排灌机械工程学报 第28卷 第4期
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering Vol. 28 No. 4

基于大涡模拟的离心泵蜗壳内压力脉动特性分析

袁建平，付燕霞，刘　阳，张金凤，裴　吉
（江苏大学 流体机械工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）

摘　要：为了研究由离心泵内部非定常流动引起的蜗壳流道内的压力脉动这一现象及其特性，针对带有三长三短叶片叶轮的离心泵，采用大涡模拟方法计算包括吸水室、叶轮和蜗壳全流道的流场，获得蜗壳流道压力脉动分布特性，并对其进行了频域和时域分析. 结果表明：由于叶片和蜗壳的动静相干作用，蜗壳内的压力脉动比较明显；在设计工况下，叶轮与蜗壳交界面周向上的隔舌处脉动最大；蜗壳内各监测点压力脉动的主频都是长叶片的通过频率，次主频为叶片的通过频率；蜗壳流道不同断面上的压力脉动基本一致，而扩压管内的压力脉动要比螺旋段的更有规律性；设计工况下，蜗壳内压力脉动没有明显的高频成分.

关键词：离心泵；压力脉动；蜗壳；大涡模拟；时域与频域分析
中图分类号：S277.9；TH311　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1674－8530(2010)04－0310－05

Analysis on pressure fluctuation within volute of centrifugal pump based on large eddy simulation

Yuan Jianping, *Fu Yanxia*, *Liu Yang*, *Zhang Jinfeng*, *Pei Ji*
(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: In order to study the characteristics of the pressure fluctuation in volutes caused by unsteady flow in centrifugal pumps, the whole flow field including those in the suction casing, impeller and discharge casing of a centrifugal pump was simulated based on large eddy simulation (LES). The impeller of the pump has three long blades and three splitter ones. The pressure fluctuation in the volute was analysed in time and frequency domains. The results show that the obvious fluctuation content depicts the interaction of the flow in impeller and that in volute. At design flow rate, the maximum fluctuation amplitude occurs at the interfaces between the impeller and volute and near the tongue. The dominant frequency of the monitor points in volute is of long blade passing frequency, and the sub-dominant one is of the splitter blade passing content. It can be found that the pressure fluctuation for different sections of volute is basically identical while the pressure fluctuation is more regular in the diffuser part than that in the spiral. There have no significant high-frequency components in volute at design flow rate.

Key words: centrifugal pump; pressure fluctuation; volute; large eddy simulation (LES); time-frequency domain analysis

由于离心泵的空间非对称性结构，叶轮高速旋转、叶轮和蜗壳的动静干涉相互作用以及流体的高粘性，其内部流动呈现出复杂的非定常特性. 这种非定常流动会引起流场的压力脉动，进而会引起泵系统及其设备的振动及噪声，严重时会损坏设备. 因此研究蜗壳内部的压力脉动特性对提高泵运行稳定性

收稿日期：2010－01－07
基金项目：国家自然科学基金资助项目(50979034)；江苏大学高级人才科研启动基金资助项目(09JDG032)
作者简介：袁建平(1970—)，男，江苏金坛人，副研究员(yh@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械内部流动及其诱导振动与噪声的研究.
付燕霞(1986—)，女，江西抚州人，硕士研究生(bb275001995@163.com)，主要从事泵内部非定常流动的研究.

万方数据

具有实际意义.

目前,对于离心泵内部流场压力脉动的研究主要集中在试验方面,至今仍没有一个理论来精确预测压力脉动的大小. Wang 等[1-2]试验研究了导叶内的压力脉动,得出其主要频率的压力脉动出现在非设计点时的叶频倍频处. 何秀华[3]在多级泵的试验基础上,探讨了压力脉动产生机理,指出叶频压力脉动取决于泵的水力设计,轴频压力脉动取决于动静干涉等因素. 应用试验的方法研究离心泵内压力脉动耗时长、花费大,而流动数值模拟可以很好地弥补这些不足. 目前,离心泵内部湍流流场数值模拟大多采用的是雷诺时均(RANS)法[4-5],而大涡模拟(large eddy simulation,LES)方法在水力机械非定常流动模拟中被证明很有优势[6]. Byskov 等[7]运用大涡模拟方法对离心泵叶轮内部流动进行了模拟,并与雷诺时均方法的计算结果和试验数据进行了对比,认为大涡模拟更能体现离心叶轮内部的复杂流动现象. 因此,应用大涡模拟计算离心泵内部的非定常流动,能更准确地揭示泵内部流动的复杂性,预测内部流场的压力脉动特性.

笔者利用 Fluent 软件应用大涡模拟方法对离心泵内吸水室、叶轮和蜗壳组成的全流道进行三维非定常数值计算,对离心泵蜗壳处的压力脉动进行深入分析.

1 数值计算模型与方法

1.1 泵的基本参数

计算模型为一单级单吸卧式蜗壳离心泵,其吸水室进口直径为 65 mm,叶轮进口直径为 75 mm,叶轮出口直径为 180 mm,叶片数为三长三短,蜗壳基圆直径为 210 mm. 泵的设计转速为 1 450 r/min,设计流量为 25 m^3/h,设计扬程为 8 m.

1.2 计算区域及计算网格

计算区域为蜗壳、叶轮和吸水室组成的全流道. 先在 Pro/E 中绘制泵内流场的三维模型,如图 1 所示,然后导入 Gambit 里进行网格划分. 计算网格采用适应性非常强的四面体非结构化体网格,并对蜗壳隔舌处的网格进行局部加密,其中叶轮的网格数是 159 815,蜗壳的网格数是 308 902(不包含加密的网格),吸水室的网格数是 373 124,加密后计算网格总数为 1 189 242,如图 2 所示.

计算时叶轮进口和进水流道、叶轮出口和蜗壳进口形成的交界面采用滑移网格技术,通过应用实时新界面的连续界面通量传递法实现实时耦合.



图 1 离心泵三维造型

Fig. 1 Three-dimensional model of centrifugal pump

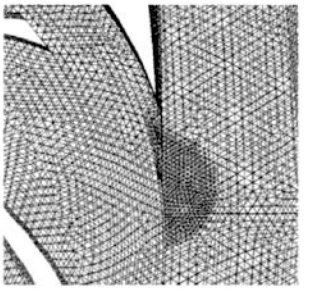


图 2 隔舌附近的网格

Fig. 2 Grid near tongue

1.3 大涡模拟方法及 Smagorinsky 涡粘模型

大涡模拟的思想是通过滤波方法将包括脉动运动在内的湍流瞬时运动分解成大尺度运动和小尺度运动两部分. 大尺度量通过数值求解滤波后的 N-S 运动微分方程获得,小尺度运动对大尺度运动的影响表现为类似于雷诺应力那样的应力项,称为亚格子雷诺应力,将通过建立模型来模拟. 将模型化的亚格子雷诺应力项代入滤波后的 N-S 方程就得到了大涡模拟的方程. 显然,只要尺度足够小,亚格子模型将更具普遍性,大涡模拟也更加有效[8]. 大涡模拟是建立在湍流统计理论和拟序结构基础上的一种数值预测方法,克服了湍流模式的时均处理和适用性差的缺点,特别适用于边界形状复杂、各向异性的大尺度涡的非定常流动计算.

Smagorinsky 模型是 Smagorinsky 于 1963 年提出的第一个亚格子模型,其概念简单且易于实施,自被提出以来得到广泛应用. 采用 Smagorinsky-Lilly 亚格子模型,其雷诺应力模型为

$$\tau_{ij}^{a} = \tau_{ij} - \frac{1}{3}\delta_{ij}\tau_{kk} = 2(C_s\Delta)^2 S_{ij}(2S_{ij}S_{ij})^{1/2} - \frac{1}{3}\overline{\tau_{kk}}\delta_{ij} = -2\upsilon_t S_{ij}, \quad (1)$$

万方数据

式中 ν_t 为亚格子涡粘性系数；C_s 为 Smagorinsky 常数，一般的 C_s 值在0.1到0.3之间；Δ 为过滤尺度；δ_{ij} 为Kronecker常数；S_{ij} 为流体应变率张量；τ_{ij} 代表了小涡对大涡的影响，需要采用一些假定模型进行模化；下标 i，j 分别指 x，y 坐标；下标 k 为湍动能.

1.4 边界条件和初始条件

进口边界取在吸水室进口法兰处，设为速度进口. 出口边界设在泵出口法兰处，采用自由出流的边界条件. 在壁面处采用无滑移边界条件，近壁区采用标准壁面函数. 应用标准 $k-\varepsilon$ 模型进行定常计算得到的流场作为大涡模拟计算的初始条件.

计算时采用的是全隐式时间格式，速度压力耦合采用 SIMPLE 算法，动量方程采用中心差分格式，滤波函数选用物理空间的盒式过滤器.

2 模拟结果及分析

2.1 隔舌附近静压分布及其压力脉动

2.1.1 隔舌附近的静压分布

图3为不同时刻隔舌附近的静压云图.

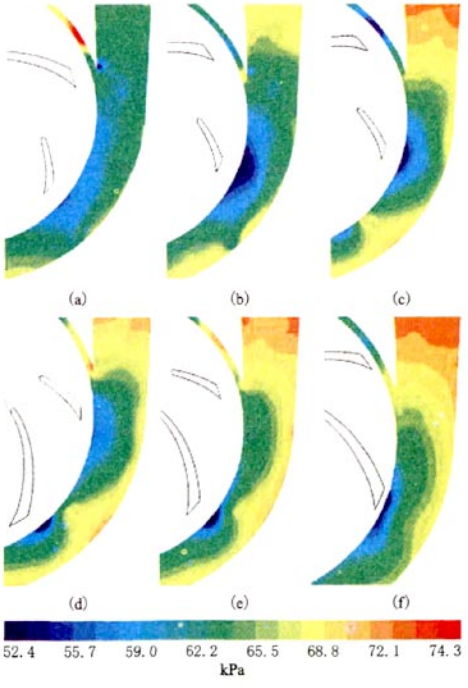


图3 不同叶片相对位置隔舌附近的静压云图

Fig. 3 Static pressure near tongue with different relative positions of blades

从图3中可以发现：

(1)当叶片转到隔舌处时，随叶轮转动的尾流，最终形成“射流”撞击隔舌头部，导致隔舌附近靠近第Ⅰ断面一侧的局部压力升高(如图3a,3e所示).

(2)当叶片转到隔舌处时，隔舌附近的整个区域的压力都很低(如图3a,3b所示)，即叶片转到隔舌时出口流量最大，而远离隔舌时出口流量最小，这与文献[9]结论类似.

(3)蜗壳扩压管的压力不受射流和尾流的影响，当叶片到达隔舌时压力最小(如图3a所示)，远离隔舌时压力最大(如图3f所示).

2.1.2 隔舌附近监测点的压力脉动

为了检测蜗壳隔舌交界处的压力脉动，在隔舌附近设立6个压力脉动监测点，如图4所示.

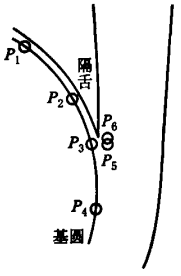


图4 隔舌附近监测点的分布图

Fig. 4 Pressure monitoring points near tongue

图5为监测点 P_3 - P_6 在一个周期内的压力脉动曲线.

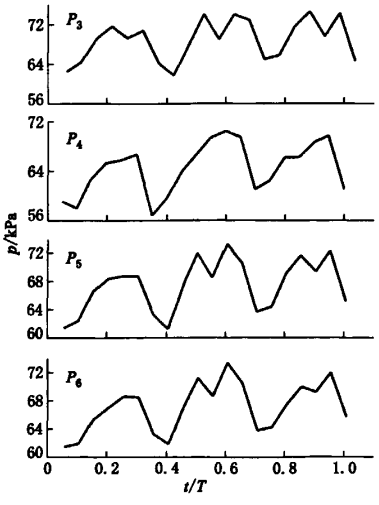


图5 隔舌附近监测点 P_3 - P_6 的压力脉动

Fig. 5 Pressure fluctuations at P_3 - P_6 monitoring locations

P_1，P_2 处的波形类似于图5中 P_3. 点 P_3 的压力平均值很高，该处的压力脉动曲线上有6个峰值、3个大的波谷和3个小的波谷，这是由于叶轮内的高

万方数据

速低压流体和蜗壳内低速高压流体撞击汇合的结果. P_4 处只有3个波峰. 点 P_5,P_6 位于蜗壳出口并远离叶片的位置,因为受叶片干扰小,这两点的压力脉动几乎完全一致,都存在3个大的波谷、3个大的峰值. 对蜗壳出口的其他位置进行监测表明,其他位置的压力脉动波形与 P_5,P_6 处的几乎一致,这也许就是许多研究者用压力脉动波形来代替噪声波形的原因.

2.2 蜗壳处的压力脉动分析

泵在设计工况下,在蜗壳内选择了11个监测点,监测点分布如图6所示.

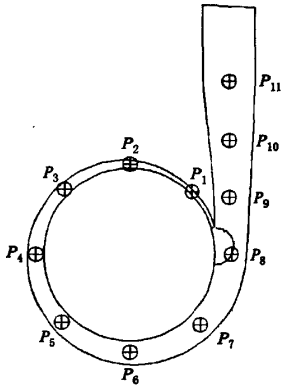


图6 蜗壳流道内监测点的分布图

Fig. 6 Pressure monitoring points in volute

图7为设计工况下监测点 P_1,P_3,P_5,P_7,P_9,P_{11} 的压力脉动时域图,各点的压力波动形式基本一致,都有3个大波峰与3个小波峰、3个大的波谷与3个小的波谷,且在设计流量下,沿蜗壳螺旋方向静压平均值增大. 从图7中还可以看出,蜗壳扩压管内的压力脉动要比螺旋段的更有规律性.

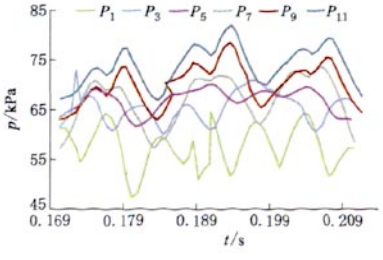


图7 设计工况下蜗壳流道内监测点的压力脉动时域图

Fig. 7 Pressure fluctuations at monitoring points of volute at design flow rate

功率谱经过FFT变换得到,物理意义为压力序列的功率如何随频率分布. 图8是蜗壳内各监测点的压力脉动频域图. 从图8中可以发现,各点压力脉动的主频都是72 Hz(约长叶片的叶频),次主频是144 Hz(约叶片的叶频);蜗壳内没有出现明显的高频压力脉动,这是因为设计工况时压力脉动主要是由动静干涉引起的.

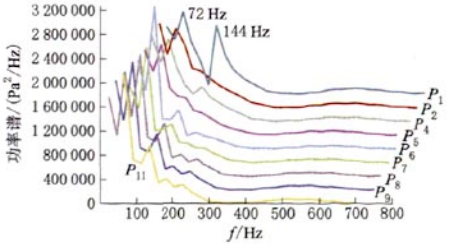


图8 设计工况下蜗壳内监测点的压力脉动频域图

Fig. 8 Frequency spectra of pressure fluctuations at monitoring points of volute at design flow rate

为了分析叶轮与蜗壳间由于动静干涉引起的压力脉动沿周向上的变化规律,在叶轮出口和蜗壳进口间隙处取交界面 $r=95$ mm,每隔10°取一监测点,监测压力变化情况. 图9是压力脉动峰值沿周向的变化情况.

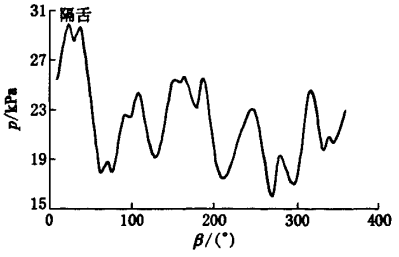


图9 交界面上各点压力脉动峰值变化图

Fig. 9 Change of pressure maximum at interface

从图9分析可知,叶轮和蜗壳间的相互干涉引起离心泵内的不稳定流动,产生了较大的压力脉动. 隔舌在圆周的角度为16°,从波形图上看出此处脉动最大. 隔舌附近靠近第Ⅰ断面一侧,由于尾流的冲击,压力脉动也很大,表现在图9上为次高峰.

2.3 泵外特性试验

通过对泵进行外特性试验测试,且将试验得出的性能曲线与数值模拟计算得出的性能曲线进行对比分析,如图10所示. 可以看出,预测结果与试验结果曲线在趋势上一致.

从图10中也可以看出,扬程 H - 流量 Q 曲线、效率 η - 流量 Q 曲线在设计工况附近吻合得较好. 由此可见,该数学模型能够比较准确地预测该泵的外特性,也为数值计算分析压力脉动结果提供了保证.

万方数据

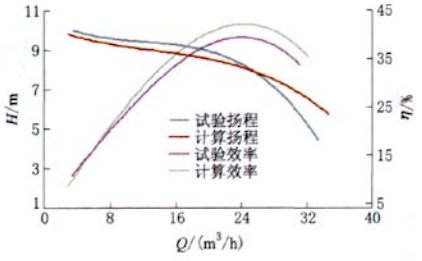


图 10 水泵性能曲线的试验值与计算值对比
Fig. 10 Comparision of experimented performance curves with caculated curves

3 结 论

(1)由于叶片和蜗壳的动静相干作用,蜗壳内的压力脉动比较明显,是引起离心泵不稳定运行的原因之一,应引起十分重视.

(2)叶轮与蜗壳交界面周向上的隔舌处脉动最大,在隔舌附近第Ⅰ断面一侧,由于尾流冲击,压力脉动也很大.

(3)因蜗壳扩压管远离叶片,受叶片的干扰小,因而受射流和尾流的影响较小,当叶片转到隔舌时压力最小,转离隔舌时压力最大.

(4)在设计工况下蜗壳流道不同断面上的压力脉动基本一致,扩压管内的压力脉动要比螺旋段的更有规律性. 蜗壳各断面压力脉动的主频都是长叶片的叶频,次主频是叶片的叶频,蜗壳内没有出现明显的高频压力脉动.

参考文献(References)

[1] Wang H, Tsukamoto H. Experimental and numerical study of unsteady flow in a diffuser pump at off-design conditions[J]. *J Fluids Eng*, 2003, 125(5): 767 - 778.

[2] Wang H, Tsukamoto H. Fundamental analysis on rotor-stator interaction in a diffuser pump by vortex method [J]. *J Fluids Eng*, 2001, 123(4): 737 - 747.

[3] 何秀华. 水泵压力脉动的类型研究[J]. 排灌机械, 1996, 15(4): 47 - 50.
He Xiuhua. Study on the types of pressure fluctuation in pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 1996, 15(4): 47 - 50. (in Chinese)

[4] 付 强, 朱荣生, 李维斌. 扭曲叶片离心泵叶轮内三维湍流数值模拟[J]. 排灌机械, 2005, 24(3): 14 - 16.
Fu Qiang, Zhu Rongsheng, Li Weibin. Numerical simulation of 3D turbulent flow in the centrifugal pump with twisted-blade[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2005, 24(3): 14 - 16. (in Chinese)

[5] Chu S, Dong R, Katz J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump—Part B: Effects of blade-tongue interactions[J]. *J Fluids Eng*, 1995, 117(1): 30 - 35.

[6] 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.

[7] Byskov R K, Jacobsen C B, Pedersen N. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions—Part Ⅱ: Large eddy simulations[J]. *J Fluids Eng*, 2003, 125(1): 73 - 83.

[8] 张兆顺, 崔桂香, 许春晓. 湍流大涡数值模拟的理论和应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.

[9] Dong R, Chu S, Katz J. Quantitative-visualization of the flow within the volute of a centrifugal pump—Part B: Results [J]. *J Fluids Eng*, 1992, 114(3): 396 - 403.

(责任编辑 徐云峰)

万方数据