

# 双吸离心泵叶片区压力脉动特性分析\*

瞿丽霞 王福军 丛国辉 姚志峰

(中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083)

**【摘要】** 采用大涡模拟方法(LES)和滑移网格技术,对双吸离心泵不同工况下的内部三维非定常湍流流场进行了数值模拟,研究了叶轮区域流场特性及叶片表面的压力脉动特性。结果表明,叶片区的压力脉动频率以叶轮转频为主,且压力脉动幅值随着偏离设计工况程度的增大而显著增加,尤其是在小流量工况  $Q/Q_d = 0.62$  下,压力脉动变化幅度最大,约为最优工况的3倍;设计工况下,叶片头部区域压力脉动幅值最大,约为静压均值的14%,分别比叶片正面中心处大86%,比叶片背面中心处大169%。

**关键词:** 双吸离心泵 叶片 压力脉动 大涡模拟

**中图分类号:** TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)09-0079-06

## Pressure Fluctuations of the Impeller in a Double-suction Centrifugal Pump

Qu Lixia Wang Fujun Cong Guohui Yao Zhifeng

(College of Water Conservancy and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

### Abstract

The large eddy simulation method with sliding mesh technology was used to investigate unsteady flow characteristic in a double-suction centrifugal pump on different operating conditions. The unsteady flow in the impeller, especially on the blade surface was focused on. The results showed that the rotating frequency dominated the pressure fluctuations in the impeller at design and off-design conditions. The amplitude of the pressure fluctuation became higher when the flow rate was farer from the design flow rate, especially at  $Q/Q_d = 0.62$  that the maximum amplitude occurred, nearly three times of design condition. At design condition, the maximum amplitude of pressure fluctuations happened on the blade leading edge, nearly 14% of average pressure, which was respectively 86% and 169% higher than the centers of the blade pressure side and suction side.

**Key words** Double-suction centrifugal pump, Blade, Pressure fluctuation, Large eddy simulation

### 引言

双吸离心泵广泛应用于大型调水工程、农田灌溉和城镇供水等领域,其内部动静干涉等因素可能引起泵内压力脉动,进而导致振动、噪声等危害。随着双吸离心泵尺寸不断增大,功率不断增加,运行稳定性问题显得尤为突出。

叶片区压力脉动是直接影响离心泵转子振动的重要因素,研究该区域压力脉动情况可以为叶片优化设计、提高水泵运行稳定性提供依据。获取压力

脉动信息最直接的方法是试验测试,但这种方法对于离心泵,尤其是小型离心泵来说存在很大的技术难度,且成本高、周期长。随着CFD技术的发展,已有越来越多的学者将CFD应用于离心泵的非定常流场特性研究<sup>[1~4]</sup>。

目前,离心泵内部湍流数值模拟广泛采用RANS方法。但对于非定常问题,由于时间平均的雷诺方程和湍流模型是基于Boussinesq的粘性假定提出的,认为湍流粘性各向同性,故在求解复杂湍流流动时具有一定的局限性。而大涡模拟(large

收稿日期: 2010-08-30 修回日期: 2010-10-08

\* 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2009TD12)和北京市教委科学研究与科研基地建设项目(20100909)

作者简介: 瞿丽霞,博士生,主要从事水动力学与水力机械研究,E-mail: qulixia2005@163.com

通讯作者: 王福军,教授,博士生导师,主要从事水动力学与水力机械研究,E-mail: wangfj@cau.edu.cn

eddy simulation, 简称 LES) 方法则在求解水力机械流场的非定常压力脉动方面被证明具有特殊的优势<sup>[5-9]</sup>。使用大涡模拟进行双吸泵内部流场的非定常数值模拟, 可以充分体现双吸泵内部流场的复杂性, 并能够预测内部流场的压力脉动特性, 具有工程实际意义。

本文采用大涡模拟方法, 对整个双吸离心泵在不同工况下的内部流场进行非定常数值模拟, 并对叶片区域的流场特性及压力脉动情况进行分析。

## 1 大涡模拟方法概述

大涡模拟方法的基本思想是: 将比网格尺度大的湍流运动通过 N-S 方程直接计算, 而对于比网格尺度小、趋于各向同性的小尺度涡运动对大尺度涡运动的影响则通过建立亚格子尺度模型来模拟。

针对非定常粘性不可压缩流体的大涡模拟方法中所使用的控制方程, 经滤波处理后得到瞬时连续方程和动量方程, 用于求解大涡流场, 分别表示为

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

其中  $\tau_{ij} = \rho(\bar{u}_i \bar{u}_j - \bar{u}_i \bar{u}_j)$

式中  $\bar{u}_i, \bar{u}_j$ ——滤波后的速度矢量

$\rho$ ——介质密度  $x_i, x_j$ ——空间坐标

$\mu$ ——动力粘性系数  $\bar{p}$ ——滤波后的压力

$\tau_{ij}$ ——亚格子尺度应力 (subgrid-scale stress, 简称 SGS 应力)

亚格子尺度应力是过滤掉的小尺度涡和大尺度涡间的动量输送, 体现了小尺度涡运动对主流大涡的影响。

由于式(2)中的  $\bar{u}_i$  和  $\bar{u}_j$  均未知, 必须要建立亚格子尺度模型 (subgrid-scale model, 简称 SGS 模型), 使式(2)封闭。

目前, 主要应用的亚格子尺度模型建立模式是涡粘模式, 通过假定产生项等于耗散项进行推导, 假定亚格子尺度湍流应力与大尺度分量的应变率成正比。应用最早、最基本的涡粘模式亚格子尺度模型由 Smagorinsky 提出<sup>[10]</sup>, Lilly 对此模型进行了改进<sup>[11]</sup>, 得到了目前应用非常广泛的 Smagorinsky-Lilly 亚格子尺度模型, 其假定 SGS 的形式为

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = -2\mu_t \bar{S}_{ij} \quad (3)$$

式中  $\mu_t$ ——亚格子尺度湍动粘度

$\tau_{kk}$ ——亚格子尺度正应力

$\bar{S}_{ij}$ ——可解尺度的变形率张量

$\delta_{ij}$ ——Kroenecker delta 函数

近年来一些研究表明, 平均地、整体地看能量是从大尺度输运到小尺度, 但同样存在能量输运的逆过程, 即小尺度向大尺度的能量反射。广泛采用的 Smagorinsky 模式是绝对耗散的, 虽不能提供小尺度的能量反射, 但对于预报小尺度能量的产生和耗散是正确的<sup>[12]</sup>。而经典 Smagorinsky 及 Smagorinsky-Lilly 亚格子尺度模型被证明在多数流动模拟中有很好的效果<sup>[6]</sup>。因此, 本文采用 Smagorinsky-Lilly 亚格子尺度模型作为双吸离心泵内部湍流大涡模拟的 SGS 模型。

## 2 研究对象

本文研究的双吸离心泵结构形式如图 1 所示, 叶轮出口直径  $D = 250 \text{ mm}$ , 叶片数  $Z = 6$ , 转速  $n = 1450 \text{ r/min}$ , 设计流量  $Q_d = 0.485 \text{ m}^3/\text{s}$ , 设计扬程  $H_d = 14.6 \text{ m}$ 。

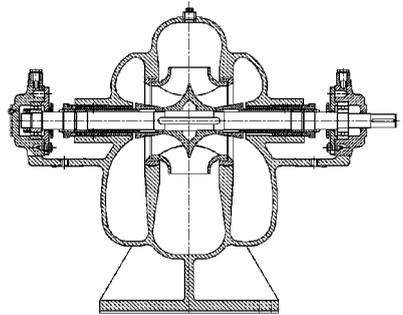


图 1 双吸离心泵结构示意图

Fig. 1 Sketch of double-suction centrifugal pump geometry

## 3 数值计算

### 3.1 计算域和网格

根据二维工程图纸进行三维造型, 得到计算流体域模型, 主要包括叶轮、吸水室、压水室 3 部分。由于双吸离心泵为左右对称结构, 故本文取对称的 1/2 作为计算域, 以保证在同样的计算资源条件下, 获得更高的计算精度。

由于双吸离心泵的几何结构比较复杂, 采用了对复杂边界适应性强的非结构化四面体网格对计算域进行网格划分, 在叶片周围和压水室隔舌处, 进行了网格加密, 如图 2 所示, 网格单元总数是 435 493。

### 3.2 边界条件

在泵进口法兰处, 设置速度进口边界, 其值由流量和进口过流面积确定。在泵出口法兰处, 设置为自由出流边界, 认为泵内流动在出口已经达到充分发展状态。对于泵内转子部件和定子部件之间的交界面, 引入滑移网格技术进行处理。固壁采用无滑

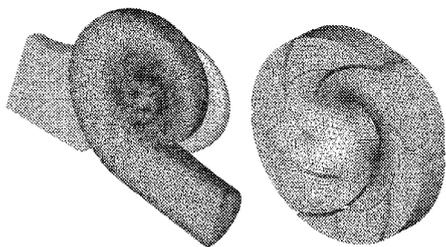


图2 计算域及网格

Fig. 2 Computational domain and unstructured mesh

移壁面边界条件。

### 3.3 数值求解方法

采用有限体积法对瞬态控制方程进行离散,非耦合隐式方案进行求解,对流项离散采用二阶迎风格式,压力项离散采用对高雷诺数高速强旋流更有效的PRESTO差分格式。压力和速度的耦合求解采用适于非定常计算的PISO算法。采用稳态RANS定常计算结果作为非定常计算的初始流场。为了得到足够分辨内部流场的非定常信息,计算时间步长取为 $1.15 \times 10^{-4}$  s,每60个时间步长为一叶片通过周期。

### 3.4 计算工况点及压力脉动监测点的设置

本文计算的水泵运行工况点 $Q/Q_d$ 为: 0.62、0.80、0.93、1.00和1.20, $Q$ 表示流量。

压力脉动监测点需要设定在流道中压力脉动具有代表性的位置,为了监测叶片表面特定区域的压力脉动情况,布置了如图3所示的压力脉动监测点。

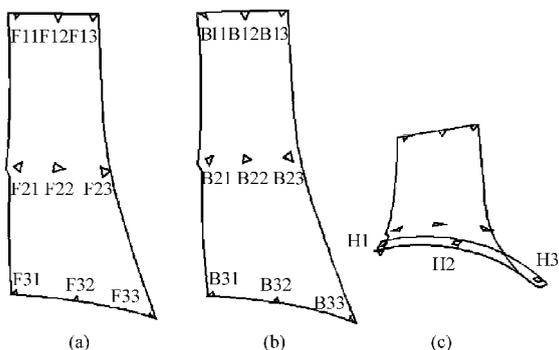


图3 叶片上压力脉动监测点设置示意图

Fig. 3 Pressure monitoring locations on the blade

(a) 叶片工作面 (b) 叶片背面 (c) 叶片头部

需要注意的是,在Fluent中设置叶片上监测点时,需要使用Adapt下拉菜单的Region选项将监测点对应节点所在网格单元标记出来;然后使用Grid下拉菜单中的Separate→Face选项,将上一步标记的网格单元分离出来,即得到图中所示的监测点。

## 4 数值计算

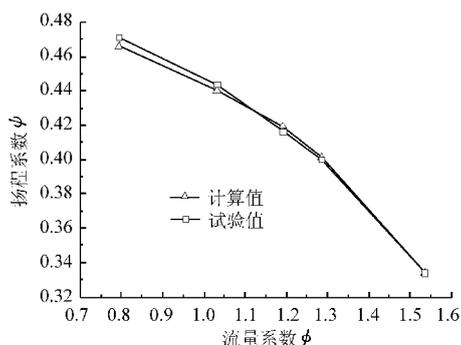
### 4.1 外特性预测

根据计算得到的水泵进出口总能量差以及轴功

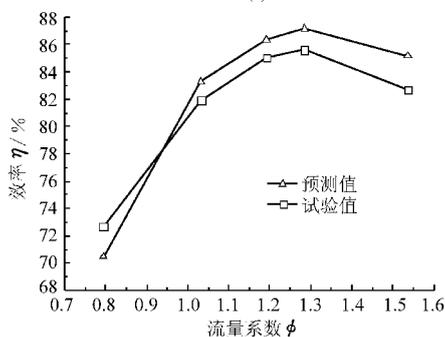
率,可以算出泵在不同工况下的扬程、效率,然后绘制出流量-扬程、流量-效率曲线,如图4所示。扬程系数 $\psi$ ,流量系数 $\phi$ 定义为

$$\psi = H / (n^2 D^2)$$

$$\phi = Q / (n D^3)$$



(a)



(b)

图4 水泵性能曲线的预测值与试验值对比

Fig. 4 Comparison of the performance curves

(a) 水泵扬程 (b) 水泵效率

由图中可以看出,预测结果与试验结果在趋势上完全一致。其中,效率计算值在小流量工况下比试验值略低,在大流量时比试验值略高,但与试验值相比不超过3%;而扬程计算值在小流量时略低于试验值,在设计流量及大流量下与试验数据吻合较好。可见,该数学模型比较准确地预测了该泵的外特性,也为进一步的预测分析提供了保证。

### 4.2 叶片区域流场特性分析

#### 4.2.1 设计工况下不同时刻叶片区压力和速度

在设计工况下,本文选取了叶片转过压水室隔舌的3个典型时刻来研究叶片区域的压力和速度分布情况,分别为 $t_1 = 0.5908$  s(叶片距隔舌 $2/3$ 个叶片周期), $t_2 = 0.5931$  s(叶片距离隔舌 $1/3$ 个叶片周期), $t_3 = 0.5954$  s(叶片离隔舌最近)。其中,一个叶片周期为: $0.000115 \times 60 = 0.0069$  s。

图5表示设计工况下叶片工作面压力分布随时间变化的情况。由图中可以看出,叶片进口区域的压力分布随时间变化并不明显,而叶片出口的压力变化稍显复杂,尤其在 $t_2$ 时,叶片出口的压力分布呈现为较复杂的三块高压分布。

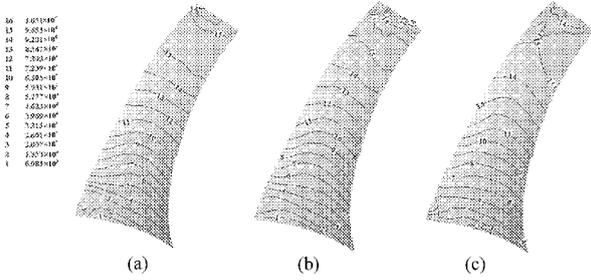


图5 设计工况下不同时刻叶片工作面压力分布

Fig. 5 Pressure distributions on the blade pressure side at different time on design condition

(a)  $t_1$  (b)  $t_2$  (c)  $t_3$

图6给出了设计工况下叶片背面压力分布随时间变化的情况。可以看出,叶片背面靠近出口处的压力随时间变化并不大;叶片进口靠近前盖板处存在一个低压区,且随着时间的变化逐渐增大。

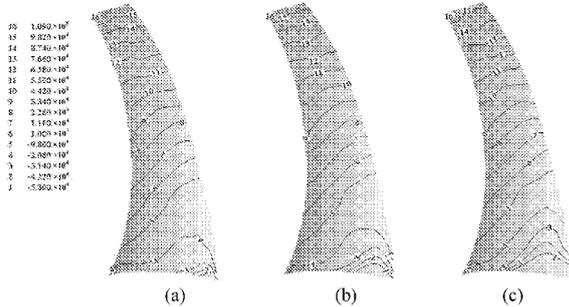


图6 设计工况下不同时刻叶片背面压力分布

Fig. 6 Pressure distributions on the blade suction side at different time on design condition

(a)  $t_1$  (b)  $t_2$  (c)  $t_3$

图7表示设计工况下叶片工作面相对速度分布随时间变化的情况。由图中可以看出,3个时刻下,在叶片进口靠近前盖板处均存在一个小的回流区,且在 $t_1$ 和 $t_2$ 时比较明显。速度最大值出现在叶片出口,最小值则出现在靠近叶片进口处。

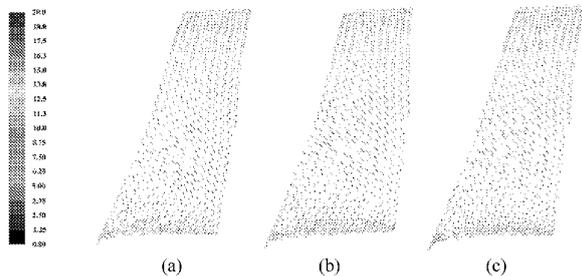


图7 设计工况下不同时刻叶片工作面的相对速度矢量

Fig. 7 Velocity distributions on the blade pressure side at different time on design condition

(a)  $t_1$  (b)  $t_2$  (c)  $t_3$

图8表示设计工况下不同时刻的叶片背面相对速度分布。由图中可以看出,3个时刻下的叶片背面靠近出口处,都存在一个小的相对速度区域,且该处相对速度方向有横向发展趋势,但数值很小。另

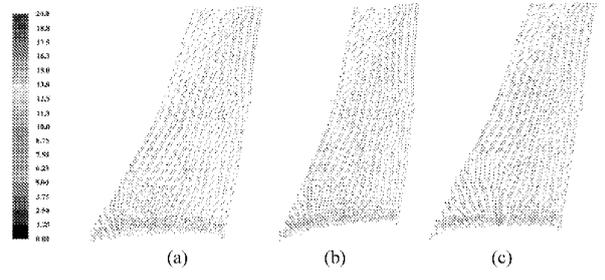


图8 设计工况下不同时刻叶片背面的相对速度矢量

Fig. 8 Velocity distributions on the blade suction side at different time on design conditions

(a)  $t_1$  (b)  $t_2$  (c)  $t_3$

外一个相对速度较小的区域是叶片进口到中部靠近后盖板处。在 $t_3$ 时刻,其叶片进口靠近前盖板处的相对速度比其他两个时刻小。总体来说,3个时刻下,叶片背面相对速度的分布及大小并没有太多变化,分布趋势较为一致。

### 4.2.2 不同工况下同一时刻叶片区压力和速度

图9表示不同工况下 $t_1$ 时刻叶片工作面的压力分布。可以看出,同一时刻,小流量工况下的高压区压力值较大,而大流量工况下高压区压力值则较小。小流量工况和设计工况的压力分布比较相似,但是小流量工况在叶片出口的压力分布相对于设计工况略显复杂。大流量工况下,最大压力区从小流量和设计工况下的窄条型过渡为集中在叶轮后盖板一侧,且叶片出口的压力分布相对于设计流量和小流量都更加复杂。

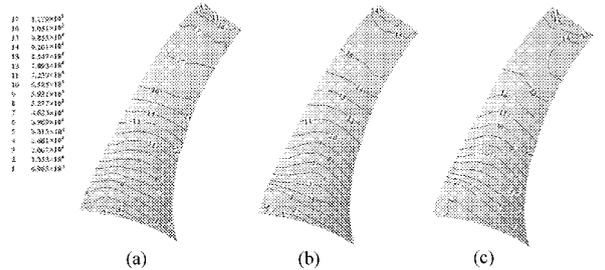


图9 不同工况下 $t_1$ 时刻叶片工作面压力分布

Fig. 9 Pressure distribution on the blade pressure side at  $t_1$  on different operating conditions

(a)  $Q/Q_d=0.80$  (b)  $Q/Q_d=1.00$  (c)  $Q/Q_d=1.20$

在 $t_1$ 时刻,不同工况下的叶片背面压力分布如图10所示。可以看出,小流量工况下,叶片背面的压力分布并不均匀,尤其是在叶片中部靠近后盖板处,可以看到一个明显的压力分布扭曲;设计工况下,压力分布相对均匀,在叶片进口靠近前盖板处的低压区也比较集中;大流量工况下,压力分布也相对均匀,但叶片进口靠近前盖板处的低压区明显比设计工况下大,沿叶片出口到叶片进口的压力分布趋势从横向演变到纵向。

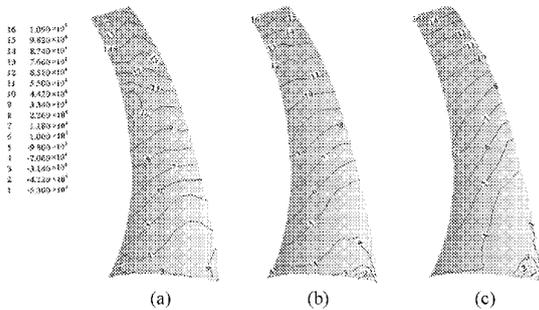


图10 不同工况下  $t_1$ 时刻叶片背面压力分布

Fig. 10 Pressure distribution on the blade suction side at  $t_1$  on different operating conditions

(a)  $Q/Q_d=0.80$  (b)  $Q/Q_d=1.00$  (c)  $Q/Q_d=1.20$

### 4.3 叶片区域压力脉动特性分析

#### 4.3.1 设计工况下叶片区不同监测点压力脉动

图11表示的是设计工况下叶片上不同监测点的压力脉动时域特性。可以看出,叶片上各监测点的压力脉动时域变化具有明显的周期性,且与叶轮旋转周期相同。位于叶片头部的监测点H2,其压力随着时间变化的梯度最大,幅值达到了静压均值的14%;叶片工作面F22处次之,其压力变化幅值约为静压均值的10%;叶片背面B22处的压力变化幅值最小,约为静压均值的4%。

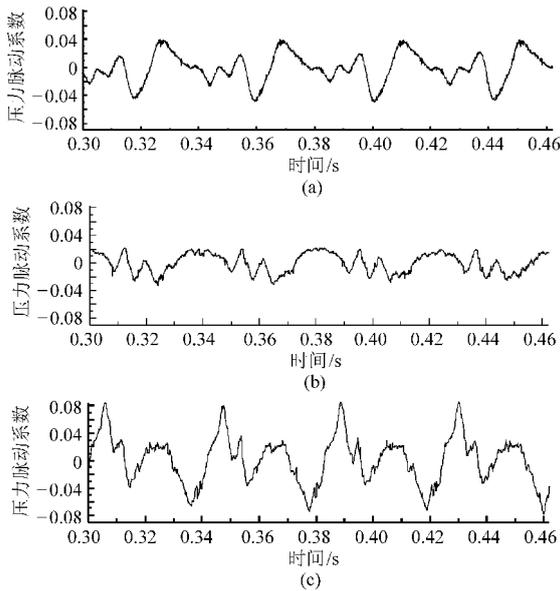


图11 设计工况下 F22、B22、H2 监测点压力脉动时域图

Fig. 11 Pressure fluctuations at F22, B22, H2 monitoring locations on design condition

(a) F22 监测点 (b) B22 监测点 (c) H2 监测点

通过快速傅里叶变换(FFT)得到 F22、B22、H2 的压力脉动频域图,如图12所示,图中  $f$  表示压力脉动频率。可以看出,设计工况下叶片表面不同监测点的压力脉动频率均以叶轮转频( $f_r=24.17\text{ Hz}$ )为主,叶片头部的监测点 H2 的脉动幅值最大,脉动幅值最小的是叶片背面监测点 B22。其中 H2 处最

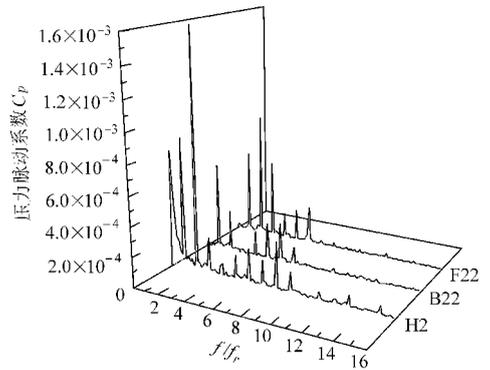


图12 设计工况下 F22、B22、H2 监测点压力脉动频域图

Fig. 12 Frequency spectra of pressure fluctuations at F22, B22, H2 monitoring locations on design condition

大脉动幅值比 F22 处大 86%,比 B22 处大 169%。3 个监测点压力脉动频域特征如下:F22 监测点最大脉动幅值出现在  $2f_r$  处,之后幅值由大到小分别出现在  $f_r, 3f_r, 6f_r, 5f_r$  和  $4f_r$  处;B22 监测点最大脉动幅值出现在  $f_r$  处,之后幅值由大到小分别出现在  $2f_r, 6f_r, 5f_r, 4f_r, 7f_r$  和  $3f_r$  处;H2 监测点最大脉动幅值出现在  $2f_r$  处,之后幅值由大到小分别出现在  $f_r$ 、低于  $f_r, 8f_r, 3f_r, 6f_r, 7f_r, 5f_r, 9f_r$  和  $4f_r$  处,其中低于  $f_r$  处的脉动幅值相对于其他两个监测点来说也比较大,成为主导频率之一。

#### 4.3.2 不同工况下叶片区同一监测点压力脉动

图13表示叶片工作面上的监测点 F22 在不同工况下的压力脉动时域特性。由图中可以看出,4 个工况下的压力脉动时域图都呈现出周期性变化,其中设计工况和大流量工况下,压力脉动的时域波形比较稳定;而小流量工况下,压力脉动的时域波形显示出一定的不稳定性。设计工况下,压力脉动变化幅度最小,大概为静压均值的 10%。其余几个工况由小到大依次为: $Q/Q_d=1.20$ ,压力脉动变化幅度为静压均值的 12% 左右; $Q/Q_d=0.80$ ,压力脉动变化幅度为静压均值的 20% 左右; $Q/Q_d=0.62$ ,压力脉动变化幅度为静压均值的 27% 左右。

由图14可以看出,不同工况下叶片工作面监测点 F22 的压力脉动频率均以叶轮转频  $f_r$  为主,其中设计工况下的压力脉动最大幅值最小,而  $Q/Q_d=1.20, Q/Q_d=0.80$  和  $Q/Q_d=0.62$  工况下的压力脉动最大幅值与设计工况相比,分别增大 87%、100%、和 179%。可见,随着偏离设计工况程度的加大,压力脉动最大幅值也随之增大。

设计工况下,压力脉动最大幅值出现在 2 倍叶轮转频处;偏离设计工况情况下,压力脉动最大幅值均出现在 1 倍叶轮转频处;随着偏离设计工况程度的加大,低于 1 倍叶轮转频的频率区域脉动幅值随之增大,并逐渐占据主导地位。

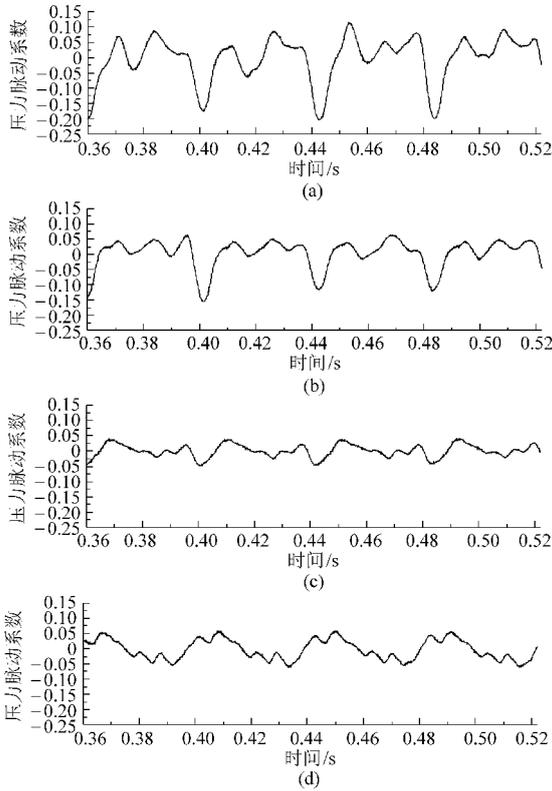


图 13 不同工况下监测点 F22 处压力脉动时域图

Fig. 13 Pressure fluctuations at F22 on different operating conditions

- (a)  $Q/Q_d = 0.62$  (b)  $Q/Q_d = 0.80$   
 (c)  $Q/Q_d = 1.00$  (d)  $Q/Q_d = 1.20$

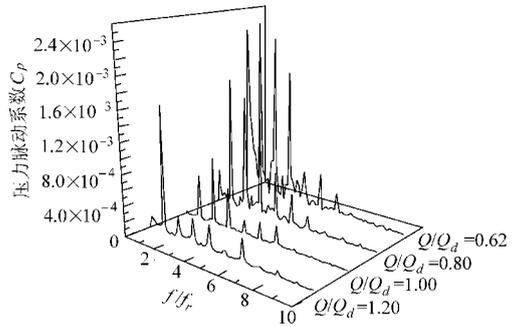


图 14 不同工况下监测点 F22 处压力脉动频域图

Fig. 14 Frequency spectra of pressure fluctuations at F22 on different operating conditions

## 5 结论

(1) 叶片区的压力脉动频率以叶轮转频为主,且叶片头部区域压力脉动幅值最大,约为静压均值的 14%。

(2) 叶片区压力脉动幅值随着偏离设计工况程度的增加而显著增加。设计工况下,叶片工作面中心处压力脉动变化幅度最小,大概为静压均值的 10%,而在  $Q/Q_d = 1.20$  工况下约为 12%, $Q/Q_d = 0.80$  工况下约为 20%, $Q/Q_d = 0.62$  工况下约为 27%。

(3) 设计工况下,叶片工作面中心处的压力脉动最大幅值出现在 2 倍叶轮转频处,而在偏离设计工况情况下,压力脉动最大幅值均出现在 1 倍叶轮转频处。

## 参 考 文 献

- 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): 111 102 ~ 111 112.
- Spence R, Amaral-Teixeira J. A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump [J]. Computers & Fluids, 2009, 38(6): 1 243 ~ 1 257.
- González Jose, Santolaria Carlos, Blanco Eduardo, et al. Unsteady flow structure on a centrifugal pump: experimental and numerical approaches [C] // Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, Montreal, Canada, 2002: 761 ~ 768.
- 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(6): 690 ~ 704.
- 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]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(1): 73 ~ 83.
- Nagahara T, Inoue Y, Sato T, et al. Investigation of the flow field in a multistage pump by using LES [C] // Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, Houston, USA, 2005: 1 321 ~ 1 329.
- 丛国辉. 双吸离心泵站水力稳定性研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2007.  
 Cong Guohui. Study on hydraulic stability of double-suction centrifugal pump station [D]. Beijing: China Agricultural University, 2007. (in Chinese)
- 丛国辉, 王福军. 双吸离心泵隔舌区压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(6): 60 ~ 67.  
 Cong Guohui, Wang Fujun. Numerical investigation of unsteady pressure fluctuations near volute tongue in a double-suction centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(6): 60 ~ 67. (in Chinese)
- 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): 1 003 ~ 1 009.  
 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): 1 003 ~ 1 009. (in Chinese)

图6所示的试验结果表明,双向进水流道出口的流速分布较为均匀。由图6a的测试结果可知,轴向流速 $v_{am}$ 的较高值也在内侧。 $v_{am}/v_{amm}$ 的最大值为1.0左右,较小值为0.9左右,断面流速均匀度在93%以上。从图6b的测试结果看,切向流速分量 $v_{um}$ 数值也比较小,方向亦有正负。图6c的径向水流角度测试结果表明,径向水流角很小,即径向流速的分量很小,说明水流是收缩的,没有脱流发生。

和其他类似的泵装置的性能相比较,采用双向进水流道的泵装置性能同样优良,最佳效率点BEP为68.89%。

## 4 结论

(1)通过数值模拟获得了双向流道泵装置内的

流速场,结果表明双向进水流道和单向进水流道一样,水流流态良好,与试验观测的结果相类似,能够满足水泵运行对流态的要求,水泵的装置性能良好,最佳效率68.89%。

(2)双向进水流道出口断面(泵叶轮进口)的流速分布均匀,流速均匀度达到93%,可以保证水泵运行所要求的进口水流条件。从本质上讲,双向进水流道在运行时也就是单向进水流道,只不过其后壁距离较大。

(3)从数值模拟的流速分布计算结果和试验的流速分布测量结果比较看,二者较为一致;数值模拟的泵装置性能和试验测试得到的性能在BEP高效区比较接近。因此数值模拟的方法用于对双向流道泵装置的流动计算和性能预测具有较大的实用价值。

## 参 考 文 献

- 刘超. 水泵及水泵站[M]. 北京:中国水利水电出版社,2009.
- 刘超,周济人,汤方平,等. 低扬程双向流道泵装置研究[J]. 农业机械学报,2001,32(1):49~51.  
Liu Chao, Zhou Jiren, Tang Fangping, et al. Study on a low-lift and two-way pumping system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001, 32(1): 49~51. (in Chinese)
- 刘超. 双向钟形进水流道的试验研究[J]. 江苏农学院学报,1985(4):9~12.  
Liu Chao. A new type suction casing for two-direction pumping installation [J]. Journal of Jiangsu Agricultural College, 1985(4): 9~12. (in Chinese)
- 周济人,刘超,袁家博,等. 大型泵站箱涵式双向进水流道试验研究[J]. 扬州大学学报:自然科学版,1999,2(4):79~82.  
Zhou Jiren, Liu Chao, Yuan Jiabo, et al. Model test on the two-way suction box of large pumping station [J]. Journal of Yangzhou University: Natural Science Edition, 1999, 2(4): 79~82. (in Chinese)
- Chen Hongxun, Guo Jiahong. Numerical simulation of 3-D turbulent flow in the multi-intakes sump of the pump station [J]. Journal of Hydrodynamics, 2007, 19(1): 42~47.
- 成立,刘超,周济人,等. 大型立式泵站双向进水流道三维紊流数值模拟[J]. 农业机械学报,2004,35(3):61~64.  
Cheng Li, Liu Chao, Zhou Jiren, et al. Numerical simulation of three-dimensional flow inside suction box of reversible pumping station [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004, 35(3): 61~64. (in Chinese)
- 成立,刘超,周济人,等. 基于 RNG 湍流模型的双向泵站出水流道流动计算[J]. 水科学进展,2004,15(1):109~112.  
Cheng Li, Liu Chao, Zhou Jiren, et al. Numerical simulation of flow in the outlet passages of reversible pumping station by RNG  $k-\varepsilon$  turbulent model with wall function law [J]. Advances Water Science, 2004, 15(1): 109~112. (in Chinese)
- 金燕,刘超,汤方平. 灯泡贯流泵装置内部流动数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(2):155~159.  
Jin Yan, Liu Chao, Tang Fangping. Numerical simulation of internal flow of tubular pump system [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(2): 155~159. (in Chinese)
- Constantinescu G. Numerical model for simulation of pump-intake flow and vortices [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1998, 124(2): 123~134.

(上接第84页)

- Smagorinsky J. General circulation experiments with the primitive equations — I: the basic experiment [J]. Monthly Weather Review, 1963, 91(3): 99~164.
- Lilly D K. A proposed modification of the Germano subgrid scale closure model [J]. Physics of Fluids, 1992, 4(3): 633~635.
- 王兵,张会强,王希麟. 亚格子尺度湍流特性研究[J]. 工程力学,2006,23(2):47~51.  
Wang Bing, Zhang Huiqiang, Wang Xilin. On subgrid scale turbulence characteristics [J]. Engineering Mechanics, 2006, 23(2): 47~51. (in Chinese)