doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.02.015

轴流泵装置进水漩涡对压力脉动的影响

宋希杰　刘　超　罗　灿
(扬州大学水利与能源动力工程学院, 扬州 225100)

摘要: 轴流泵内压力脉动是引起机组振动和噪声的主要原因之一,为了研究漩涡诱发水泵内压力脉动的机理,采用 Fluent 软件对轴流泵装置进行非定常计算,得到了大流量工况下($1.2Q_d$)不同特征断面的频域特性,结合模型试验,利用高速摄像机对漩涡生成到消失全过程进行动态测量,观察到漩涡微观变化过程。结果表明:喇叭管下方漩涡发生位置与低压区位置一致,涡管底端的压力脉动幅值最大,其 C_p 值约为非中心点处的 1.8 ~ 2 倍,涡管中心处压力脉动次频发生在 1 倍叶轮转频处,在叶轮进口压力脉动与漩涡压力脉动在 1 倍叶轮转频处具有同步性,且压力脉动次频均在 1 倍叶轮转频处。在进水池底部压力脉动激励源为进水漩涡,进水漩涡影响叶轮进口压力分布,诱发叶轮进口压力脉动。通过研究进水漩涡从生成到溃灭的过程及对压力脉动的影响,可为泵站工程实际应用中消涡措施提供理论依据。

关键词: 轴流泵; 漩涡; 压力脉动; 高速摄像机
中图分类号: TH312　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2018)02-0113-07

Influence of Inlet Vortex on Pressure Pulsation in Axial Flow Pump Unit

SONG Xijie　LIU Chao　LUO Can
(*School of Hydraulic Energy and Power Engineering*, *Yangzhou University*, *Yangzhou* 225100, *China*)

Abstract: The pressure pulsation is one of the main causes of vibration and noise in axial flow pump, in order to study the mechanism of pressure fluctuation induced by vortex, several pressure pulsation monitoring points were stalled at the bottom of the pump sump, the horn mouth, the impeller inlet and outlet, the outlet of the guide vane. The flow rate of $1.2Q_d$ ($1.2Q_d$ = 38.4 L/s) was selected. The dynamic process of vortex generation and disappearance was measured by an advanced high-speed camera, and the microscopic variation of the vortex was observed. The results showed that the vortex tube below the horn position and low position, the maximum amplitude of pressure fluctuation at the bottom of the vortex tube, the C_p value was about 1.8 ~ 2 times of the non center point of pressure fluctuation of C_p value, at the center of tube, the pressure pulsation frequency of the vortex occurred at 1 time of the impeller rotation frequency. The pressure fluctuation at the impeller inlet and the pressure fluctuation at the impeller were synchronized at 1 time of the impeller frequency, and the pressure pulsation frequency was 1 time of the frequency of impeller. The detailed structure of the vortex changes was clearly observed by high-speed cameras. On the whole, the maximum amplitude of pressure fluctuation was at the inlet of impeller, and the maximum amplitude of pressure fluctuation occurred at the center of the vortex belt. The C_p value of the pressure fluctuation at the center of the vortex belt was about 1.8 ~ 2 times of the C_p value of the pressure fluctuation at the non center point. Getting through the water inlet swirl from generation to the collapse process and the influence of pressure fluctuation, can provide a theoretical basis for the pumping station project of vortex elimination measures.

Key words: axial-flow pump; vortex; pressure pulsation; high speed camera

收稿日期: 2017 - 11 - 23　修回日期: 2017 - 12 - 26
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)、2017 江苏省研究生科研创新工程项目(KYCX17_1881)和江苏高校优势学科建设工程项目(PAPD)
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

0 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。进水结构中漩涡的发生对整个泵装置的安全运行具有很大的危害,不仅导致水泵性能的大幅下降,甚至使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。进水池内水下的漩涡和进水喇叭管内的漩涡影响着内流场结构,引起进水池内的压力脉动。目前,对于漩涡的研究,更多的是从流场结构出发,研究漩涡与速度之间的关系。漩涡的发生是一个瞬态的过程,影响因素复杂,找出压力脉动与漩涡发生之间的关系,能够为探索漩涡发生的机理提供依据[1-6]。

针对进水池内水下的漩涡和进水喇叭管内漩涡引起的进水池及喇叭管内压力脉动方面研究的不足,本文在喇叭管下方进水池底部、喇叭管进口、叶轮进口、叶轮出口、导叶出口选取压力脉动监测点,进行轴流泵装置全流道非定常 CFD 数值模拟计算,以揭示进水漩涡对水泵装置压力脉动的影响。

1 数值计算

1.1 计算模型

本文研究对象为开敞式立式轴流泵装置,主要包括水池、喇叭管、出水弯管、叶轮和导叶,在立式轴流泵装置进水池前加一进水前池以保证水流平顺地进入进水池。其几何参数如下:进水前池 1 100 mm × 600 mm × 300 mm,进水池 840 mm × 360 mm × 300 mm,喇叭管为 1/4 椭圆形式,其中长轴长 62 mm、短轴长 39 mm,壁厚 3 mm,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°,导叶数为 7,喇叭管悬空高为 90 mm。如图 1 所示,计算工况为 $1.2Q_d$(Q_d表示设计流量)。

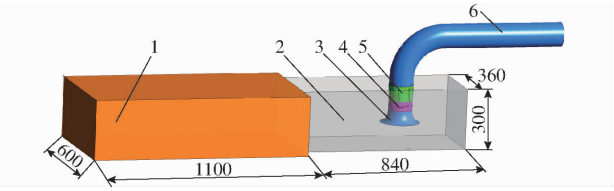


图 1 立式轴流泵装置模型图

Fig. 1 Sketch of vertical axial flow pump model

1. 进水前池 2. 进水池 3. 喇叭管 4. 叶轮 5. 导叶 6. 出水弯管

1.2 网格划分

本文利用 ICEM 对立式轴流泵装置几何模型进行网格剖分,进水池、出水弯管、喇叭管均采用六面体网格,如图 2 所示,利用 Turbo - Grid 对叶轮和导叶进行六面体结构化剖分。为满足网格无关性要求,最终确定进水池网格数为 72.3 万、喇叭管网格数为 15.2 万、出水弯管网格数为 24.3 万、叶轮网格数为 56.6 万、导叶网格数为 79.6 万,网格总数为 265.6 万以上,大网格质量大于 0.3,满足计算精度要求。

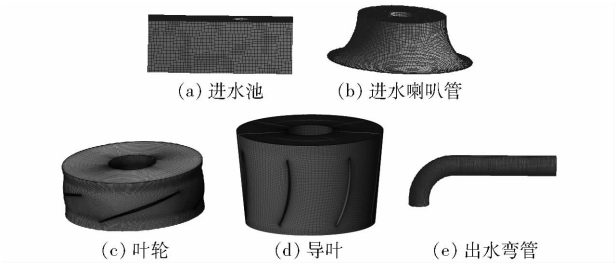


图 2 计算模型网格图

Fig. 2 Numerical simulation meshes of axial flow pump

1.3 边界条件与计算方法

由于 Realizable $k-\varepsilon$ 模型不再假定湍动能计算系数 C_μ为常数,将其与应变率建立了联系,对进水中漩涡的位置和形状预测比较准确[7],所以本文基于 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型和雷诺时均 N - S 方程,对开敞式进水池轴流泵装置内的漩涡流动进行数值模拟计算,流动雷诺数设置均采用默认设置。

将进水前池的进口作为整个泵装置的进口,进口条件采用为质量流进口条件,计算工况为 $1.2Q_d$,即 38.4 L/s(Q_d = 32 L/s);将弯管出口作为整个泵装置的出口,出口条件采用平均静压条件,压力设置为 101 325 Pa;进水池内水面变化幅度不大,符合静水压力假定,采用刚盖假定法将自由水面设置为对称面;将前池壁面、进水池壁面、叶轮导叶的外壳、叶片及轮毂、出水弯管边壁均设为无滑移边壁;喇叭管和叶轮以及叶轮和导叶之间的交界面类型采用 MRF。

在非定常数值计算中,压力脉动测点位置的选取至关重要,根据试验中进水漩涡发生位置,在喇叭管下方进水池底部选取测点 P1、P2、P3,叶轮进口选取测点 P5、P6、P7,叶轮出口选取测点 P8、P9、P10,导叶出口取测点选取测点 P11、P12、P13,测点分布在模型中轴线上,根据进水漩涡位置,在进水池底部增加测点 P4,压力脉动测点具体位置如图 3 所示。在对轴流泵全流道模型进行非定常数值计算时,为能提高计算结果准确性,将定常计算的结果作为非定常计算的初始流场。漩涡的发生是一个瞬态的过程,为能更加准确地获得进水漩涡,保证计算的准确性,设置计算时间步长为叶轮旋转 1°所用的时间,计算总时间为 10 个叶轮周期。通过计算对比,在求解参数中设置步长系数为 1.2,计算结果与实际情况相吻合。

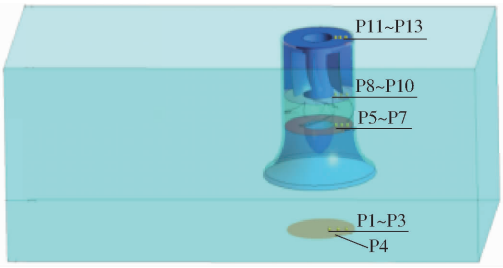


图 3　不同断面压力脉动监测点位置图

Fig. 3　Location of pressure fluctuation monitoring points at different sections

1.4　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 Φ120 mm 型立式轴流泵装置试验台上进行。叶轮直径 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°，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 4 所示。

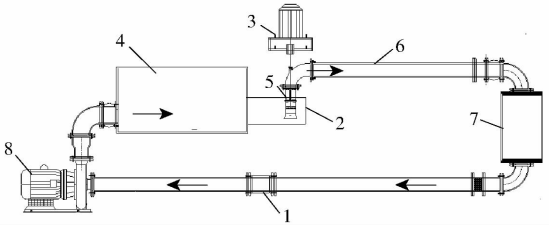


图 4　立式轴流泵模型装置试验台

Fig. 4　Pump model device experimental bench

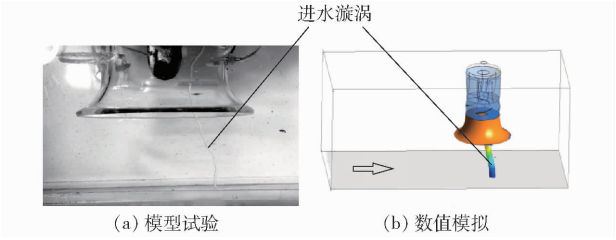
1. 流量计　2. 进水池　3. 电动机　4. 进水箱　5. 主泵　6. 管路　7. 储水箱　8. 辅助泵

本文采用美国 VRI 公司推出的 VEO710 型高速摄像机，其具有像素级连续可调的特点，在单帧中提供 2 次曝光时间，可避免图像中较亮部分被过度曝光，为苛刻条件下的清晰成像提供了绝佳保证，存储容量最高可达 2 TB，存储速率最快可达 700 MB/s，分辨率可达 2 400 像素 ×1 800 像素。

2　结果分析

2.1　数值模拟结果可靠性分析

图 5 为通过模型试验与 CFD 数值模拟得到的进水漩涡发生图，可以看到通过数值模拟得到的进水漩涡无论从形状及发生位置都与试验结果相一致。图 6（图中 f 表示叶轮转频数，C_p 表示压力脉动系数）为通过压力脉动动态测试与 CFD 数值模拟得到的大流量工况下喇叭管下方进水池底部的压力脉动频域特性图（其中 P01 ~ P04 为试验结果，P1 ~ P4 为数值计算结果），两种方法均能得到进水池底部压力脉动的主频为水泵叶轮转频的 2 倍，且都得到在进水漩涡发生区域压力脉动幅值变化大，且通过 CFD 数值计算得到的喇叭管下方进水池底部的压力脉动特性与试验结果一致[8]，这说明该数值模型可较准确地预测大流量工况下立式轴流泵流场特性，为进一步分析立式轴流泵装置其它不同断面的压力脉动特性提供了保证。



(a) 模型试验　　(b) 数值模拟

图 5　进水池底部漩涡位置图

Fig. 5　Distributions of pressure at bottom of pump sump

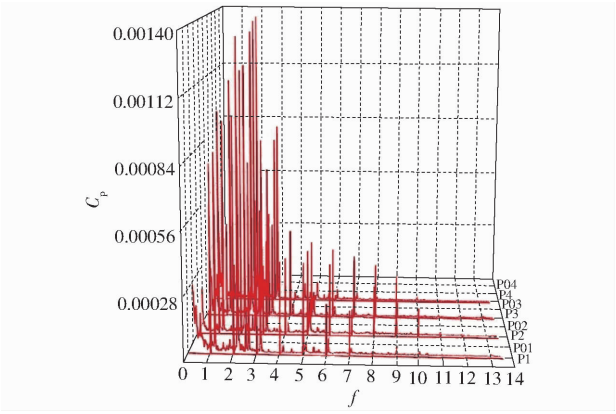


图 6　喇叭管下方进水池底部压力脉动频域特性图

Fig. 6　Frequency domain characteristic of pressure fluctuation at bottom of pump sump

2.2　漩涡的变化过程

在利用高速摄像机对进水漩涡进行动态测量前，对摄像机进行精确调焦及采集频率调试，当显示器清楚地显示出进水漩涡的高清动态变化时，固定摄像机，采集参数设置完成。采集进水旋涡发生前到消失后的一段漩涡变化过程，在高速摄像机自带的软件 Phantom Video Player 中进行处理，可以清楚地观测到进水漩涡从生成到溃灭的全过程。

漩涡生成的决定性条件是漩涡在流动过程中旋转能量的积累大于耗散且持续增长，在大流量工况下，由于水流从喇叭管四周进入喇叭管，水流流速大，具有较大的旋转切速度，可以看到在漩涡初生前期，在流场先生成一条极细的不稳定涡丝，如图 7a 所示，并且漩涡涡丝在流场内时隐时现地移动，进水结构中旋涡运动的最明显特点是非稳定性，对流动边界条件非常敏感，形态变化快；伴随着漩涡旋转能量的积聚，旋转切速度增大，漩涡强度增大，逐渐形成漩涡涡管，如图 7b 所示；并且漩涡强度继续增大，旋转前进向上发展延伸至喇叭管内部，如图 7c 所示；在漩涡经过发展期后进入漩涡成熟期，此时漩涡

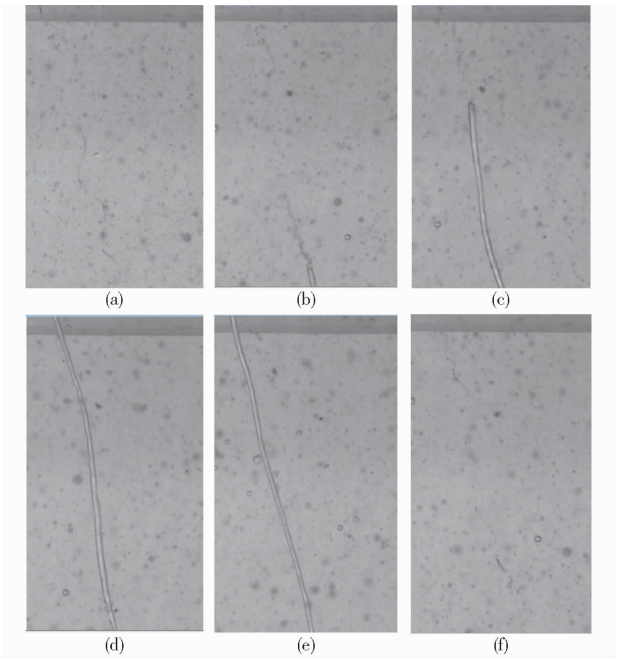


图 7 进水漩涡变化细部微观图

Fig. 7 Microscopic processes of inlet vortex

会在流场内持续地发展移动,由于此时漩涡附近流场结构不稳定,会导致涡管不同位置的漩涡强度不同,所以观察到不同位置的涡管直径不同,涡管粗度在不断变化,且持续一段时间,如图 7d 所示;由于水流流场的不稳定,会出现暂时流态现象所导致的间断,漩涡进入衰变期,此时涡管强度逐渐减小,涡管变细,如图 7e 所示;随着漩涡强度的不断减小,在叶轮进口漩涡部分或完全破裂,漩涡消失,如图 7f 所示,空腔漩涡的破裂会导致叶片的颤振,这与试验现场听到机组间断性噪声增大相一致。

2.3 压力的分布关系

为探究进水漩涡诱发压力脉动引起水泵装置内的压力变化,沿 z 方向从喇叭管下方进水池底部开始依次选取不同压力分布特征截面,其中 1－1 截面距离喇叭管下方进水池底部 3 mm,2－2 截面距离进水池底部 28 mm, 3－3 截面位于喇叭管进口截面, 4－4 截面为叶轮进口截面,5－5 截面为叶轮出口截面,6－6 截面为导叶出口截面,如图 8 所示。大流量工况下各特征截面的压力分布如图 9 所示。

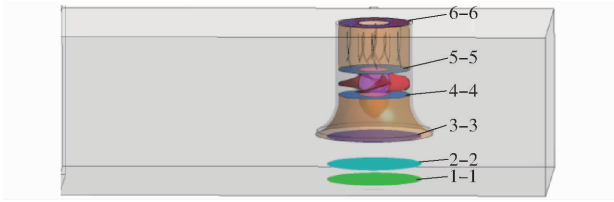


图 8 轴流泵压力分布特征截面图

Fig. 8 Different characteristic cross sections of pressure

如图 9a、9b 所示,在 1－1 截面和 2－2 截面右后方位置明显存在一个低压区,相对于 2－2 断面右后方位置中的低压区,在 1－1 截面涡管尾部对应的低压区面积更大,沿着涡管向上发展的方向,涡管附近的低压区面积随之变小,涡带进入喇叭管内逐渐消失,在 3－3 截面的压力云图中可以看出,此时进入喇叭管内,伴随着漩涡强度的减弱,涡带对压力的影响逐渐减弱。4－4 截面和 5－5 截面为叶轮进出

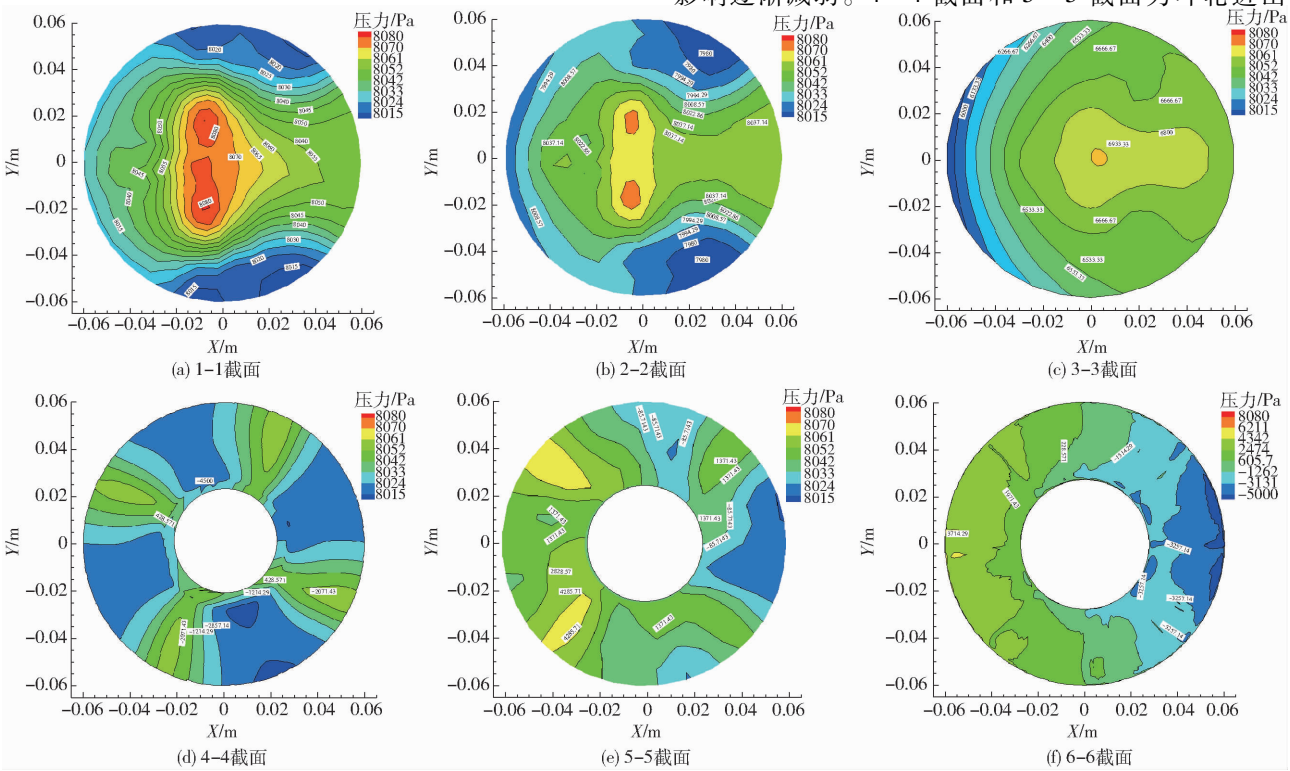


图 9 不同断面的压力分布云图

Fig. 9 Distributions of pressure at different characteristic cross sections

口的压力分布云图，有一定相似性，在叶轮进口受叶轮旋转的影响，压力呈现与叶片数对应的高压低压交替分布，叶轮出口的压力分布受叶轮旋转的影响也呈现与叶片数对应的高压低压交替分布，但在叶轮出口受叶轮与导叶间的动静干涉作用，压力分布发生变化，叶轮左侧压力高于右侧压力，6－6 截面为导叶出口的压力分布，来水侧的压力要明显高于背水侧的压力，可以看到在导叶出口存在较大的负压区，此处流场的变化与周围流场压力梯度明显增大导致此处已产生空化，此处位置与进水漩涡位置对应，漩涡工况下此处流场不稳定使压力大幅降低极有可能诱发空化产生，空化发生后，端壁涡的形态将发生变化，进而影响压力脉动[9－12]。

2.4　压力脉动频域特性分析

对压力脉动数据进行快速傅里叶变换，通过软件 Origin 9.0 得到不同测点的压力脉动频域特性曲线。为了更好地分析压力脉动的时域特性，引用无量纲压力脉动系数 C_p 表示压力脉动幅值[13－16]，计算公式为

$$C_p = 2(p - \bar{p})/(\rho U_{tip}^2) \tag{1}$$

其中

$$U_{tip} = \frac{\pi r N}{30}$$

式中　p——各测点的瞬时压力，kPa

$\bar{p}$——各测点的时均压力，kPa

ρ——水的密度，kg/m^3

U_{tip}——叶顶的圆周速度，m/s

r——叶轮半径　　N——叶轮转速

为更好地表达压力脉动频率与叶轮旋转频率之间的关系，定义叶轮转频倍数，计算公式为

$$M = \frac{f_i}{f_n} \tag{2}$$

其中

$$f_n = \frac{N}{60}$$

式中　f_i——各测点的压力脉动频率

f_n——叶轮转动频率

本文频域图中均为 14 个叶轮旋转周期的压力脉动数据[17－18]。

2.4.1　进水池底部

通过对比喇叭管下方进水池底部压力脉动特性试验结果及 CFD 数值模拟结果可以确定，本文所选的水泵模型喇叭管下方进水池底部的压力脉动主频为叶轮转频的 2 倍。通过 CFD 数值模拟得到喇叭管下方进水池底部的压力脉动测点 P1、P2、P3 的最大 C_p 值分别为 0.000 66、0.000 683、0.000 715，P4 的最大 C_p 值为 0.001 36，P4 点对应的位置为进水漩涡涡管尾部的位置，由于进水漩涡的旋转及不断的运动，对 P4 点附近的流场会产生脉动激励，导致在漩涡中心处的 C_p 值约为非中心点处的 1.8～2 倍。在漩涡中心点测点 P4 的压力脉动 1 倍频的 C_p 值为 0.001 22，这说明漩涡发生会存在明显的压力梯度，导致漩涡中心带的压力脉动很大。根据涡管中心处压力脉动 1 倍频的 C_p 值很大，可以判断出在漩涡中心带的压力波动更加复杂更加频繁，在涡管中心处存在明显的谐波波动，漩涡发生带附近就已经形成了很大的压力梯度，由于进水漩涡破裂产生的能量波使进水漩涡发生区域即 P4 点的波动增幅在不同谐波频率处达到断面平均幅值的 120%～140% 之间，说明涡带破裂会诱发明显的压力波动，漩涡从形成开始到漩涡消失一段时间内一直影响着周围的压力场变化，这与通过高速摄像机观察到的进水漩涡变化规律相一致。

2.4.2　叶轮进口

叶轮进口 P5～P7 测点的压力脉动频域特性曲线如图 10 所示。在其 1 倍叶轮转动频率和 4 倍叶轮转动频率处压力存在明显的波动，主频为 4 倍叶轮转动频率，即为叶频。叶轮进口 P5～P7 测点压力脉动主频处 C_p 值分别为 0.000 965、0.000 836、0.000 847，说明叶轮进口的压力脉动受叶轮旋转的直接作用，这与之前相关研究结论一致。但与之前研究所不同的是，本文叶轮进口的压力脉动的 1 倍转频处压力存在很大的波动，这与喇叭管下方漩涡中心带在 1 倍叶轮转频处存在明显的压力波动同步，说明喇叭管下方的漩涡延伸至叶轮进口，漩涡的存在影响着叶轮进口的压力变化，叶轮进口压力脉动频率与进水漩涡诱发的脉动频率存在着同步性的关联。相较于不同断面同倍频处的平均值，在进水漩涡的影响下叶轮进口的压力脉动变化幅度达到了 122%～131%，进水漩涡的存在对叶轮进口的压力分布产生了不可忽视的影响。

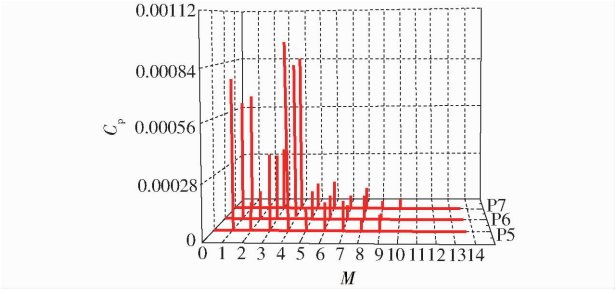


图 10　叶轮进口压力脉动频域特性曲线

Fig. 10　Frequency domain characteristic of pressure fluctuation at impeller inlet

2.4.3　叶轮出口

叶轮出口压力脉动测点 P8～P10 的压力脉动频域特性如图 11 所示。受叶轮旋转的作用，叶轮出

口的压力脉动主频率同样为叶轮转动频率的 4 倍，即为叶频。测点 P8 ~ P10 在压力脉动频域特性曲线最大值分别为 0.000 829、0.000 867、0.000 861。在叶轮出口压力脉动的 3 倍叶轮频率处 C_p 值为 0.000 500、0.000 622、0.000 229。与叶轮进口的压力脉动所不同的是，叶轮出口的压力脉动次频主要集中在 3 倍叶轮转频处，这是由叶轮与导叶之间的动静干涉导致的。导叶与叶轮之间互为激励源，导致除叶轮旋转产生的激励外的谐波。在叶轮内部，受叶轮旋转的作用，漩涡引起的压力波动在经过叶轮的作用后发生了衰减，所以在 1 倍转动频率处的谐波明显减小，叶轮出口的压力脉动主要受叶轮的作用。

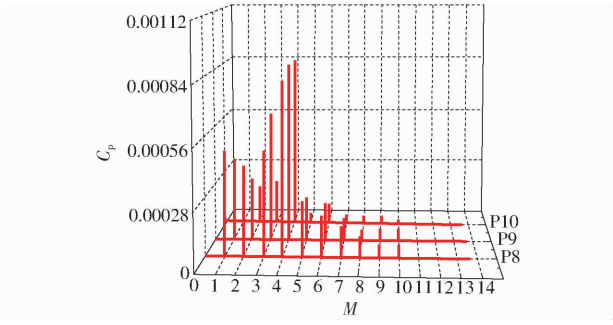


图 11 叶轮出口压力脉动频域特性曲线

Fig. 11 Frequency domain characteristic of pressure fluctuation at impeller outlet

2.4.4 导叶出口

导叶出口压力脉动测点 P11 ~ P13 的压力脉动频域特性如图 12 所示。经过导叶的整流后，导叶出口的压力脉动主频率为叶轮转动频率的 3 倍，测点 P11 ~ P13 在压力脉动频域特性曲线最大值分别为 0.000 815、0.000 970、0.000 582。在导叶内部同样会受到叶轮与导叶间动静干涉，叶轮作为激励源基频对导叶内的压力产生激励作用。在压力脉动曲线中可以看到导叶出口不同测点之间存在很大的压力梯度，这是因为漩涡工况下，此处进水漩涡诱发空化产生，空化发生后，端壁涡的形态将发生变化使此处压力脉动变化产生较大的差异。

整体分析轴流泵装置中的压力脉动频域特性，叶轮进口及叶轮出口压力脉动频率为叶轮转动频率的 4 倍，说明在水泵叶轮内受叶轮的直接作用，叶轮内的压力脉动频率为叶频，这与前人所得的结论相一致，由于导叶的稳流作用，在导叶出口的压力脉动频率为叶轮转动频率的 3 倍，进水池底部压力脉动主频率为叶轮转动频率的 2 倍，说明进水池底部及导叶出口的压力脉动仍然受到叶轮旋转的作用。通过对比从进水池底部到导叶出口不同断面的压力脉动频域特性曲线，可以发现整体上，在叶轮进口的压力脉动幅值最大，但压力脉动最大幅值发生在漩涡中心处，如图 13 所示，这说明在喇叭管下方漩涡带，漩涡引起的压力脉动占主导地位，根据振动学原理，在大流量工况下由于漩涡引起的压力脉动主频率小，一旦接近于泵装置的固有频率，就有可能会导致泵装置发生共振[19-20]。

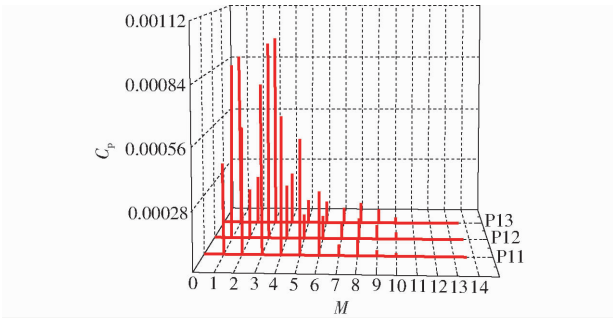


图 12 导叶出口压力脉动频域特性曲线

Fig. 12 Frequency domain characteristic of pressure fluctuation at guide vane outlet

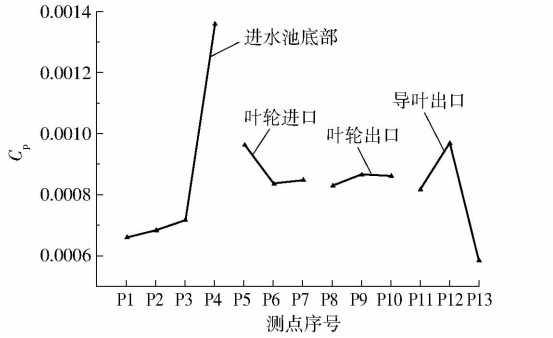


图 13 不同断面位置主频幅值

Fig. 13 Main frequency amplitude of different section positions

立式轴流泵装置中喇叭管下方，强烈的漩涡几乎是每台机组在大流量工况下运行时都会发生的现象，在大流量工况下运行范围中心（大约在 $1.2Q_d$ 处），漩涡的发生是瞬时出现的，发生位置主要集中在喇叭管内右后方，在它出现范围的边界处，由于水流流场的不稳定，可能会出现在附近其他运行范围内的暂时流态现象所导致的间断，当穿过不同的流态区，漩涡部分或完全破裂，当空腔漩涡发生突然破裂时，会产生一个尖锐的压力激励波，漩涡的变化引起水泵装置内不同位置的压力脉动变化，当压力脉动的频率接近泵装置的固有频率时，会引起机组共振，这与现场观察到漩涡发生时机组振动和噪声明显变强的现象一致。

3 结论

（1）从喇叭管下方进水池底部到叶轮进口，压力逐渐减小，叶轮进口压力最小，从叶轮进口到导叶出口压力先增大后减小。在喇叭管下方的压力脉动激励源为进水旋涡，漩涡发生的位置对应着低压区位置。

(2)叶轮进口断面处的压力脉动与进水漩涡诱发的脉动之间存在同步性,进水漩涡的存在影响叶轮内的压力脉动情况,漩涡工况下会诱发导叶出口空化产生。

(3)漩涡诱导的压力波延伸叶轮内部,漩涡的存在影响着叶轮内的压力变化,漩涡引起的压力脉动低频频率,一旦接近泵装置的固有频率,将有可能导致泵装置发生共振。

参 考 文 献

1 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. 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)

2 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 vortices in pump sumps[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2004,23(5):92 - 96. (in Chinese)

3 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)

4 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)

5 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)

6 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)

7 成立,刘超,周济人.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. Numerical simulation of flow in the outlet passages of reversible pumping station by RNG $k-\varepsilon$ turbulent model with wall function law[J]. Advances in Water Science,2004,15(1):109 - 112. (in Chinese)

8 宋希杰,刘超,杨帆,等.水泵进水池底部压力脉动特性试验[J/OL].农业机械学报,2017,48(11):196 - 203. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20171124&flag = 1&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.11.024.
SONG Xijie,LIU Chao,YANG Fan, et al. Experiment on characteristics of the pressure fluctuation at bottom of pumping suction passage[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2017,48(11):196 - 203. (in Chinese)

9 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. 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)

10 仇宝云, 黄季艳, 林海江, 等. 立式轴流泵出水流道流场试验研究[J]. 机械工程学报,2005,41(11):115 - 126.
QIU Baoyun, HUANG Jiyan, LIN Haijiang, et al. Experimental investigation on flow fields in outlet divergent passage of vertical axial-flow-pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2005,41(11):115 - 126. (in Chinese)

11 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)

12 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-dimensionall ayout[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2016,41(17):7139 - 7145.

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 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.

15 蔡建程,潘杰,GUZZOMI Andrew. 离心泵隔舌区压力脉动测量与分析[J/OL]. 农业机械学报,2015,46(6):92 - 96. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20160622&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.1000-1298.2015.06.022.
CAI Jiancheng, PAN Jie, GUZZOMI Andrew. Pressure fluctuations around volute tongue of centrifugal pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015,46(6):92 - 96. (in Chinese)

(下转第 81 页)

8　WALDRON K. Terrain adaptive vehicle[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1995,117(b): 107 - 112.
9　中国农业大学. 山地拖拉机:CN03153114.8[P].2003 - 08 - 07.
10　李从权,范超毅,苏新涛. 农用手扶电力驱动车的设计与试验[J]. 农业工程学报,2011,27(14):36 - 39.
LI Congquan, FAN Chaoyi, SU Xintao. Design and experiment on walking vehicle driven by electric for farming[J]. Transactions of the CSAE, 2011,27(14): 36 - 39. (in Chinese)
11　刘平义,王振杰,李海涛,等. 行星履带式农用动力底盘设计与越障性能研究[J/OL]. 农业机械学报, 2014,45(增刊): 17 - 23. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=2014s103&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.S0.003.
LIU Pingyi, WANG Zhenjie, LI Haitao, et al. Design and overcoming obstacles ability research of tracked driving chassis with planetary structure[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(Supp.): 17 - 23. (in Chinese)
12　吴清分. 国外山地型多用途拖拉机产品的技术发展[J]. 拖拉机与农用运输车,2011,38(6):1 - 5.
WU Qingfen. The technical development of mountain type multipurpose tractor [J]. Tractors and Farm Transporters, 2011, 38(6):1 - 5. (in Chinese)
13　WONG J Y. Theory of ground vehicles[M]. New York: John Wiley & Sons,2001.
14　刘平义,高金成,李海涛,等. 农用全地形仿形行走底盘地面力学特性[J/OL]. 农业机械学报,2012,43(10):36 - 40. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20121007&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.007.
LIU Pingyi, GAO Jincheng, LI Haitao, et al. Terramechanics of all terrain adaptive locomotion chassis for farmland [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(10):36 - 40. (in Chinese)
15　李海涛,王亚,刘平义,等. 一种行走装置:CN101407174B[P].2011 - 04 - 06.
16　王亚,陈思忠,李海涛,等.高地面仿形性动力底盘的设计与试验[J].农业工程学报,2012,28(增刊 1):39 - 44.
WANG Ya, CHEN Sizhong, LI Haitao, et al. Design and experiment of high performance profiling terrain chassis with power train [J]. Transactions of the CSAE,2012,28(Supp.1):39 - 44. (in Chinese)
17　LIU Pingyi, LI Haitao,ZHANG Shaoying,et al. Theoretical analysis and experiment of all terrain adaptive locomotion vehicle[J]. Transactions of the CSAE,2012,28(26):134 - 139.
18　赵静一,杨宇静,康绍鹏,等. 自行式液压平板车四点支撑“面追逐式”调平策略的研究与应用[J]. 机床与液压,2015,43(15):57 - 60.
ZHAO Jingyi, YANG Yujing, KANG Shaopeng, et al. Research and application of four-point support “flat chasing style” leveling strategy on self-propelled hydraulic transporter[J]. Machine Tool & Hydraulics,2015,43(15):57 - 60. (in Chinese)
19　NIKU S B. 机器人学[M]. 北京:电子工业出版社,2004.
20　全国轮胎轮辋标准化技术委员会. 农业轮胎规格、尺寸、气压与负荷:GB/T2979—2008[S]. 北京:中国标准出版社,2008.
21　杜岳峰,朱忠祥,毛恩荣,等. 基于 ADAMS 的丘陵山地小型玉米收获机仿真[J]. 农业机械学报,2011,42(增刊):1 - 5.
DU Yuefeng,ZHU Zhongxiang,MAO Enrong,et al. Simulation on small-scale corn harvester for hilly area based on ADAMS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(Supp.):1 - 5. (in Chinese)

(上接第 119 页)

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. 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. 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)