

# 水泵进水池底部压力脉动特性试验

宋希杰 刘超 杨帆 查智力 严天序 黄佳卫

(扬州大学水利与能源动力工程学院, 扬州 225100)

**摘要:** 为了研究泵站进水池中喇叭管下方漩涡产生的机理,探索进水池底部喇叭管下方水流压力脉动与漩涡产生的关系,在进水池底部喇叭管口下方布置20个压力脉动监测点,在转速2 200 r/min时进行了多个不同工况点的压力脉动试验。通过对水流压力脉动的时域特性、频域特性及进水池底部喇叭管下方的压力分布进行分析,揭示了轴流泵喇叭管下方水流压力脉动的规律及压力分布与漩涡之间的关系。进水池底部压力脉动的主频是叶轮转频的2倍,说明轴流泵进水池底部喇叭管下方水流的压力脉动仍然受到叶轮旋转的影响;大流量工况下,喇叭管下方容易产生漩涡,且发生频率高,持续时间长,主要集中在喇叭管下方右前方的位置;小流量工况下,喇叭管下方也能产生漩涡,但发生频率低,持续时间短,主要集中在喇叭管内部正前方的位置。在不同工况下发生漩涡的位置与进水池底部喇叭管下方低压区位置相对应。

**关键词:** 轴流泵; 进水池底部; 压力传感器; 压力脉动; 模型试验

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2017)11-0196-08

## Experiment on Characteristics of Pressure Fluctuation at Bottom of Pumping Suction Passage

SONG Xijie LIU Chao YANG Fan ZHA Zhili YAN Tianxu HUANG Jiawei  
(School of Hydraulic Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225100, China)

**Abstract:** In order to study the mechanism of bottom vortex generation in the suction passage of pumping station, and explore the relationship between pressure pulsation and vortex generation under flare pipe at bottom of suction passage, 20 pressure pulsation monitoring points were evenly arranged at the bottom of suction passage in the form of concentric circular ring. At speed of 2 200 r/min, the pressure pulsations experiment under different flow conditions was done. By analyzing the time domain and frequency domain of pressure fluctuation and pressure distribution at the bottom of suction passage, the law of pressure pulsation at the bottom of suction passage of the axial flow pump was revealed. According to the analysis of pressure fluctuation time domain, the pressure fluctuation amplitude of the bottom water flow at the bottom of inlet basin was decreased and then increased with the increase of flow rate. The maximum pressure of the flow pressure was fluctuated under the large flow condition, which was the same as the design flow. No vortex and whirlpool occurred mainly in the case of large flow conditions. The experimental results showed that the pressure pulsation at the bottom of the suction passage was twice as high as that of the impeller, and there was no dominant frequency at impeller frequency, which indicated that the pressure pulsation at the bottom of the suction passage under the bell-tube of the axial flow pump was still affected by impeller rotation. Under large flow conditions, the vortex under the bell-tube was easy to produce with high frequency of occurrence and long duration. The position of the vortex under different working conditions was corresponded to the position of the low pressure zone at the bottom of suction below the bell-tube.

**Key words:** axial-flow pump; suction passage bottom; pressure sensor; pressure pulsation; model test

收稿日期: 2017-03-02 修回日期: 2017-04-28

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划项目(2015BAD20B01-02)、国家自然科学基金项目(51279173、51609210)、江苏省自然科学基金项目(BK20150457)、江苏高校优势学科建设工程项目(PAPD)和2017江苏省研究生科研创新工程项目(KYCX17\_1881)

作者简介: 宋希杰(1990—),男,博士生,主要从事水利工程研究,E-mail: 1227321904@qq.com

通信作者: 刘超(1950—),男,教授,主要从事泵站工程理论和应用技术研究,E-mail: liuchao@yzu.edu.cn

## 引言

轴流泵流量大、扬程低,广泛应用于灌排泵站以及南水北调等大规模跨流域调水工程。进水池及水泵内部复杂的运行状况不仅会产生阵发性涡带,导致水泵性能的大幅下降,甚至引起机组产生严重的振动和噪声,严重影响泵站的安全稳定运行<sup>[1-2]</sup>。

近年来国内外学者针对水泵的压力脉动做了大量试验研究<sup>[3-5]</sup>,通过 CFD 数值模拟及模型试验,对轴流泵内部非稳定流场的压力脉动做了大量的研究,在水泵进出口管道上布置压力脉动监测点,对轴流泵内部水流的压力脉动特性进行了试验,对其有了充分的了解<sup>[6-9]</sup>。但压力脉动不仅发生在泵内部,在水流进入喇叭管之前就已经发生,目前针对泵外部压力脉动对漩涡产生影响的研究很少。

针对这一问题,本文通过进水池底部喇叭管下方压力脉动特性试验研究,揭示水泵叶轮旋转对进水池底部压力脉动的影响。

## 1 试验装置

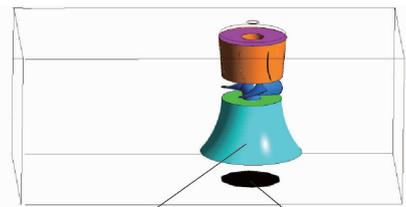
立式轴流泵装置的能量性能试验和压力脉动试验均在  $\Phi 120$  mm 立式轴流泵装置试验台上进行。叶轮直径为 120 mm,叶顶间隙为 0.1 mm,轮毂直径为 48 mm,叶片数为 4,叶片安放角为  $0^\circ$ ,导叶数为 7。整个试验台由开敞式进水池、ISW150-200A 型不锈钢离心泵、PVC 管道、稳压圆柱形水箱、D341 型法兰式不锈钢软密封蝶阀组成,如图 1 所示。在进水池底部喇叭管下方布置了 20 个压力脉动监测点,测孔直径为 5 mm,安装 20 个压力传感器,测点区域及具体位置如图 2 所示。



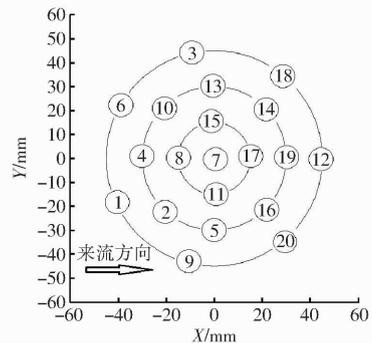
图 1 立式轴流泵模型装置试验台

Fig. 1 Experiment bench of axial-flow pump model device

在能量性能试验中,流量测量采用上海光华仪表有限公司生产的 LDG-SDN150 型电磁流量计,扬程测量采用 EJA 型智能压差传感器,扭矩及转速测试采用 JCO 型转速转矩传感器,各传感器输出端与 Power link JW-3 型显示仪相连。在压力脉动试



(a) 测点区域在进水结构中的位置



(b) 压力传感器的布置位置

图 2 压力脉动测试位置图

Fig. 2 Sketches of pressure pulsation test position

1. 测点区域 2. 喇叭管

验中,采用成都泰斯特公司研制的高精密度、高稳定性 CY302 系列智能数字压力传感器,其表压测试范围为  $0 \sim 60$  MPa,测试精度为 0.1%,采样时间间隔为  $0.001 \sim 1$  s。CY302 标准输出为 485 总线,通过该转换器与集线器连接,一台集线器可同时接入 20 支 CY302 传感器,集线器通过网线与计算机相连,压力测试软件采用 Smart Sensor 压力测试系统。

## 2 试验结果与分析

本试验的目的是研究进水池底部喇叭管下方水流的压力脉动特性以及探究漩涡出现的位置与压力分布之间的关系。通过观察发现进水池水深为 300 mm 时漩涡产生情况最明显,所以试验方案进水池水深选为 300 mm。本试验方案是在转速为 2200 r/min 的情况下,进行  $0.8Q_d$ 、 $Q_d$  和  $1.2Q_d$  ( $Q_d$  为设计工况点) 3 个不同工况点下的压力脉动试验。

### 2.1 试验误差分析

采用标准误差对试验数据进行可靠性评定。由于试验数据量很大,选取部分实测数据进行试验误差分析。

$$\bar{p}_n = \frac{\sum_{i=1}^n p_i}{n} \quad (1)$$

式中  $\bar{p}_n$ ——单组  $n$  个测量数据的平均值

$$\sigma = \pm \frac{\sum_{j=1}^m \left( \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (p_i - \bar{p}_n)^2}{n}} \right)_j}{m} \quad (2)$$

式中  $m$ ——测点数据组数

$\sigma$ ——试验测量数据的标准误差

通过对试验数据进行标准误差处理,得到  $\sigma = \pm 0.08$ , 试验误差为  $\pm 0.08$ 。

## 2.2 能量性能试验结果

为了确定模型泵装置的设计工况点,通过试验得到模型泵装置在转速为 2 200 r/min 时的性能曲线。如图 3 所示,泵装置设计工况点  $Q_d$  为 32 L/s。

其中,压力脉动测试试验在不同工况点下的性能参数数据如表 1 所示。

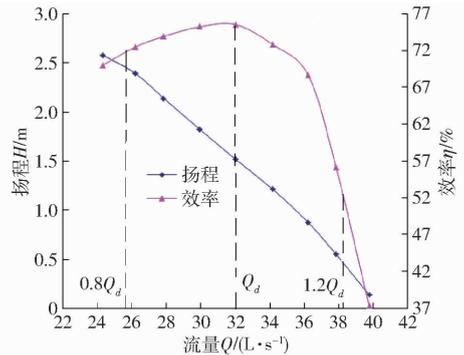


图 3 立式轴流泵模型装置性能曲线

Fig. 3 Performance curves of model pump

表 1 不同工况点下的基本性能参数

Tab. 1 Basic performance parameters under different conditions

工况点	流量 $Q/(L \cdot s^{-1})$	扬程 $H/m$	效率 $\eta/\%$	转速 $N/(r \cdot \min^{-1})$	扭矩 $/(N \cdot m)$	功率/kW
$0.8Q_d$	25.72	2.467	71.8	2 200	3.72	0.86
$Q_d$	32.12	1.628	76.7	2 200	3.06	0.71
$1.2Q_d$	38.56	0.537	51.2	2 200	2.48	0.54

## 2.3 压力脉动试验结果

由于测试环境的变化,采集设备在空载时可能存在零点漂移值,为了能更加准确地测试压力的实际值,在测试之前采集零点值,在采集过程中扣除基准零点值。因为漩涡一旦产生持续时间很短,为准确地测量出漩涡发生时的压力变化,设置采样时长  $t$  为 5 s,为准确地采集到进水池底部喇叭管下方的压力,设置采样时间间隔  $t_s$  为传感器最小采集时间,即  $t_s = 1$  ms,针对 3 000 r/min 以下的转速,均在本传感器采集范围内,所以采样频率  $f_s = 1/t_s = 1 000$  Hz 能够满足 2 200 r/min 转速下的压力采集。通过参考相关关于压力脉动试验的文献,在一个叶轮旋转周期内压力脉动数据采集点不低于 16 个<sup>[10]</sup>。本试验水泵装置,叶轮旋转 1 周的时间  $T = 1/N = 0.027$  s,而  $T/t_s = 27 > 16$ ,所以能满足数据采集条件。

### 2.3.1 压力脉动时域特性分析

根据进水池底部喇叭管下方漩涡发生时所对应的位置,在不同工况点下,选取监测点 7、16、20 进行压力脉动时域特性分析。为了更好地分析压力脉动的时域特性,引入无量纲压力脉动系数

$$C_p = (p - \bar{p}) / (\rho U_{ip}^2 / 2) \quad (3)$$

其中

$$U_{ip} = \frac{2\pi r N}{60}$$

式中  $p$ ——各测点的瞬时压力, kPa

$\bar{p}$ ——各测点的时均压力, kPa

$\rho$ ——水的密度,  $kg/m^3$

$U_{ip}$ ——叶顶的圆周速度, m/s

$r$ ——叶轮半径

定义叶轮旋转周期数

$$M = \frac{t_i}{T}$$

式中  $t_i$ ——任一点信号的采集时间

本文时域图中均为 5 个叶轮旋转周期的压力脉动数据。

#### (1) 设计流量工况

设计流量工况点下 3 个监测点的压力脉动时域特性如图 4 所示,有明显的波峰和波谷,峰峰值达到 0.004 5,在一个叶轮旋转周期内具有 2 个波峰和波谷,测点 7、16、20 的压力脉动幅值随着距喇叭管中心距离的增大而增大,测点 20 最先达到压力脉动波峰值,测点 16 和测点 20 压力脉动时域特性相似性很大。单个压力脉动周期内,3 个特征测点的压力脉动系数逐渐降低。在 2 个压力脉动周期交接的地方,测点 7 会出现微小的波动,而测点 16 和测点 20 会出现较大的波动。测点 20 压力脉动最大幅值为测点 7 最大幅值的 1.24 倍。设计流量工况下喇叭管下方的压力脉动整体在一定范围内。

#### (2) 大流量工况

大流量工况点下 3 个监测点的压力脉动时域特性如图 5 所示,在一个叶轮旋转周期内具有 2 个波峰和波谷;大流量工况下压力脉动波动时域特性曲线会明显紊乱,不同测点在不同叶轮旋转周期内的压力脉动幅值不同,在大流量工况下测点 7 的峰峰值最大,达到 0.01,测点 16 峰峰值 0.008 2,测点 20 的峰峰值达到 0.008,可以看出随着半径的增大压力脉动幅值逐渐减小,同一测点的不同压力脉动周期内压力脉动曲线变化也不同,相较于测点 7,测点 16 和测点 20 的不同压力脉动周期

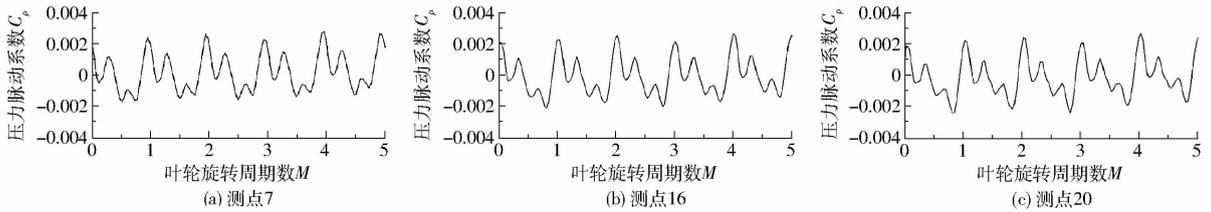


图 4 设计流量工况监测点压力脉动时域图

Fig. 4 Time domain diagrams of monitoring points under design flow conditions

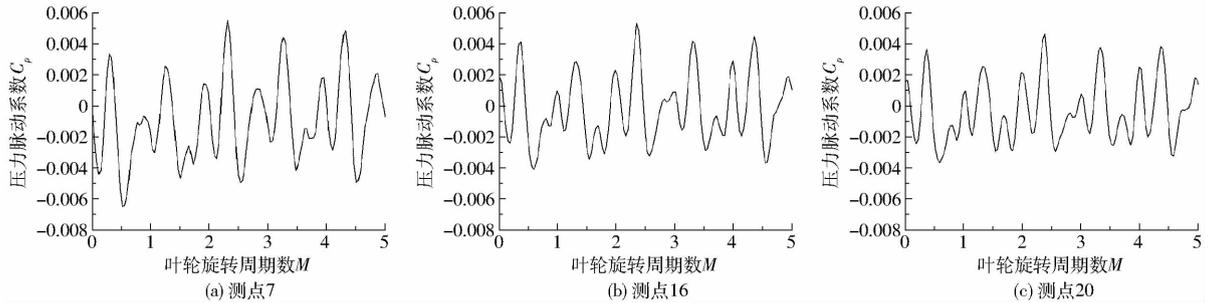


图 5 大流量工况监测点压力脉动时域图

Fig. 5 Time domain diagrams of monitoring points under large flow conditions

内的压力脉动相似性差,说明大流量工况进水池底部喇叭管下方压力梯度大,存在剧烈的能量交换,这与此工况下泵装置运行状况差及容易产生漩涡相符。

### (3) 小流量工况

小流量工况点下 3 个监测点的压力脉动时域特性如图 6 所示,3 个时域图均为近似正弦波形图,压力脉动曲线很有规律,峰峰值为 0.006,在一个叶轮旋转周期内具有 2 个波峰和 2 个波谷。小流量工况下压力脉动幅值随着与喇叭管中心距离的增大压力脉动幅值逐渐减小,在喇叭管中心附近的测点 7 的峰峰值为测点 20 峰峰值的 1.2 倍,且在喇叭管附近的压力脉动时域图曲线明显比测点 20 的压力脉动时域曲线图整齐,规律性强。

可以看出,随着流量的增大进水池底部的压力脉动幅值先减小后增大,在设计工况点时峰峰值最小,在大流量工况点时的峰峰值最大,说明进水池底部的压力脉动受到叶轮旋转的影响,在大流量工况下进水池内水流能量交换强度大,这与大流量时水泵装置振动和噪声显著加剧的现象相符,这是因为泵装置振动和噪声一部分是由于压力脉动造成的<sup>[8]</sup>。

### 2.3.2 压力脉动频域特性分析

将压力脉动试验数据经过加窗傅里叶函数变换处理<sup>[10-13]</sup>,分别得到  $1.2Q_d$ 、 $Q_d$ 、 $0.8Q_d$  3 个不同工况点下的压力脉动频域图,如图 7~9 所示。对不同流量工况下压力脉动频域分析发现,各测点压力脉动的主频为水泵叶轮转频的 2 倍,并且水泵叶频为各测点压力脉动主频的 2 倍,这与叶轮内部进出口压力脉动的主频等于叶频有所不同<sup>[13-17]</sup>,这是由于叶轮内部的压力脉动直接受到叶片旋转的作用。但是仍然说明进水池底部喇叭管口下方水流的压力脉动与叶轮旋转有很大的关系。

#### (1) 设计流量工况

如图 7 所示,在设计流量工况下右侧测点 1、2、4、5、8、9、11、20 的压力脉动幅值明显高于左侧测点 3、6、7、10、13、14、15 的压力脉动幅值,压力脉动系数最大值为 0.000 56,不同测点压力脉动系数曲线都有规律的波动减小,在 3 倍叶轮转频处会出现压力脉动二次频,说明喇叭管下方进水池底部右侧水流压力脉动比左侧水流压力脉动剧烈,进水池底部喇叭管下方在受叶轮旋转作用的影响逐渐减弱。

#### (2) 大流量工况

如图 8 所示,在大流量工况下会发现压力脉动

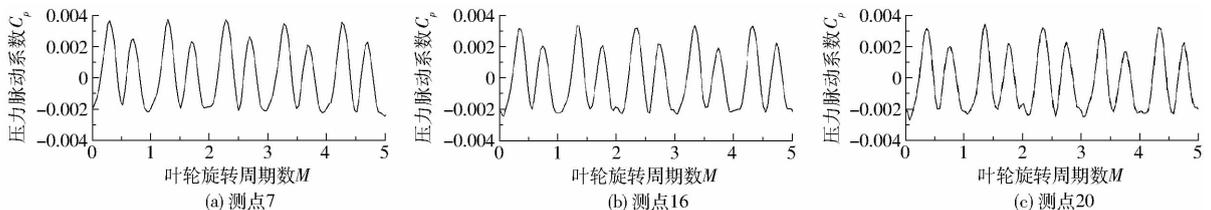


图 6 小流量工况监测点压力脉动时域图

Fig. 6 Time domain diagrams of monitoring points under small flow conditions

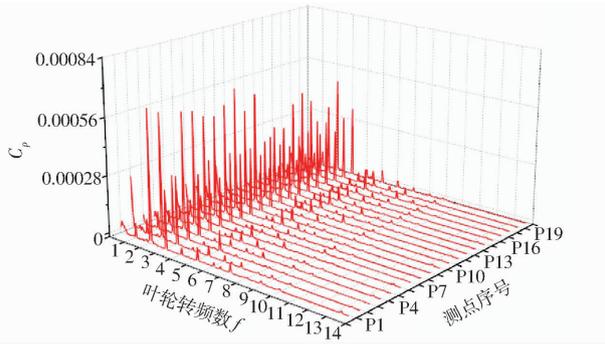


图7 设计流量工况监测点压力脉动频域图

Fig.7 Frequency domain diagram of monitoring points under design flow conditions

频域图中不同测点之间压力脉动主频幅值出现了明显的波动,测点5~13的压力脉动幅值明显低于其他测点的压力脉动幅值,测点5~13主要集中在喇叭管下方来水侧,这说明大流量工况下,整体上喇叭管下方背水侧压力脉动变化要强于来流侧的压力脉动变化,压力脉动幅值大说明在此区域能量交换大,区域压力梯度大。测点7、16、20压力脉动的主频出现在叶轮3倍转频处,说明在进水池底部喇叭管下方右前侧出现最大压力脉动变化要比其他测点出现最大压力脉动变化晚1个叶轮旋转周期,这导致明显的压差区,为漩涡的产生创造了条件。

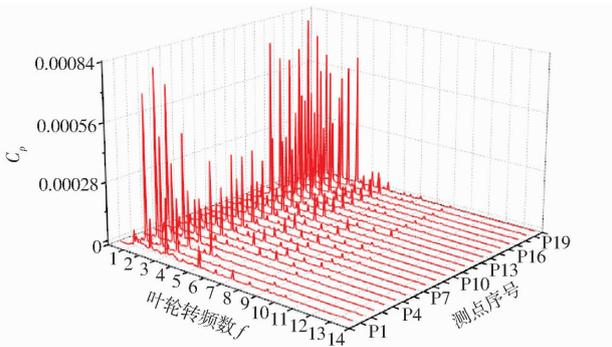


图8 大流量工况监测点压力脉动频域图

Fig.8 Frequency domain diagram of monitoring points under large flow conditions

### (3) 小流量工况

如图9所示,在小流量工况下,压力脉动频域图中不同测点之间压力脉动主频幅值整体变化均匀,最大压力脉动幅值为0.00069。次频幅值小,说明小流量工况下压力脉动发生后,压力脉动的影响消失得快。

由3个不同流量工况下的压力脉动频域分析可以看出,随着流量的增大,喇叭管下方进水池底部的压力脉动幅度先逐渐减小后逐渐增大,在设计工况下对应的各测点振动幅值最小,且振动幅值相对均匀整齐,由于大流量下进水池内水流湍动能大,水流流场复杂,所以进水池底部压力脉动在大流量工况

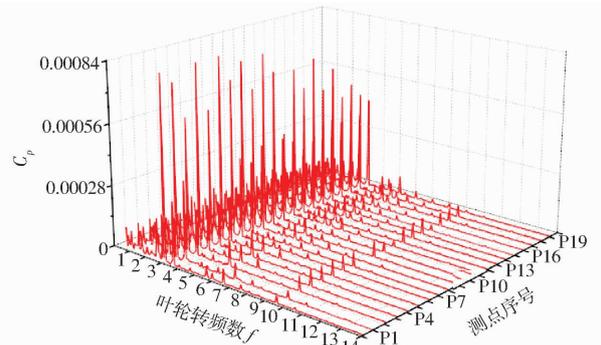


图9 小流量工况监测点压力脉动频域图

Fig.9 Frequency domain diagram of monitoring points under small flow conditions

下对应的各测点振动幅值最大。

### 2.3.3 进水池底部压力分布分析

相关研究已经采用流线的形式描述了流场中漩涡与流速之间的关系<sup>[14-18]</sup>,而本文目的是探究漩涡与压力之间的关系。

为便于分析,根据来流方向定义左侧和右侧,左侧来流方向与叶轮旋转方向一致称为顺水侧,同理右侧称为逆水侧<sup>[19-20]</sup>。

在试验过程中当观察到漩涡发生时开始采集压力。利用压力测试软件 Smart Sensor 将采集的压力数据进行加窗傅里叶变换并导出。在每一个工况下的压力数据中,分别选取3组当漩涡发生时所对应的1个叶轮旋转周期内20个测点的平均压力值,利用软件 Tecplot 进行插值处理获得进水池底部不同时刻的压力云图,如图10~13所示。对于喇叭管吸入水流的进水结构,实际上是水流汇入的紊流混掺区,极易发生漩涡。

#### (1) 设计流量工况

图10为设计流量工况下喇叭管下方进水池底部的压力随时间的压力分布云图。可以看出,此工况下进水池底部压力分布均匀。左侧整体的压力略高于右侧的压力,高压区集中在喇叭管中心处,低压区主要分布在四周,随着时间的改变,进水池底部的压力也在改变,但压力分布形式基本不变。这是由于在设计工况点下喇叭管下方流场的能量分布均匀。

#### (2) 大流量工况

图11为喇叭管下方进水池底部在大流量工况下的压力分布云图,来水侧的压力要高于背水侧,高压区主要集中在右后侧,低压区集中在右前侧的位置,如图11所标注处。水流从水平来流方向转向垂直方向进入喇叭管,在惯性作用下加快了能量的交换;通过压力脉动频域分析得到进水池底部喇叭管下方仍受到叶轮旋转的影响,由于大流量工况下顺

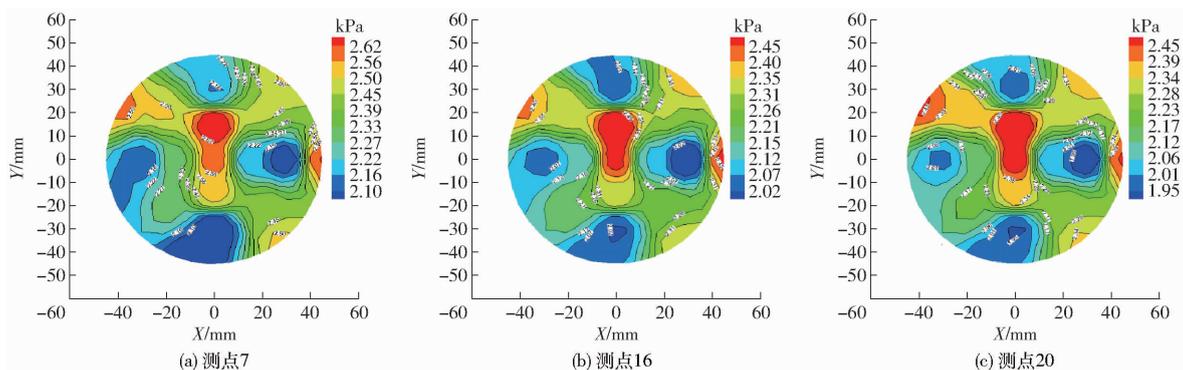


图 10 设计流量工况下进水池底部压力云图

Fig. 10 Pressure cloud charts at bottom of suction passage under design flow conditions

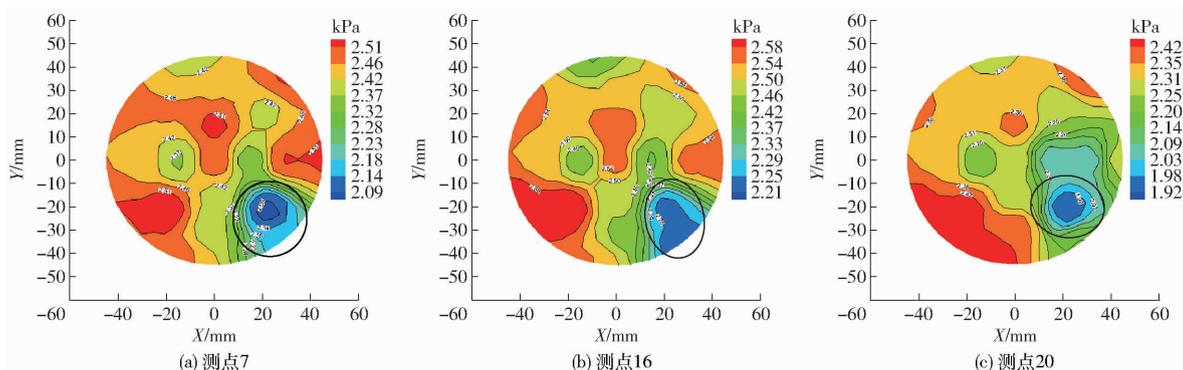


图 11 大流量工况下进水池底部压力云图

Fig. 11 Pressure cloud charts at bottom of suction passage under large flow conditions

水侧效应和逆水侧效应<sup>[8]</sup>, 叶轮进口的水流受水流入角的影响不断扩大, 左侧的入流角减小, 右侧的入流角增大, 使水流条件异常紊乱。由图 11 可以看出, 伴随着能量的交换, 右后侧的压能不断增加, 右前侧的压力降低导致转动动能积累, 最终形成漩涡。这表明在大流量工况下, 喇叭管下方压力梯度大, 水流能量交换变化大, 水流异常紊乱形成较强的漩涡, 进水条件恶化, 轴流泵运行效率的下降能够充分证明漩涡的产生, 严重影响水泵机组的运行安全, 应采取消涡措施进行消涡处理。

在大流量工况下, 随着水流流态的恶化, 在喇叭管下方进水池底板开始形成漩涡, 如图 12 所示, 顺着水流方向迅速向上发展, 延伸至导水锥附近。涡管形成时间在 1 s 左右, 持续时间为 3 ~ 5 s, 并且不断地在图 12 标出区域不断移动。在漩涡出现期间,

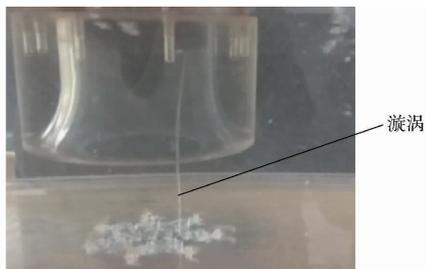


图 12 大流量工况进水池底部漩涡位置图

Fig. 12 Location map of vortex at bottom of suction passage under large flow conditions

会明显感觉到泵装置噪声强度增大。根据图 11 中低压区的位置和图 12 漩涡发生的位置, 可以发现大流量工况下喇叭管下方漩涡发生的位置与进水池底部喇叭管下方的低压区位置一致。

### (3) 小流量工况

如图 13 所示, 在小流量工况下, 进水侧整体压力略高于背水侧的压力, 在喇叭管中心后侧存在一个低压区, 在喇叭管中心的左侧及右后侧各存在一个高压区, 在小流量工况下喇叭管入口处的水流受顺水侧效应和逆水侧效应的影响减小, 喇叭管口左右两侧的能量分布均匀, 导致小流量工况下低压区的位置和大流量工况下低压区位置从右前方转移到喇叭管正前方。

小流量工况下水流流态平稳, 较大流量工况下感觉到泵装置产生的噪声明显减小, 在喇叭管中心后侧出现一条极细的涡带, 持续时间短, 且出现频率很小, 难以捕捉, 漩涡出现的位置与喇叭管中心的距离增大, 不过, 此工况下漩涡发生的位置与图 13 中低压区的位置一致。

在不同工况下, 运行工况改变时, 转动动能变化, 易于积聚, 导致压能减少, 很容易产生漩涡。在大流量工况下, 喇叭管下方附底涡出现的次数最多, 漩涡持续时间长, 相邻漩涡之间时间间隔短, 附底涡产生的位置靠近导水锥, 影响水泵的安全运行, 泵装

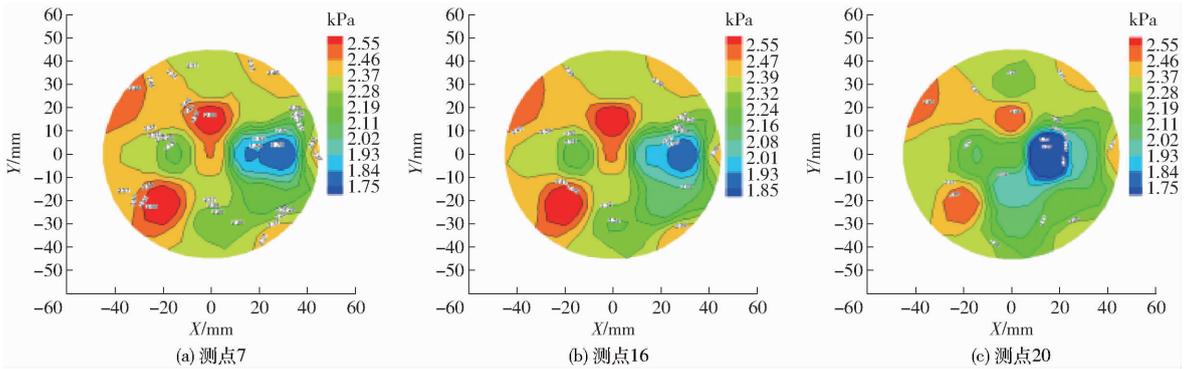


图 13 小流量工况进水池底部压力云图

Fig. 13 Pressure cloud charts at bottom of suction passage under small flow conditions

置振动强度大。在设计工况下水流流动平稳,附底涡不易产生。在小流量工况下,虽然会产生附底涡,但漩涡出现频率很低,且持续时间短。漩涡的发生严重影响水泵机组的安全运行,应采取消涡措施进行消涡处理。

### 3 结论

(1)根据压力脉动时域特性分析得到,随着流量的增加进水池底部水流的压力脉动幅值先减小后增大,大流量工况下水流压力脉动幅值最大,这与设计流量工况点下未产生漩涡和漩涡主要发生在大流量工况点下的现象一致。

(2)进水池底部的压力脉动受到水泵叶轮旋转影响,进水池底部水流压力脉动的主频为水泵叶轮转频的2倍,为水泵叶频的0.5倍。

(3)在设计流量和小流量工况下进水池底部喇叭管下方压力分布变化不大;在大流量工况下,压力分布变化大,在喇叭管下方右前侧的位置存在低压区。在大流量工况下漩涡发生在喇叭管内右前方的位置,持续时间长,发生次数多。小流量工况下漩涡发生在喇叭管内正前方的位置,持续时间短,发生次数少,可以发现漩涡发生的位置与对应工况下压力分布中的低压区位置相对应,说明漩涡发生的位置与进水池底部喇叭管下方低压区的位置相一致。

### 参 考 文 献

- 刘超. 轴流泵系统技术创新与发展分析[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(6): 49-59. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=20150608&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20150608&journal_id=jcsam). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.06.008. LIU Chao. Researches and developments of axial-flow pump system[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6): 49-59. (in Chinese)
- 何耘. 水泵进水池漩涡研究的主要进展[J]. 水力发电学报, 2004, 23(5): 92-96. HE Yun. Main advances of research on vortex in pump sumps[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2004, 23(5): 92-96. (in Chinese)
- 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): 44-48. 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): 44-48. (in Chinese)
- 刘超, 成立, 周济人, 等. 水泵站开敞进水池三维紊流数值模拟[J]. 农业机械学报, 2002, 33(6): 53-55. LIU Chao, CHENG Li, ZHOU Jiren, et al. Numerical simulation of three-dimensional turbulent flow for opening pump sump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(6): 53-55. (in Chinese)
- 丛国辉, 王福军. 湍流模型在泵站进水池漩涡模拟中的适用性研究[J]. 农业工程学报, 2008, 24(6): 31-35. CONG Guohui, WANG Fujun. Applicability of turbulence models in numerical simulation of vortex flow in pump sump[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(6): 31-35. (in Chinese)
- 杨帆, 刘超, 汤方平, 等. 箱涵式进水流道的立式轴流泵装置水动力特性分析[J]. 农业工程学报, 2014, 30(4): 62-69. YANG Fan, LIU Chao, TANG Fangping, et al. Analysis of hydraulic performance for vertical axial-flow pumping system with cube-type inlet passage[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(4): 62-69. (in Chinese)
- 成立, 刘超, 周济人. 基于 RNG 湍流模型的双向泵站出水流动计算[J]. 水科学进展, 2004, 15(1): 109-112.
- 仇宝云, 黄季艳, 林海江, 等. 立式轴流泵出水流动流场试验研究[J]. 机械工程学报, 2005, 41(11): 115-126.
- 张丽萍. 非均匀来流条件下轴流泵内部压力脉动数值模拟研究[D]. 扬州: 扬州大学, 2013.
- 杨帆, 金燕, 刘超, 等. 双向潜水贯流泵装置性能试验与数值分析[J]. 农业工程学报, 2012, 28(16): 60-67. YANG Fan, JIN Yan, LIU Chao, et al. Numerical analysis and performance test on diving tubular pumping system with symmetric aerofoil blade[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(16): 60-67. (in Chinese)

- 11 SHINJI E, HIROYUKI T, HIDETOSHI H, et al. Characteristics of flow field and pressure fluctuation in complex turbulent flow in the third elbow of a triple elbow piping with small curvature radius in three-dimensional layout [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2016, 41(17): 7139 – 7145.
- 12 ARNDT N, ACOSTA A J, BRENNEN C E, et al. Frequency spectrum analysis of high frequency cycle square wave signal based on discrete fourier transform [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1999, 120(3): 157 – 178.
- 13 ARNDT N, ACOSTA A J, BRENNEN C E, et al. Experimental investigation of rotor-stator interaction in a centrifugal pump with several vaned diffusers [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1990, 112(1): 98 – 108.
- 14 刘超, 梁豪杰, 金燕, 等. 立式轴流泵进水流场 PIV 测量 [J/OL]. *农业机械学报*, 2015, 46(8): 33 – 41. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=20150806&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20150806&journal_id=jcsam). DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2015.08.006.  
LIU Chao, LIANG Haojie, JIN Yan, et al. PIV measurements of intake flow field in axial-flow pump [J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2015, 46(8): 33 – 41. (in Chinese)
- 15 ARNDT N, ACOSTA A J, BRENNEN C E, et al. Rotor-stator interaction in a diffuser pump [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1989, 111(3): 213 – 221.
- 16 张德胜, 王海宇, 施卫东, 等. 轴流泵多工况压力脉动特性试验 [J/OL]. *农业机械学报*, 2014, 45(11): 139 – 144. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=20141122&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20141122&journal_id=jcsam). DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.11.022.  
ZHANG Desheng, WANG Haiyu, SHI Weidong, et al. Experimental investigation of pressure fluctuation with multiple flow rates in scaled axial flow pump [J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(11): 139 – 144. (in Chinese)
- 17 王福军, 张玲, 张志民, 等. 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, et al. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in axial-flow pump [J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2007, 38(8): 1003 – 1009. (in Chinese)
- 18 黄欢明, 高红, 沈枫, 等. 轴流泵内流场的数值模拟与试验 [J]. *农业机械学报*, 2008, 39(8): 66 – 69.  
HUANG Huanming, GAO Hong, SHEN Feng, et al. Numerical simulation and experimental validation of the flow field in axial flow pump [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(8): 66 – 69. (in Chinese)
- 19 姚捷, 施卫东, 吴苏青, 等. 轴流泵压力脉动数值计算与试验 [J/OL]. *农业机械学报*, 2013, 44(增刊 1): 119 – 124. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=2013s122&flag=1&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=2013s122&flag=1&journal_id=jcsam). DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2013.S1.022.  
YAO Jie, SHI Weidong, WU Suqing, et al. Numerical calculation and experiment on pressure fluctuation in axial flow pump [J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2013, 44(Supp. 1): 119 – 124. (in Chinese)
- 20 张德胜, 施卫东, 张华, 等. 不同湍流模型在轴流泵性能预测中的应用 [J]. *农业工程学报*, 2012, 28(1): 66 – 70.  
ZHANG Desheng, SHI Weidong, ZHANG Hua, et al. Application of different turbulence model for predicting performance of axial flow pump [J]. *Transactions of the CSAE*, 2012, 28(1): 66 – 70. (in Chinese)