排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2015 年 7 月 July 2015 | 第 33 卷 第 7 期 Vol. 33 No. 7

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.14.0108

多级离心泵内部级间影响及压力脉动特征

康灿，杨鑫，于晓杰
（江苏大学能源与动力工程学院，江苏 镇江 212013）


康灿

摘要：为了研究多级离心泵内级间相互影响及流道内的瞬时流动特征，对一两级泵内部流动进行了三维定常与非定常数值计算，获得并分析了不同流量工况条件下流道内各个监测点的压力脉动特征.研究表明：首级导叶的存在是导致次级叶轮入口截面上不均匀流动状态的关键因素；在每级叶轮的出口与导叶进口联结处均存在剧烈的动静耦合作用；尽管整体流道的几何形状复杂，叶片通过频率仍支配着该两级泵内全流道的特征压力脉动，而导叶叶片数对压力脉动特征的影响较弱；叶轮内与叶频对应的压力脉动幅值自叶轮进口到叶轮出口逐渐增大，且在叶轮出口处达到极大值，导叶中的相应变化规律则与之相反；偏离最优流量工况，叶频仍占据统治地位，但整个流道内的压力脉动幅值增大，该趋势在小流量工况下尤为明显.

关键词：多级离心泵；级间影响；压力脉动；特征频率；数值模拟
中图分类号：S277.9；TH311　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2015)07-0566-06

康灿，杨鑫，于晓杰. 多级离心泵内部级间影响及压力脉动特征[J]. 排灌机械工程学报，2015，33(7)：566-571.

Kang Can，Yang Xin，Yu Xiaojie. Inter-stage interaction and unsteady flow characteristics in multi stage centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering(JDIME)，2015，33(7)：566-571.(in Chinese)

Inter-stage interaction and unsteady flow characteristics in multistage centrifugal pump

Kang Can，*Yang Xin*，*Yu Xiaojie*
(School of Energy and Power Engineering，Jiangsu University，Zhenjiang，Jiangsu 212013，China)

Abstract：To analyze inter-stage interaction and transient flow characteristics in a multistage centrifugal pump，numerical simulations of both steady and unsteady，three-dimensional turbulent flow in a two-stage centrifugal pump are conducted. Pressure fluctuations at monitoring points in both the impeller and diffuser passages are obtained at different flow rates. The results show that the first-stage diffuser is the key factor for determining the non-uniform velocity distribution at the inlet of the second-stage impeller. There is a strong rotor-stator interaction between the impeller outlet and diffuser inlet in each stage. Even though the geometrical shape of the whole flow passage is so complicated，the blade passing frequency is still the dominating factor that decides the pressure fluctuation characteristics in the entire flow passage in the pump. By contrast，the pressure fluctuations are less affected by the number of diffuser vanes. The pressure fluctuation amplitude at the blade passing frequency within the impeller passages increases gradually from the impeller inlet to the outlet，but vice versa in the diffuser. The pressure fluctuation amplitude at the blade passing frequency is still dominated at low and high flow rates，however，the fluctuation amplitude is amplified，especially at the low flow rate.

Key words：multi-stage centrifugal pump；inter-stage interaction；pressure fluctuation；characteristic frequency；numerical simulation

收稿日期：2014-07-13；**网络出版时间**：2015-07-09
网络出版地址：http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20150709.1001.003.html
基金项目：国家自然科学基金资助项目(51205171)；江苏高校优势学科建设工程项目
作者简介：康灿(1978—)，男，河北宁晋人，副教授，博士(kangcan@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械内部复杂流动研究.
杨鑫(1989—)，男，江苏徐州人，硕士研究生(通信作者，xinyang0315@126.com)，主要从事叶片泵内部流动数值模拟研究.

多级泵内部叶轮与导叶之间存在动静干涉，且该干涉作用可能由于共振而增强[1-2]. 从多级泵的振动分析，流动导致的振动直接体现在流场内的非定常压力脉动，而振动也会加剧泵部件的磨损，严重时会造成泵运行的失稳[3-4]. 因此，从流动和压力脉动的角度，对多级泵振动性能和稳定运行进行研究已成热点.

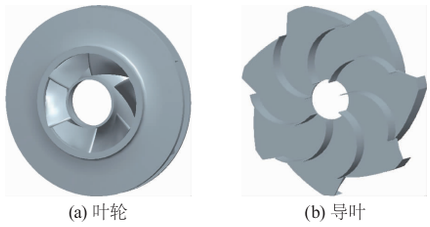
对叶片泵内部流场的研究主要有试验和数值模拟两种方法，相对于试验方法，数值模拟更为便捷和高效. 目前针对泵内部流场中非定常压力脉动特性的研究，尽管在试验方面也开展了一些工作，但是测量位置主要局限于泵出口，且采用动态压力传感器测得的数据为固壁附近的压力脉动，测量结果与主流中的压力脉动特征存在明显的区别，而通过数值模拟可以获得流场中的非定常压力脉动，Spence 等[5]在不同流量工况下，采用数值模拟方法对具有不同几何形状叶轮的双吸泵内 15 个重要位置进行了压力脉动监测，阐述了不同监测点的压力脉动特性. Jorge 等[6]利用数值模拟对离心泵蜗壳隔舌附近由于动静干扰引起的压力脉动进行了捕捉. Kang 等[7]对立式熔盐泵蜗壳内的压力脉动进行了分析. 徐朝晖等[8]对高速泵包括诱导轮在内的全流道压力脉动进行了监测.

离心泵内部三维湍流流场数值模拟技术在不断发展，以往的研究多以单级离心泵以及轴流泵和混流泵内部流场的压力脉动为主，如袁建平等[9]应用大涡模拟方法对离心泵蜗壳内部流动进行非定常模拟，获得了离心泵内部流场的压力脉动特性. 张宁等[10]为了降低离心泵内压力脉动水平，提出了具有特殊结构的侧壁式压水室. 王福军等[11]采用时间相关的瞬态流分析理论及大涡模拟方法对轴流泵内部非定常流动进行研究，得到了不同工况下泵内水压力脉动规律. Zhang 等[12]采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和 SIMPLEC 算法，对轴流泵内流动进行了三维非定常数值模拟. 施卫东等[13]采用标准 $k-\varepsilon$ 模型对高比转数斜流泵内流动进行了非定常数值模拟，得到了叶轮和导叶的干涉作用是引起斜流泵内部压力脉动主要原因的结论. 对于多级泵内部流场特征和压力脉动特性的研究尚不多见. 根据目前的测试技术水平，不管是测量多级泵内部流场分布，还是在多级泵内布置测点测量泵内的压力脉动，均需要对多级泵的结构进行大的调整. 由于多级泵的结构紧凑，扬程高，可视化模型泵的加工制造难度较大，因此试验研究较难展开.

文中应用 ANSYS－CFX 软件，针对某一立式多级离心泵的内部流动特征和非定常压力脉动进行数值模拟. 根据多级泵的级间相互作用特点，重点研究次级叶轮入口位置的流动特征和叶轮出口与导叶入口位置的湍流参数分布. 利用快速傅里叶变换(FFT)对叶轮和导叶流道内的压力脉动进行幅值和频率分析，为改善多级离心泵内的流动诱导振动提供一定的理论依据.

1　计算模型

文中研究的立式多级离心泵的主要性能参数分别为流量 $Q=160\ \mathrm{m^3/h}$，单级扬程 $H=25\ \mathrm{m}$，转速 $n=1\ 450\ \mathrm{r/min}$，比转数 $n_s=99.8$，总效率 $\eta=80\%$. 该泵内各级叶轮相同，采用扭曲型叶片，单个叶轮的叶片数 $Z=6$；所有导叶均为流道式导叶，导叶的叶片数为 7，正导叶、过渡段和反导叶构成一个三维流道. 与其他导叶相比，径向式导叶的正反导叶间的通流更为顺畅，产生的水力损失较小. 叶轮与导叶的三维实体造型如图 1 所示.



(a) 叶轮　　(b) 导叶

图 1　叶轮和导叶的三维造型

Fig. 1　3D geometrical models of impeller and diffuser

2　数值模拟

2.1　控制方程

离心泵内部流场计算的控制方程是以 N－S 方程及其简化形式为主的方程组，基本方程包括：

1）连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i}=0,\ i=1,2,3, \tag{1}$$

式中：ρ 为流体密度；u_i 为速度分量.

2）动量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\mathrm{div}(\rho u_i \boldsymbol{U})=\mathrm{div}(\mu \mathrm{grad}\ u_i)-\frac{\partial p}{\partial X_i}+S_u, \tag{2}$$

式中：p 为平均静压强；μ 为动力黏度系数；S_u 为动量守恒方程的广义源项.

3）能量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t}+\mathrm{div}(pc_p\boldsymbol{v}T)=\mathrm{div}\left(\frac{\kappa}{c_p}\mathrm{grad}T\right)+S_T,\quad(3)$$

式中：T 为温度；κ 为流体传热系数；c_p 为比定压热容；S_T 为黏性耗散项.

文中采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型进行湍流模拟，求解湍动能和湍动能耗散率，并构建它们与湍流黏性系数的关系. 其中湍动能方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k\mu_{\mathrm{eff}}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k+\rho\varepsilon,\quad(4)$$

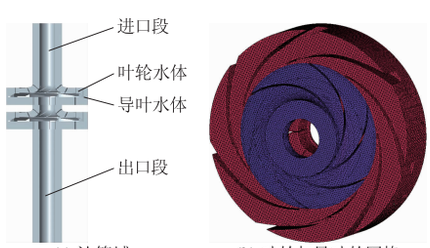
湍动能耗散率方程为

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\varepsilon\mu_{\mathrm{eff}}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right)+\frac{C_{1\varepsilon}}{k}G_k-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k},\quad(5)$$

式中：$\mu_{\mathrm{eff}}=\mu+\mu_{\mathrm{t}}$，其中 $\mu_{\mathrm{t}}=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon}$；$C_\mu$，$\alpha_k$，$\alpha_\varepsilon$，$C_{1\varepsilon}$ 为常数.

2.2 计算域及网格划分

从叶轮出口的边界条件和级间相互作用，立式多级离心泵的复杂程度远高于一般的蜗壳式单级泵. 文中选取两级叶轮和导叶的内部流场进行数值模拟，重点研究次级叶轮进口处的流动特征与流道内的压力脉动特征. 计算区域主要包括进出口段、两级叶轮、两级导叶. 采用 ICEM 软件对计算域进行网格划分，其中叶轮与正导叶划分为结构化网格，反导叶划分为非结构化网格，最终确定的网格单元总数为2 233 282. 计算域三维模型和叶轮与导叶的网格如图 2 所示.



(a) 计算域　(b) 叶轮与导叶的网格

图 2　计算区域及局部网格

Fig. 2　Computational domain and localized meshes

2.3 计算方法

以 ANSYS－CFX 软件为流场计算的平台，将泵进口段向上游延伸 2 倍叶轮进口直径长度，同时设置泵进口断面上的均匀速度为来流条件. 将泵出口段向后延伸 4 倍叶轮外径长度，保证出口断面上的流动满足充分发展湍流状态，同时将泵出口断面设置为自由出流条件. 采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和二阶迎风格式，设定收敛精度为 10^{-5}. 在所有的固壁处设置无滑移固体壁面边界条件，对近壁面的湍流流动按照标准壁面函数处理.

3 试验验证与监测点布置

3.1 试验验证

为了验证数值计算结果的准确性，对该多级泵的水力性能进行试验测试. 采用精密制造的样机，在水泵性能试验台上进行真机的外特性测试. 周岭等[14]对多级泵选择不同的级数进行了模拟，发现不同级数时获得的多级泵首级效率、扬程相差不大，当级数大于 2 时，随着级数的增大，模型泵的效率和单级扬程的波动减弱，同时次级的效率和扬程与其后各级的效率和扬程基本一致. 将试验数据与数值计算得到的次级扬程、效率结果进行对比，如图 3 所示.

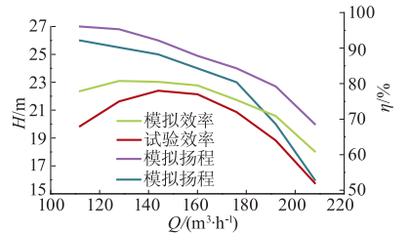


图 3　次级扬程和效率的数值模拟与试验结果对比

Fig. 3　Comparison of predicted and measured head and efficiency in second-stage of pump

由图 3 可以看出：在额定流量工况及其附近，数值计算结果和试验结果符合较好，整体趋势一致，数值模拟得到的单级扬程比试验值高 4.0% 左右，效率值比试验值高 3.0% 左右，这主要是数值模拟中未考虑各种容积损失所致；从整体上看，数值计算的最高效率工况点为 160 m^3/h，试验最高效率工况点为 150 m^3/h，可认为是由于数值模拟没有考虑实际泄漏损失；在设计工况下，测试的最高效率为 78.5%，单级扬程为 25.2 m.

3.2 监测点布置

以三维定常湍流计算结果作为非定常计算的初始条件，在额定工况下对流场进行三维非定常湍流计算. 叶轮每旋转 1°设为 1 个时间步长，计算时间步长 $\Delta t=114.943$ μs. 对于文中的计算模型，经过 2 160 个时间步长，即叶轮旋转 6 圈后，压力满足周期性要求. 为得到较为稳定的非定常计算结果，选取收敛后 1 个叶轮旋转周期的数据进行压力脉动分

析. 叶轮的转动频率 $f_n = n/60 = 24.2$ Hz，叶片通过频率 $f = Zf_n = 145.2$ Hz. 试验布置的 20 个监测点如图 4 所示.

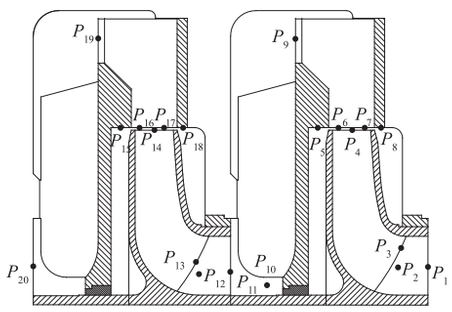


图 4　监测点位置

Fig. 4　Monitoring points arranged

4　计算结果及分析

4.1　叶轮进口流场及压力脉动分析

4.1.1　速度场分析

图 5 为首级和次级叶轮进口的绝对速度矢量图，可以看出：多级泵首级叶轮进口基本为无旋流动，尽管该进口受到首级叶轮旋转的影响；次级叶轮进口为明显的有旋流动，速度绝对值相差不大，方向大致相同，说明导叶起到了有效的导流作用，为下一级叶轮提供了较高质量的入流.

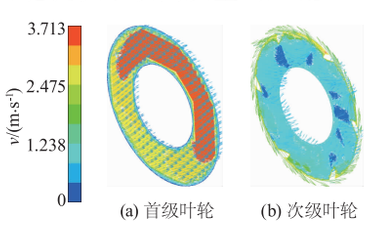


图 5　叶轮进口绝对速度矢量图

Fig. 5　Absolute velocity vectors at impeller inlet

4.1.2　首次级叶轮进口压力脉动对比

选取首级叶轮进口处监测点 P_2 与次级叶轮进口处监测点 P_{12} 对泵内部流动压力脉动进行分析，2 个监测点压力脉动的频域图如图 6 所示.

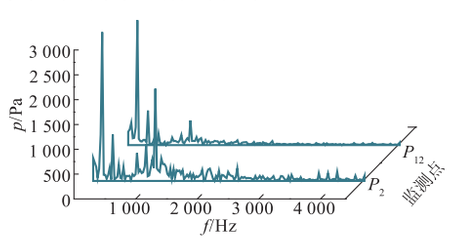


图 6　叶轮进口截面点 P_2 和 P_{12} 压力脉动频域图

Fig. 6　Pressure fluctuations in frequency domain at P_2 and P_{12}

由图 6 可以看出：首级与次级叶轮压力脉动变化趋势总体保持一致，均以叶片通过频率为主导频率；首级叶轮进口处的总体压力脉动幅值略高于次级，说明首级导叶的导流作用有助于减小次级的压力脉动.

4.2　次级叶轮湍动能分布及压力脉动分析

由于多级泵的首级叶轮接近于无旋流动，但其后的各级叶轮进口均为有旋流动，所以对该多级泵的次级叶轮进口处流场以及压力脉动进行分析具有一定的代表性.

4.2.1　湍动能分布

湍动能是指流体的机械能转化或耗散为流体内能的部分能量，单位为 m^2/s^2. 湍动能越大，湍流中的小尺寸流动结构就越活跃. 图 7 为在设计工况下次级叶轮和导叶内的湍动能分布，可以看出：次级叶轮内的湍动能总体分布比较均匀，且量值较小，但在紧邻叶片处存在着高湍动能区域，这是由于随着叶轮的旋转，大尺度的流动结构在叶轮流道中部生成和迁移，同时叶片表面集中了一些受主流和壁面双重作用的小尺度涡，从而导致叶片表面附近的流动结构活跃，脉动强；在叶轮出口与导叶进口交界处，湍动能变化剧烈，这是由于叶轮出口速度较大，且存在着周向不均匀性，自叶轮高速出流的液体以很高的动能冲击静止的导叶所致；导叶出口区域湍动能分布较均匀，这说明动静干涉对导叶内流动特征的显著影响仅局限于导叶入口处.

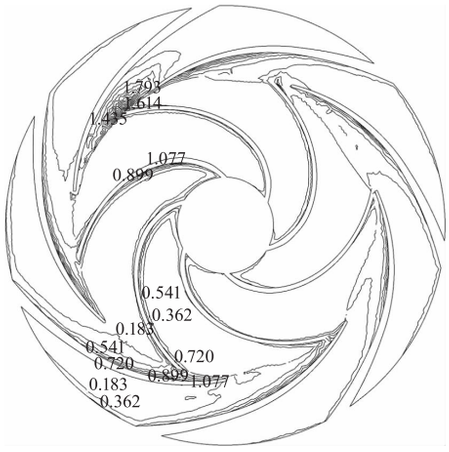


图 7　叶轮和导叶内的湍动能分布

Fig. 7　Turbulent kinetic energy distribution in impeller and diffuser passages

4.2.2　叶轮内压力脉动分析

数值模拟结果表明次级叶轮内各监测点的压力脉动随叶轮旋转呈现明显的周期性，在 1 个叶轮

旋转周期内出现6个波峰与波谷;叶轮内4个监测点上的压力脉动信号的主频均为145 Hz,与叶频145 Hz一致,这说明叶轮内的压力脉动主要受叶轮叶片通过频率支配. 图8为次级叶轮流道内各监测点上与叶片通过频率对应的压力脉动幅值. 可以看出,次级叶轮内的压力脉动幅值从进口到出口逐渐增大,出口处的压力脉动幅值约为进口处压力脉动幅值的6倍.

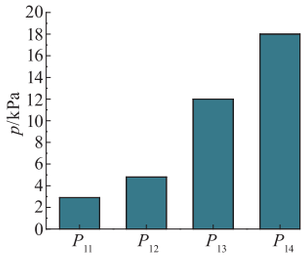


图8 次级叶轮流道内各监测点压力脉动幅值

Fig. 8 Pressure fluctuation amplitudes in impeller passage

4.2.3 导叶内压力脉动分析

图9为导叶内具有代表性的3个监测点(导叶进口截面处点P_{17}、导叶内部截面处点P_{19}、导叶出口截面处点P_{20})的压力脉动频域图,可以看出:各点压力脉动的主频值仍为145 Hz,与叶轮通过的频率一致,并出现了次主频;导叶进口截面处点P_{17}的压力脉动幅值最大,达到了21 kPa;导叶内部与出口处监测点的压力脉动幅值发生了骤减,这说明导叶内部压力脉动仍受到叶轮的影响,离叶轮出口越远,压力脉动幅值越小,但最大压力脉动幅值对应的特征频率仍为叶频.

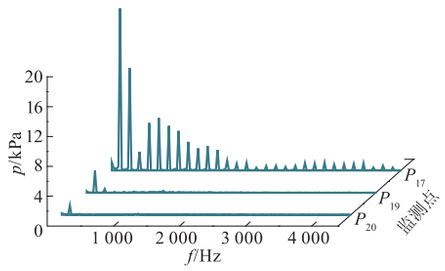


图9 导叶内压力脉动频域图

Fig. 9 Pressure fluctuations in frequency domain in diffuser passage

综上所述,多级泵次级叶轮与导叶内最为剧烈的压力脉动发生在叶轮出口与导叶进口处,即由叶轮叶片与导叶叶片的动静耦合所导致.

4.3 不同流量下的压力脉动对比

为了研究压力脉动与流量之间的关系,对4个不同流量工况(0.6Q,0.8Q,1.0Q和1.2Q)下3个具有代表性的监测点(叶轮进口截面处点P_{11}、叶轮出口截面处点P_{14}、导叶进口截面处点P_{16})进行压力脉动对比分析. 图10为不同流量条件下的压力脉动频域对比结果. 可以看出:各监测点的压力脉动在最优工况下最小;在小流量工况下,压力脉动幅值明显高于最优工况;在大流量工况下,压力脉动较最优工况偏差不明显. 总体而言,偏离最优工况越远,压力脉动幅值越大;在各个工况下,叶轮出口与导叶进口处监测点的压力脉动幅值较叶轮进口明显大很多,这再次说明了叶轮与导叶的动静干涉是造成泵内压力脉动的重要原因;叶片通过频率始终占据主导地位.

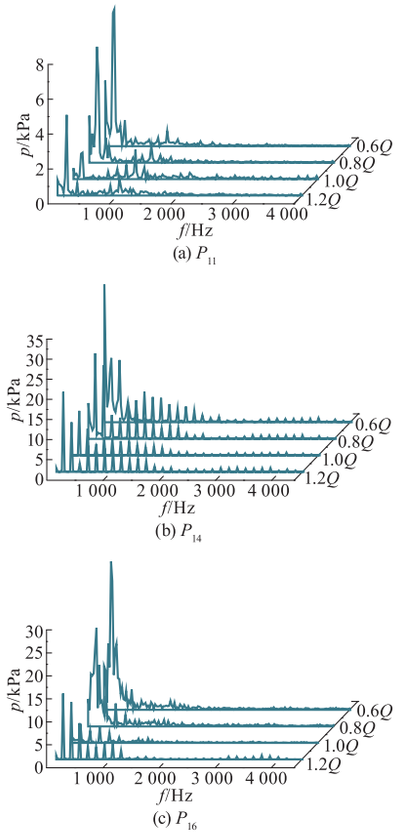


图10 不同流量下各监测点的压力脉动频域图

Fig. 10 Pressure fluctuation in frequency domain at monitoring points at different flow rates

5 结 论

1) 次级叶轮进口流动相对紊乱,这是由于多级离心泵内正反导叶的存在而导致的典型特征. 与两级叶轮进口平均流动之间的明显区别形成对比,两级叶轮进口的压力脉动呈现高度相似性.

2）叶轮内的压力脉动幅值从叶片进口到出口逐渐增大,在叶轮出口处达到极大值,而在导叶中压力脉动幅值的变化规律则与之相反. 在叶轮出口与导叶进口的交界处,剧烈的动静干涉作用不但影响湍流参数的分布,对压力脉动的影响也很明显.

3）多级离心泵内的压力脉动具有较一致的规律,与最强压力脉动对应的特征频率与叶频吻合. 导叶对压力脉动的影响弱于旋转的叶轮. 偏离最优流量工况越远,压力脉动幅值越大,尤其是在小流量工况下最为明显. 在整个流量范围内,占优的频率均为叶频.

参考文献(References)

[1] Jiang Y Y, Yoshimura S, Imai R, et al. Quantitative evaluation of flow-induced structural vibration and noise in turbo-machinery by full-scale weakly coupled simulation[J]. Journal of Fluids and Structures, 2007,23: 531 – 544.

[2] 袁寿其, 薛菲, 袁建平,等. 离心泵压力脉动对流噪声影响的试验研究[J]. 排灌机械,2009,27(5):287 – 290.
Yuan Shouqi, Xue Fei, Yuan Jianping, et al. Experimental study on impact of pressure fluctuation on flow-noise centrifugal pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009, 27(5):287 – 290. (in Chinese)

[3] Jose G, Carlos S. Unsteady flow structure and global variables in centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(9):937 – 946.

[4] 司乔瑞,袁寿其,袁建平,等. 叶片与隔舌干涉对离心泵性能和压力脉动影响的数值研究[J]. 流体机械,2012,40(8):22 – 26.
Si Qiaorui, Yuan Shouqi, Yuan Jianping, et al. Effect of interaction between blade and volute tongue of centrifugal pumps on the performance and pressure pulsation [J]. Fluid Machinery, 2012, 40(8): 22 – 26. (in Chinese)

[5] Spence R, Amaral Teixeira J. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests[J]. Computers & Fluids, 2008, 37: 690 – 704.

[6] Jorge L Parrondo – Gayo, Jose Gonzalez – Perez, Joaquin Fernandez – Francos. The effect of the operating point on the pressure fluctuations at the blade passage frequency in the volute of a centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002,124(3):784 – 790.

[7] Kang Can, Li Yunxiao. The effect of twin volutes on the flow and radial hydraulic force production in a submersible centrifugal pump[J]. Journal of Power and Energy, 2015,229(2):221 – 237.

[8] 徐朝晖,吴玉林,陈乃祥,等. 基于滑移网格与 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型计算泵内的动静干扰[J]. 工程热物理学报,2005,26(1):66 – 68.
Xu Zhaohui, Wu Yulin, Chen Naixiang, et al. Simulation of turbulent flow in pump based on sliding mesh and RNG $k-\varepsilon$ model[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005,26(1):66 – 68. (in Chinese)

[9] 袁建平,付燕霞,刘阳,等. 基于大涡模拟的离心泵蜗壳内压力脉动特性分析[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(4):310 – 314.
Yuan Jianping, Fu Yanxia, Liu Yang, et al. Analysis on pressure fluctuation within volute of centrifugal pump based on large eddy simulation[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010,28(4):310 – 314. (in Chinese)

[10] 张宁,杨敏官,李忠,等. 侧壁式压水室离心泵的压力脉动特性[J]. 机械工程学报, 2012,48(14):164 – 168.
Zhang Ning, Yang Minguan, Li Zhong, et al. Pressure pulsation of centrifugal pump with tilt volute[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012,48(14):164 – 168. (in Chinese)

[11] 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 pumps [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2007,38(8): 1003 – 1009. (in Chinese)

[12] 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 – 43.

[13] 施卫东, 邹萍萍, 张德胜,等. 高比转速斜流泵内部非定常压力脉动特性[J]. 农业工程学报, 2011, 27 (4):147 – 152.
Shi Weidong, Zou Pingping, Zhang Desheng, et al. Unsteady flow pressure fluctuation of high-specific-speed mixed-flow pump [J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(4):147 – 152. (in Chinese)

[14] 周岭, 施卫东, 陆伟刚,等. 深井离心泵数值模拟与试验[J]. 农业机械学报, 2011,42(3):69 – 73.
Zhou Ling, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Numerical simulation and experiment in deep-well centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2011, 42(3):69 – 73. (in Chinese)

(责任编辑　陈建华)