量避免在偏离设计工况较远的工况下运行.

参考文献(References)

[1] 施卫东,冷洪飞,张德胜,等. 轴流泵内部流场压力脉动性能预测与试验[J]. 农业机械学报,2011,42(5):45-48.
Shi Weidong, Leng Hongfei, Zhang Desheng, et al. Performance prediction and experiment for pressure fluctuation of interior flow in axial flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(5):45-48. (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):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)

[3] Gonzalez J, Carlos S. Unsteady flow structure and global variables in a centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(5): 937 – 946.

[4] Kaupert K A, Staubli T. The unsteady pressure field in a high specific speed centrifugal pump impeller—Part I: Influence of the volute[J]. Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(3): 621 – 626.

[5] 姚志峰,王福军,杨敏,等. 叶轮形式对双吸离心泵压力脉动特性影响试验研究[J]. 机械工程学报,2011, 47(12): 133 – 137.
Yao Zhifeng, Wang Fujun, Yang Min, et al. Effects of impeller type on pressure fluctuations in double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(12): 133 – 137. (in Chinese)

[6] Shen Jinfeng, Li Yaojun, Liu Zhuqing, et al. Turbulent flow and pressure fluctuation prediction of the impeller in an axial-flow pump based on LES[J]. Journal of Materials Science and Engineering, 2013, 52(3): 1 – 6.

[7] 黎耀军,沈金峰,刘竹青,等. 轴流泵轮缘间隙非定常流动的大涡模拟[J]. 农业机械学报,2013, 44(增刊 1): 113 – 118.
Li Yaojun, Shen Jinfeng, Liu Zhuqing, et al. Large eddy simulation of unsteady flow in tip regin of axial-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(S1): 113 – 118. (in Chinese)

[8] Moises S, Florent R, Sofiane K, et al. Exprimental and numerical analysis of the flow inside a configuration including an axial pump and a tubular exchanger[C]// Proceedings of 3rd Joint US – European Fluids Engineering Summer Meeting, 2010: 1 – 9.

[9] 施卫东,姚捷,张德胜,等. 采样频率和时间对轴流泵压力脉动特性的影响[J]. 排灌机械工程学报,2013, 31(3): 190 – 194.
Shi Weidong, Yao Jie, Zhang Desheng, et al. Influence of sampling frequency and time on pressure fluctuation characteristics of axial-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(3): 190 – 194. (in Chinese)

[10] 王福军,张玲,黎耀军,等. 轴流式水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)

[11] 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 – 43.

[12] Yang Fan, Liu Chao. The flow simulation and experimental study of a large low-head mixed-flow pumping system[J]. Journal of ISRN Mechanical Engineering, 2013(9): 1 – 12.

[13] 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: 124 – 125.

[14] 杨敏,闵思明,王福军. 双蜗壳泵压力脉动特性及叶轮径向力数值模拟[J]. 农业机械学报, 2009, 40(11): 83 – 88.
Yang Min, Min Siming, Wang Fujun. Numerical simulation of pressure fluctuation and radial force in a double volute pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(11): 83 – 88. (in Chinese)

[15] Barrio R, Blanco E, Parrondo J, et al. The effect of impeller cutback on the fluid-dynamic pulsations and load at the blade-passing frequency in a centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(11): 111102.1 – 111102.11.

(责任编辑　盛杰)