doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.01.016

单叶片离心泵蜗壳内二次流的非定常特性研究

周佩剑　刘　涛　牟介刚　谷云庆　吴登昊　任　芸
（浙江工业大学机械工程学院，杭州 310014）

摘要：单叶片离心泵蜗壳内易形成二次流旋涡，容易诱发高幅值的压力脉动，严重时还会降低水泵运行的安全稳定性。基于 SST $k-\omega$ 模型，对单叶片离心泵在典型工况下的非定常流动进行数值模拟，得到了其内部流场和压力脉动特性。结果表明，数值计算结果与实验结果基本一致。对压力脉动特性进行分析，发现在不同流量工况下，泵内流场均表现出明显的周期性变化的压力脉动特性，蜗壳第一断面压力脉动强度最低，第二断面压力脉动强度最高。压力脉动的主频均是叶片通过频率，随着流量的增加主频幅值呈现减小的趋势。进一步对单叶片离心泵的蜗壳内二次流的非定常特性进行分析，发现不同流量工况下，蜗壳内均出现二次流旋涡，并随着叶轮旋转也呈现出周期性变化。蜗壳内的横向速度在额定流量下较小，在非额定流量下显著增大。该研究可为单叶片离心泵机组运行稳定性提供一定参考。

关键词：单叶片离心泵；蜗壳；压力脉动；二次流；非定常数值模拟
中图分类号：TH311　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2018)01-0130-07

Investigation on Unsteady Characteristics of Secondary Flow in Volute of Single-blade Centrifugal Pump

ZHOU Peijian　LIU Tao　MOU Jiegang　GU Yunqing　WU Denghao　REN Yun
(*College of Mechanical Engineering*, *Zhejiang University of Technology*, *Hangzhou* 310014, *China*)

Abstract: The impeller of a single-blade centrifugal pump has an asymmetric characteristic, and the secondary flow vortex is easy to form in the spiral volute, which will induce high pressure fluctuation and affect the safety and stability of the pump system. In order to reveal the unsteady characteristics of the secondary flow inside the spiral volute, a single-blade centrifugal pump was chosen as the research object to investigate by numerical simulation. The SST $k-\omega$ model was applied to simulate the three-dimensional unsteady viscous incompressible flow in the centrifugal pump. The predictions of the numerical model were compared with experimental results, and it showed good agreement between the simulation and experiment results. The pressure fluctuation characteristics of single-blade centrifugal pump under multiple conditions were studied. The results showed that the flow field in the pump presented obvious pressure fluctuation characteristics under different flow conditions. The pressure fluctuation intensity of the first section of the volute was the lowest, and the pressure fluctuation intensity of the second section was the highest. The dominant frequency of pressure fluctuations was the blade pass frequency. With the increase of the flow rate, the amplitude of the dominant frequency was decreased. Then the secondary flow inside the spiral volute of the single-blade centrifugal pump was further analyzed. Under the three flow rate conditions, the secondary flow vortex appeared in the volute, the shape of which showed obvious periodicity. The magnitude of cross flow velocity was decreased firstly and then increased with the increase of the flow rate. It was relatively small under the design flow condition while it was increased significantly under off-design condition. The research can provide theoretical basis for the safe and stable operation of single-blade centrifugal pumps.

Key words: single-blade centrifugal pump; volute; pressure fluctuation; secondary flow; unsteady simulation

收稿日期：2017-05-10　修回日期：2017-07-13
基金项目：国家自然科学基金项目(51709234、51609212)、浙江省自然科学基金项目(LQ17E090005)和浙江省公益技术应用研究项目(2017C31025)
作者简介：周佩剑(1985—)，男，讲师，博士，主要从事水动力学与水力机械研究，E-mail：peijian13@163.com
通信作者：牟介刚(1963—)，男，教授，博士生导师，主要从事叶片泵流动理论与工程应用研究，E-mail：mjg1964@zjut.edu.cn

0　引言

单叶片离心泵具有良好的无损性、无堵塞性和耐磨性，广泛应用于造纸、煤炭、农业、环保、矿山、航空等领域[1-3]。其较宽的流道能够输送含有大颗粒长纤维物质的污水，在需要大流量低扬程的工业或市政用途中极具优势。但是，作为只有一个叶片的离心泵，其叶轮是非轴对称结构，会引起流动的不对称性[4-6]。特别在叶轮旋转过程中，蜗壳内易形成二次流旋涡，将会导致离心泵内产生水力损失，流动出现不均匀性和滑移，诱发幅值较高的压力脉动，严重时还会降低水泵运行的安全可靠性[7-9]。

近年来，离心泵内部二次流的研究得到了国内外学者的重视。孙志刚等[10]对 Eckardt 离心叶轮进行数值计算，并与实验结果进行对比，建立了叶轮内部三维二次流模型。王松林等[11-12]基于修正的 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和输运方程空化模型，对离心泵内部非空化和空化的非定常流动进行了数值模拟，发现空化时压力脉动最大幅值大于非空化时，并且压力脉动最大幅值的蜗壳断面出现较强的二次流。孟根其其格等[13]基于 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和 Zwart-Gerber-Belamri 空化模型，对离心泵空化与非空化条件下的内部瞬态流动进行数值模拟，研究发现，蜗壳内监测点的压力脉动主频均为叶片通过频率，同时空化发生时第 I 断面处旋涡速度增强，且随时间变化剧烈，对流动产生强烈扰动。TORII 等[14]利用 DOE 和 CFD 技术研究了具有 90°弯曲的大型离心泵进水流道，确定了入口和出口截面面积的最佳比率关系，为设计具有更好进水条件和更高可靠性的大型离心泵提供了理论基础。LENG 等[15]运用 CFD 方法分析了 3 种载荷分布的泵的外特性和内流场，并研究双吸离心泵负荷分布对二次流的影响，发现采用前加载载荷分布的前盖板和后加载载荷分布的后盖板形式可以提高泵的效率，并可以抑制叶轮和蜗壳内二次流旋涡的产生。WESTRA 等[16]利用 PIV 和 CFD 对低比转数离心泵稳态速度场进行了分析，研究发现，由速度测量观察到的泵内二次流是诱导叶片吸入侧和前盖板的连接处附近低速区域形成的主要原因。

迄今为止，对于单叶片离心泵蜗壳内二次流的研究还比较少，多数仅停留在对压力脉动时域和频域的分析结果，而没有对蜗壳内二次流旋涡的非定常特性做进一步研究[17-18]。本文对单叶片离心泵多工况下的流场进行数值模拟，研究不同工况下泵内压力脉动特性，并进一步分析蜗壳内二次流的非定常特性，从而为单叶片离心泵运行的安全稳定性提供一定依据。

1　计算对象和数值模拟方法

本文选用的计算对象为 Grundfos 公司进行实验研究的单叶片离心泵模型[19]。该泵的额定转速为 1 470 r/min，最高效率点的设计流量 100.3 m^3/h。该泵的进、出口直径分别为 102、105 mm，比转数为 167，该泵更详尽的几何参数见文献[19]。设计流量下的实验扬程为 9.2 m，轴功率为 3 250 W，效率为 78.0%。

湍流模型采用 SST $k-\omega$ 模型，该模型对离心泵内部近壁区域及分离流动有更高的计算精度[20-23]。边界条件选用速度进口和压力出口，壁面采用无滑移条件。计算中，蜗壳上的压力脉动监测点位置如图 1 所示，从隔舌处沿着蜗壳内的流动方向，依次为 P1、P2、P3 和 P4，采用非定常计算，一个时间步内最大迭代步数为 16，时间步长为 0.000 226 757 4 s。

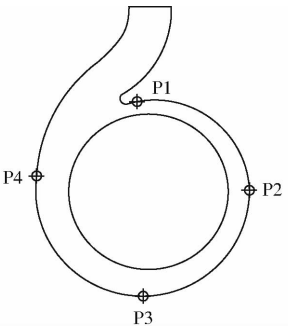

图 1　监测点布置

Fig. 1　Monitoring points locations

采用非结构网格对单叶片离心泵流体域进行网格划分，主体部分采用四面体，近壁面处采用棱柱层网格以捕捉边界层流动。如表 1 所示，经过网格无关性验证，最终确定的网格单元数为 2 858 290，该离心泵流体域和局部计算网格见图 2。由实验和计算所得到的扬程对比，可以看到预测值与实验值的趋势基本一致。预测值略高，是因为数值模拟中对计算域进行了简化，未考虑口环及蜗壳间的间隙。

表 1　网格无关性验证

Tab. 1　Mash independence verification

网格数	扬程/m	轴功率/W	效率/%
3 786 459	9.33	3 081.3	82.7
2 858 290	9.36	3 085.2	82.9
1 856 483	9.24	2 992.5	80.8
实验值	9.20	3 250.0	78.0

为进一步验证计算模型的可靠性，对设计流量下数值模拟所得的 X 方向速度 U_X 和 Y 方向速度 U_Y 与激光多普勒测速仪所测的速度进行定量对比。激光多普勒测速仪的测试位置在蜗壳的第 V 断面上，

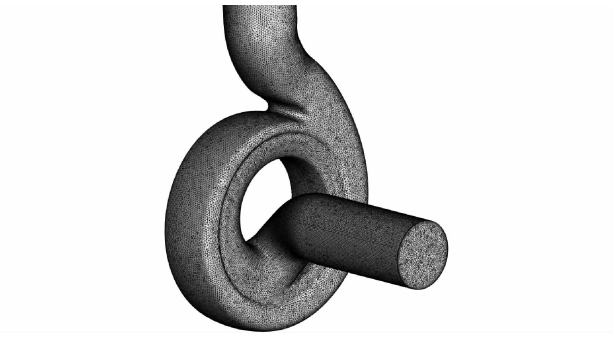

图 2 离心泵计算网格

Fig. 2 Computational mesh of pump

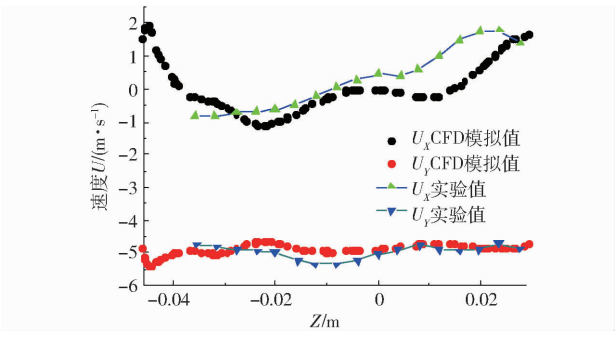

图 4 实验对比

Fig. 4 Test comparison

在该断面上选取一条直线,如图 3 所示。图 3 中纵坐标 Z 为流体质点的位置,横坐标 X 为流体质点的速度,实验对比如图 4 所示。由图中可以看到,U_Y 的计算值与实验值基本一致,误差较小,而 U_X 在断面上部误差略大,但与实验值的趋势基本一致。

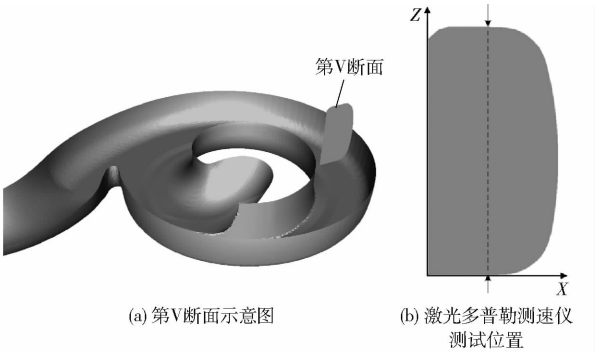

图 3 蜗壳断面位置

Fig. 3 Cross sections of volute

2 蜗壳压力脉动

采用压力脉动系数对瞬态压力进行无量纲化处理,图 5 为蜗壳内监测点 P1、P2、P3 和 P4 不同工况下的压力脉动时域图(图中 T 表示周期,Q_d 表示设计流量)。从图中可以发现,4 个测点的压力脉动波形均表现出明显的周期性变化,相邻两峰值时间间隔为 0.04 s,且 C_p 在正向变化的最大值大于负向绝对值的最大值。监测点 P2 和 P3 的峰值较大,P1 和 P4 的峰值较小,并且 P2 的压力脉动变化幅度最大。反而靠近隔舌处的监测点 P1 下的压力脉动幅度较小。同时随着流量的增加,4 个监测点下的压力脉动幅值均在减小。

图 6 为在快速傅里叶变换得到的 P1 ~ P4 的压力脉动频域图。由图 6 可以看出:4 个监测点均表现出相类似的压力脉动频域特性。由图 6a 可知,在小流量工况下,各监测点的最大压力脉动幅值均出现在叶频处,大约为 25 Hz 时,其中 P2 监测点下的压力脉动幅值表现为最高,而靠近隔舌位置的 P1 监测点下的压力脉动幅值最低。

由图 6b、6c 可以发现,随着流量的增加,4 个监测点的压力脉动幅值整体上表现出减小的趋势。从小流量到设计流量的变化过程中,4 个监测点的压力脉动幅值减幅较大,而在设计流量到大流量的变化过程中,监测点 P1 下的压力脉动幅值出现先微小增大后减小的变化趋势,其余 3 个监测点的压力脉动幅值减幅较小,其中监测点 P2 和 P3 下的压力脉动幅值依然保持较高的值。

3 蜗壳内流场分析

选取叶轮旋转一周的 4 个典型的时刻来观察蜗壳内流场二次流的变化,分别为 0、$T/4$、$T/2$ 和 $3T/4$。观察压力脉动最大的监测点 P2 在一个周期内蜗壳内断面二次流的分布情况,通过断面内的横向速度和流线图来表达蜗壳内二次流的变化特征。由图 7a 可以发现:在小流量工况下,P2 点从压力脉

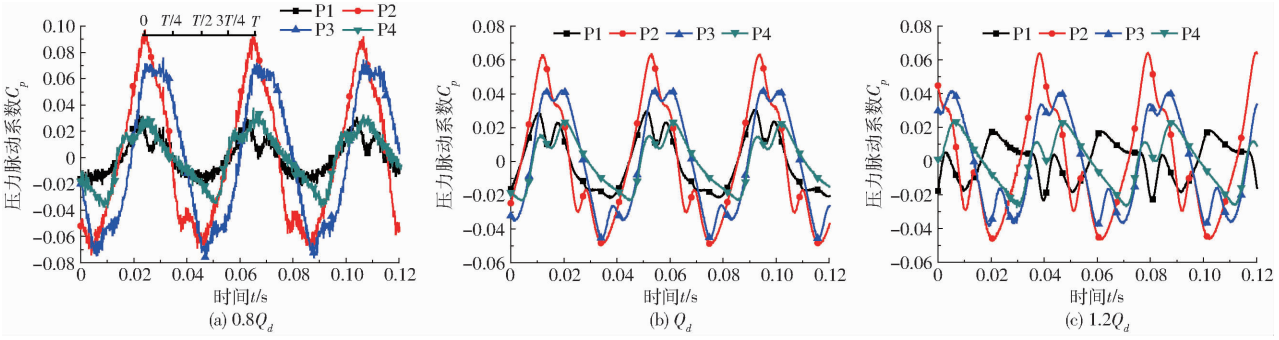

图 5 蜗壳上监测点压力脉动时域图

Fig. 5 Pressure fluctuations at monitoring locations of volute

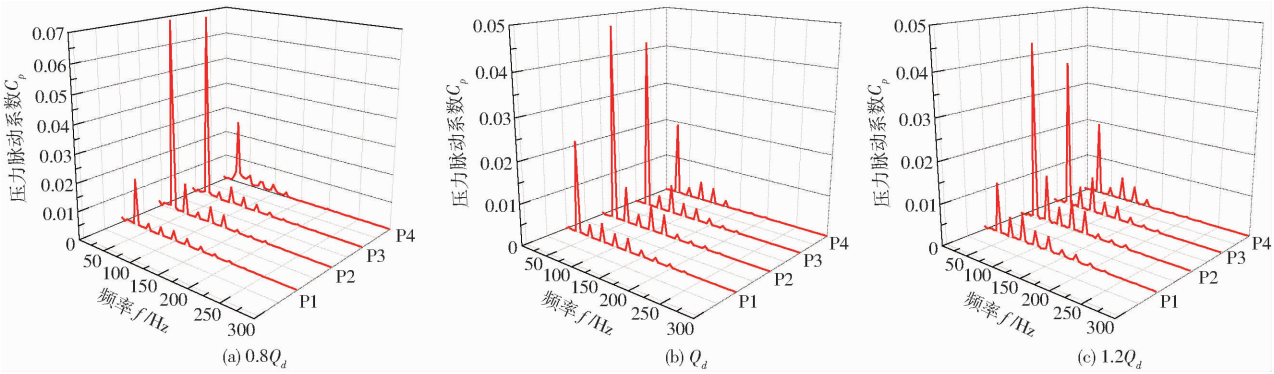

图 6　蜗壳上监测点压力脉动频域图

Fig. 6　Frequency spectra of pressure fluctuations at monitoring locations of volute

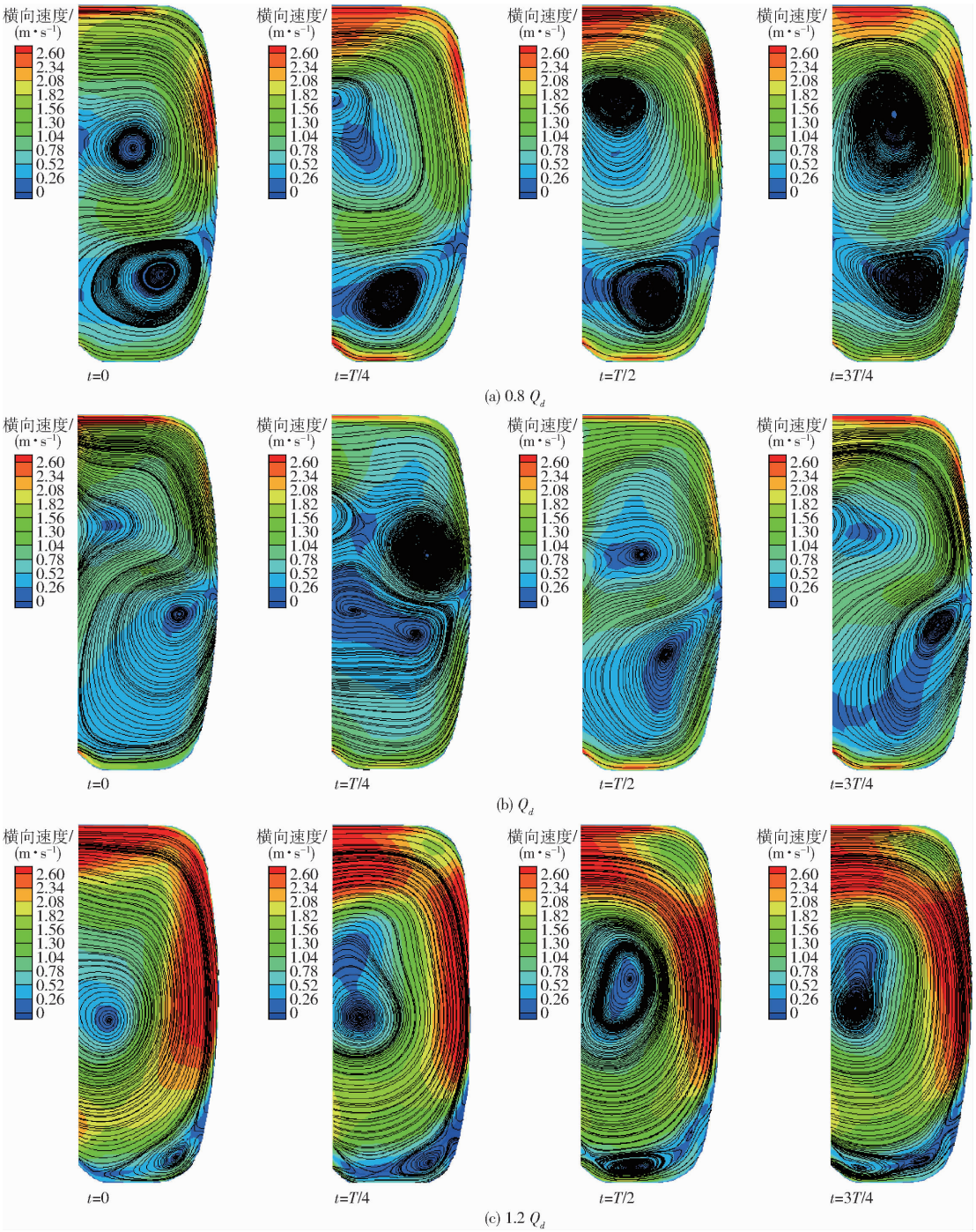

图 7　P2 监测点下蜗壳内断面流动图

Fig. 7　Flow charts of volute section under P2 monitoring points

动值处于波谷时开始的一个周期内,即 0 时刻起,蜗壳断面始终只出现 2 个旋涡,旋向相反大小不同,且位置分布不对称。上面一个旋涡变化比较明显,断面内的横向速度明显在增强,涡心呈现先向左边扩散消失,再到向右出现,然后纵向变长变大的趋势,同时涡的面积大小基本没有变化,但明显大于下方的旋涡,大约占到整个断面的 2/3。而下方的旋涡面积较小,其位置和大小变化不大,横向速度也较低,变化较小。2 个旋涡表现出先向两侧移动,然后又靠近的变化趋势,且在压力脉动值最小的时刻,2 个旋涡相离最近,在压力脉动值最大时刻相距最远。

由图 7b 可以看出:在设计工况下,P2 点从 0 时刻开始的一个周期内,即压力脉动值处于最小时,断面上方旋涡的面积在增大,且涡心位置在水平方向移动,横向速度基本无变化;下方一个涡由波谷到波峰的变化过程中,扩散成 2 个涡,涡心位置向左移动,横向速度在减小,同时涡在水平方向在增长;再到波谷的变化过程,涡个数又变为一个,横向速度在增强,且涡心位置向右上方移动。

由图 7c 可以发现:在大流量工况下,P2 点处的流场相对较为稳定,蜗壳断面中间位置在一个周期内均出现一个较大的旋涡,位置基本没有变化,而旋涡形状在垂直方向呈现变长的趋势,横向速度也基本无变化。同时断面右下方边上出现一个旋涡且速度较高,且随着叶轮的旋转,涡心位置沿着底部作逆时针移动,速度依然保持较高的状态,涡在水平方向有变长的趋势。

随着流量的增加,涡的形状大小位置均发生变化,横向速度大小呈现先减小后增大的变化趋势,特别是大流量工况下的横向速度明显增大。

图 8 为 3 个流量工况下 P1 监测点处蜗壳断面的流场,由图中可以看出:3 种流量工况的流动都相对较稳定,随着叶轮旋转,只有径向方向的二次流,但未形成旋涡,这就导致 P1 处的压力脉动幅值较低。但是蜗壳断面中上方区域的流动方向变化相对下方大,同时随着流量的增加,其流动方向变化趋势是增强的,其横向速度也显著增强。

图 9 为单叶片离心泵叶轮在 3 种流量工况下的径向力矢量图,X、Y 轴分别表示蜗壳在 X、Y 方向的径向力。由图 9 可以看出:在 3 种流量工况下,单叶片离心泵叶轮径向力的大小方向呈现周期性变化,且对坐标原点呈中心对称分布,同时径向力形成的椭圆面积大小基本保持不变。小流量工况下的径向力峰值最大,且左右对称。设计流量与大流量工况下的径向力大小和变化趋势基本上保持一致,且 X 轴上绝对值相同的两个点,X 轴负方向的径向力要

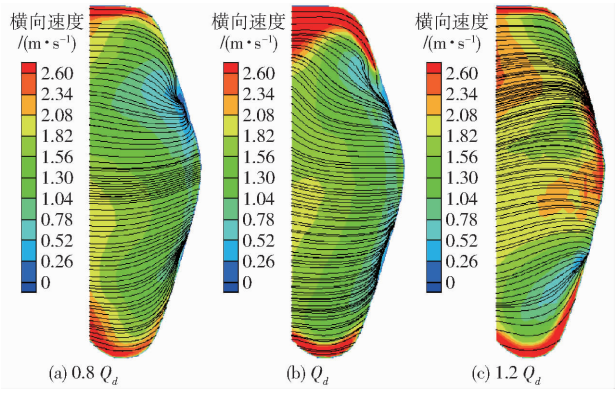

图 8 P1 监测点下蜗壳断面流动图

Fig. 8 Flow charts of volute section under P1 monitoring points

大于 X 轴正方向的径向力。同时随着流量的增加,径向力是逐渐减小的。

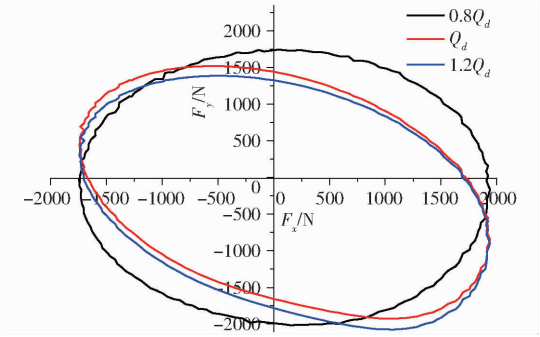

图 9 叶轮径向力

Fig. 9 Radial force of impeller

图 10 为 3 种流量工况下,叶轮径向合力最大的 2 个位置处泵内流场图,蜗壳内压力表现出明显的周期性变化;而叶片正面附近,蜗壳上形成一个高压区域,该区域随着叶轮的旋转,始终位于叶片正面附近。同时可以发现,3 种流量工况下,蜗壳内高压区面积在 X 轴负方向径向力最大时明显大于在 X 轴正方向径向力最大时,并且随着流量的增加,蜗壳内压力逐渐减小。

在小流量工况下,叶片尾部均形成一面积较小的高压区域,从 X 轴负方向径向力最大时到 X 轴正方向径向力最大的变化内,其高压区域面积略有减小,压力却明显减小。

在设计流量和大流量工况下,叶片尾部均形成一面积较小的高压区域,从 X 轴负方向径向力最大时到 X 轴正方向径向力最大的变化内,其高压区域面积明显在减小,压力也明显减小。

在 3 种流量工况下的蜗壳内流场都较稳定,特别是蜗壳出口靠近隔舌压力比较大的位置,其流场开始出现紊乱,均出现二次回流涡,并随着流量的增加,其二次回流涡流场紊乱加剧。在叶片吸力面靠近叶轮入口位置均出现回流旋涡,其形状、大小、位

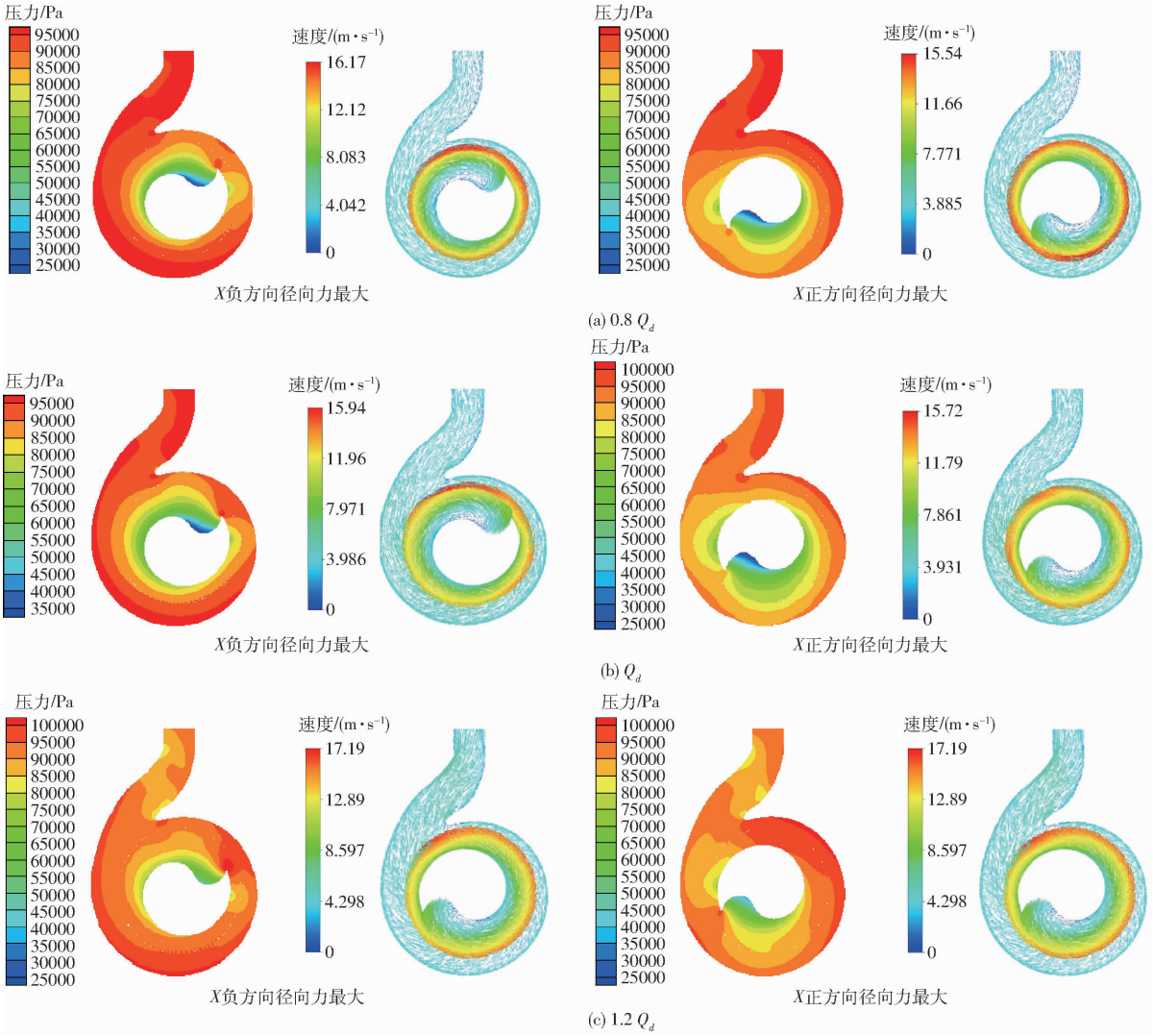

图 10　叶轮径向合力最大值处泵内流场图

Fig. 10　Flow field diagrams of pump in maximum value of radial force of impeller

置随着流量的增加基本没有发生变化。

4　结论

（1）蜗壳内压力脉动幅值最高均位于叶轮主频位置，并随着频率的增加，压力脉动幅值逐渐减小，同时随着流量的增加，压力脉动幅值也在逐渐减小。

（2）蜗壳上第二断面监测点处的压力脉动幅值最高，3 种流量工况下均有二次流旋涡出现，并随着叶轮旋转表现出周期性变化，同时随着流量的增加，涡的形状、大小、位置均发生变化，横向速度呈现先减小后增大的变化趋势，而涡的个数也表现出先增多后减小的变化趋势，这是引起蜗壳内 P2 监测点处压力脉动的重要原因。

（3）在整个周期内，蜗壳内压力表现出明显的周期性变化；而在叶片尾部则形成了一个较小的高压区域，高压区域面积和压力大小也随着叶轮旋转呈现周期性变化，并且压力随着流量的增加而减小。

（4）在叶片吸力面靠近叶轮入口位置均出现回流旋涡，其形状、大小、位置随着流量的增加基本不变。

参　考　文　献

1　关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京：宇航出版社，1995.

2　张华，陈斌，施卫东，等. 单叶片螺旋离心泵内部流场数值计算及油膜实验研究 [J]. 排灌机械工程学报，2016，34(5)：381－385.
ZHANG Hua，CHEN Bin，SHI Weidong，et al. Numerical simulation and oil film observation on flow field in impeller of screw centrifugal pump with single-blade [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering，2016，34(5)：381－385.（in Chinese）

3　KIM J H，CHO B M，KIM Y S，et al. Optimization of a single-channel pump impeller for wastewater treatment[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems，2016，9(4)：370－381.

4 JI P, YUAN S Q, YUAN J P. Numerical analysis of periodic flow unsteadiness in a single-blade centrifugal pump [J]. Science China Technological Sciences, 2013, 56(1): 212 – 221.

5 NISHI Y, FUJIWARA R, FUKUTOMI J. Design method for single-blade centrifugal pump impeller [J]. Journal of Fluid Science & Technology, 2009, 4(3):786 – 800.

6 BENRA F K, DOHMEN H J, SOMMER M. Periodically unsteady flow in a single-blade centrifugal pump: numerical and experimental results [C]// ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2005: 1223 – 1231.

7 KATZ J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump—part B: effects of blade-tongue interactions[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(4):31 – 36.

8 BENRA F K. Numerical and experimental investigation on the flow induced oscillations of a single-blade pump impeller [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(4): 783 – 793.

9 BRUN K, KURZ R. Analysis of secondary flows in centrifugal impellers [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2005, 2005(1):45 – 52.

10 孙志刚, 胡良军, 何平,等. Eckardt 叶轮二次流与射流尾迹结构研究[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(12): 2017 – 2021.
SUN Zhigang, HU Liangjun, HE Ping, et al. Investigation on the secondary flow structures and jet-wake structure of the Eckardt's impeller [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32(12): 2017 – 2021. (in Chinese)

11 王松林, 谭磊, 王玉川. 离心泵瞬态空化流动及压力脉动特性 [J]. 振动与冲击, 2013, 32(22): 168 – 173.
WANG Songlin, TAN Lei, WANG Yuchuan. Characteristics of transient cavitation flow and pressure fluctuation for a centrifugal pump [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(22): 168 – 173. (in Chinese)

12 王松林, 谭磊, 王玉川. 离心泵蜗壳内非定常流动特性 [J]. 振动与冲击, 2014, 33(11): 43 – 48.
WANG Songlin, TAN Lei, WANG Yuchuan. Characteristics of unsteady flow in a centrifugal pump volute [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(11): 43 – 48. (in Chinese)

13 孟根其其格, 谭磊, 曹树良,等.离心泵蜗壳内非定常流动特性的数值模拟及分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(22):183 – 190.
MENG Genqiqige, TAN Lei, CAO Shuliang, et al. Numerical simulation and analysis of unsteady flow characteristics in centrifugal pump volute [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(22):183 – 190. (in Chinese)

14 TORII D, NAGAHARA T, OKIHARA T. Suppression of the secondary flow in a suction channel of a large centrifugal pump [C]// IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2013,52(3): 668 – 672.

15 LENG H F, WANG F J, ZHANG Z C, et al. Suppression of secondary flows in a double suction centrifugal pump with different loading distributions [C]// IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2013, 52(3): 257 – 260.

16 WESTRA R W, BROERSMA L, ANDEL K V, et al. PIV measurements and CFD computations of secondary flow in a centrifugal pump impeller [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2010,132(6): 061104.1 – 061104.8.

17 李伟, 季磊磊, 施卫东,等. 不同流量工况下混流泵压力脉动试验[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(12): 70 – 76. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20161210&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.12.010.
LI Wei, JI Leilei, SHI Weidong, et al. Experiment on pressure fluctuation in mixed-flow pump under different flow rate conditions [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(12): 70 – 76. (in Chinese)

18 叶长亮, 王福军, 李怀成,等. 双进口两级双吸离心泵过渡流道压力脉动特性研究[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(2): 126 – 134. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20170217&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.02.017.
YE Changliang, WANG Fujun, LI Huaicheng, et al. Pressure fluctuation characteristics in inter-stage flow channel of double-inlet two-stage double-suction centrifugal pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(2): 126 – 134. (in Chinese)

19 AUVINEN M, ALA-JUUSELA J, PEDERSEN N. Transient flow simulations and performance analysis of a single-channel pump [C]//5th OpenFOAM Workshop, 2010.

20 朱相源, 江伟, 李国君,等. 导叶式离心泵内部流动特性数值模拟[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(6):34 – 41. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20160605&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.06.005.
ZHU Xiangyuan, JIANG Wei, LI Guojun, et al. Numerical analysis of hydraulic performance in centrifugal pump with vane diffuser[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(6): 34 – 41. (in Chinese)

21 肖若富, 吕腾飞, 王福军. 双蜗壳式双吸泵隔板结构对叶轮径向力的影响 [J]. 农业机械学报, 2011, 42(9):85 – 88.
XIAO Ruofu, LÜ Tengfei, WANG Fujun. Influence of rib structure in double- volute centrifugal pumps on the impeller radial force[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9):85 – 88. (in Chinese)

22 GAO B, ZHANG N, Li Z, et al. Influence of the blade trailing edge profile on the performance and unsteady pressure pulsations in a low specific speed centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2016, 138(5): 051106.

23 MENTER F R, KUNTZ M, LANGTRY R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model [C]// Turbulence, Heat and Mass Transfer, 2003, 4(1): 625 – 632.