

轴流泵多工况压力脉动特性试验*

张德胜 王海宇 施卫东 潘大志 邵佩佩

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 为了掌握不同流量工况下的轴流泵压力脉动特性,在轴流泵叶轮段和导叶段外壁面布置了6个压力脉动监测点,对多个流量工况的压力脉动进行了动态测量,揭示了轴流泵内部不同位置处压力脉动规律。试验结果表明,叶轮进口监测点P1的波形为规则的正弦波形,叶轮内部中间测点P2的压力脉动峰峰值最大,叶轮进口监测点P1压力脉动次之。叶轮进口、叶轮中间和叶轮出口监测点由于受到叶轮内压力梯度的交替变化影响,时域脉动周期与叶片旋转周期一致,在小流量工况下叶轮内部涡流诱导了明显的二次谐波。基于快速傅里叶变换,获得了不同监测点压力脉动频域分布结果,并发现叶轮区域3个压力脉动测点在不同工况的主频均为叶片通过频率(BPF),谐频为叶频的倍数,其幅值呈指数形式衰减。但在导叶进口、导叶中间和导叶出口监测点的压力脉动频域中出现了撞击和回流诱导的低频信号,同时也存在叶轮的主频及其谐频。

关键词: 轴流泵 压力脉动 多工况 叶频 谐波 试验

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)11-0139-07

引言

轴流泵属于低扬程泵,在农田灌溉、市政给排水、调水工程、核电工程和电厂循环水工程等方面具有广泛的应用。在大型轴流泵运行过程中,叶片区的水力激振可能会导致振动噪声、机组共振和叶片裂纹,是影响泵稳定运行的关键因素^[1-4]。王福军等^[5]运用数值模拟的方法对轴流泵内的压力脉动进行了分析,解释了轴流泵内部压力脉动分布的规律。Guo等^[6]和Arndt等^[7-8]对导叶式扩压器离心泵的压力脉动和振动进行了试验研究,发现压力脉动的周向不均匀性,脉动幅值在叶轮出口处最大。张德胜等^[9-11]运用数值模拟方法分析了南水北调工程某一轴流泵模型内的非定常流动特性和压力脉动规律,并对采样频率和采样时间的合理选取给出了推荐范围。姚志峰等^[12]采用试验的方法,发现了双吸泵中低于轴频的低频脉动和轴频脉动在吸水室区域占主导地位,偏离额定工况时压水室压力脉动峰峰值显著增加。高波等^[13]采用高速摄影和振动加速度测量手段,实现了叶轮内部空化流动的可视化及对应的低频振动信号的提取,发现叶频时的振动加速度幅值变化规律与空化发展程度相对应,可表征泵内空化程度。

由于轴流泵试验系统庞大,试验成本较高,目前

主要采用数值模拟研究轴流泵压力脉动,但数值模拟存在计算误差^[14],尤其在非设计工况,模拟结果的准确性也难以得到保证,因此,本文针对某一轴流泵模型在不同工况下进行系列试验和分析,旨在揭示真实轴流泵内部压力脉动的分布特性。

1 试验装置与模型泵

压力脉动试验在江苏大学流体机械国家认可实验室 $\Phi 250$ 轴流泵模型闭式试验台进行,试验装置如图1所示,主要由试验泵段、增压泵、流量计、调节阀、闸阀、稳压罐等组成。试验采用的仪器主要有:泵进出口压力变送器2只,涡轮流量计1只,转矩转速传感器1台,泵参数测量仪1台,6只CYG1146T型压阻式高频压力变送器,其基本参数见表1。数据采集系统采用美国国家仪器公司NI USB-6218板卡,模拟通道数量32路,最大采样率250 kHz。根据试验要求,配置了信号调理模块,将传感器、电源模块、数据采集模块连接一起,并对各通道的电信号进行调理,由计算机LabVIEW程序进行各通道数据采集、滤波和信号处理。

模型泵参数如下:额定流量 $Q_{opt} = 390 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 3.2 \text{ m}$,转速 $n = 1450 \text{ r}/\text{min}$,名义比转数 $n_s = 700$,叶片数 $z = 4$,导叶叶片数 $z_d = 7$,叶轮直径 $D_2 = 200 \text{ mm}$,叶顶间隙 $C = 0.5 \text{ mm}$ 。

收稿日期:2013-11-18 修回日期:2014-01-15

*国家自然科学基金资助项目(51109093)、“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B01)和江苏省优势学科建设工程资助项目
作者简介:张德胜,副研究员,博士,主要从事泵设计理论及流动特性研究,E-mail:zds@ujs.edu.cn

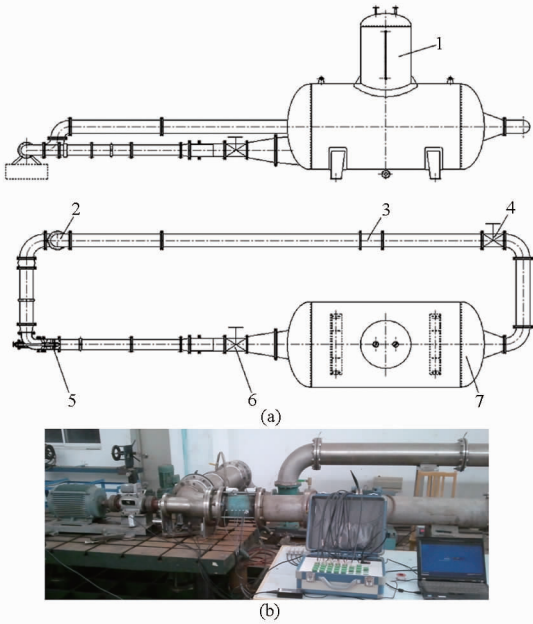


图1 试验装置图

Fig. 1 Experimental setup

(a) 试验台结构图 (b) 压力脉动测试系统

1. 汽蚀罐 2. 增压泵 3. 流量计 4. 调节阀 5. 试验泵段
6. 闸阀 7. 稳压罐

表1 传感器参数

Tab. 1 Parameters of pressure sensor

性能参数	值
传感器型号	CYG1146T
精度	0.5级
输出信号/V	0~5
量程/kPa	-100~100

试验方法依据 SL140—2006《水泵模型及装置模型验收试验规程》，压力脉动测点选择了叶轮进口 P1、叶轮中部 P2、叶轮出口 P3、导叶内 P4 和 P5 和导叶出口 P6 等 6 个压力监测点，如图 2 所示。试验时，设置各监测点压力脉动采样频率为 10 240 Hz。

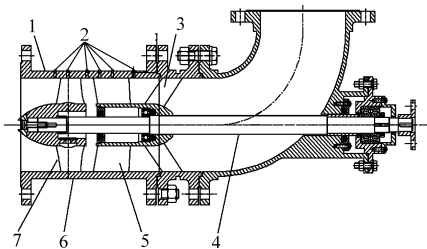


图2 压力测点布置图

Fig. 2 Layout of pressure monitors

1. 转轮室 2. 监测点 P1~P6 3. 支撑板 4. 轴 5. 导叶 6. 叶顶间隙 7. 叶轮

2 试验结果与分析

2.1 压力脉动信号时域分析

P1~P6 各测点分别在 $0.6Q_{opt}$ 、 $0.7Q_{opt}$ 、 $0.8Q_{opt}$ 、

$1.0Q_{opt}$ 、 $1.2Q_{opt}$ 流量点的压力脉动时域图如图 3~7 所示。其中，压力脉动幅值以压力脉动系数 C_p 表征，定义为

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

式中 p ——瞬时压力，Pa

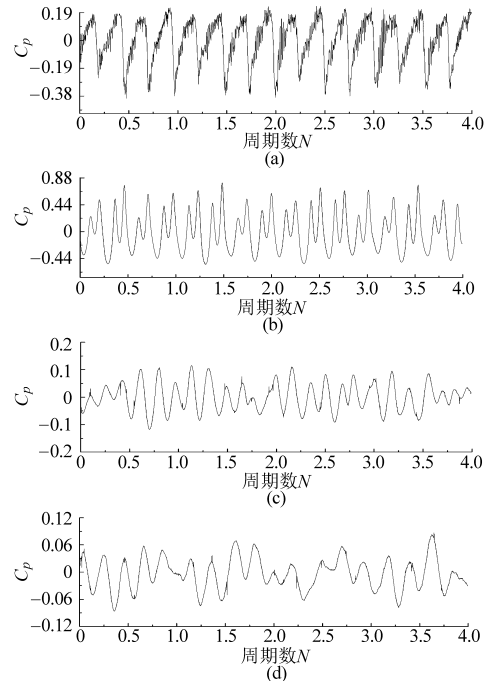
\bar{p} ——时均压力，Pa

ρ ——水的密度， kg/m^3

U_{tip} ——叶顶圆周速度， m/s

定义旋转周期数 $N = \frac{t}{T}$ ，式中 t 为任一点信号的

采集时间， T 为叶轮旋转 1 周的时间。为了清楚地展示脉动的时域规律，本文时域图中均为 4 个周期的压力脉动数据。

图3 $0.6Q_{opt}$ 工况监测点时域图Fig. 3 Time domains of pressure fluctuation under $0.6Q_{opt}$

(a) P1 (b) P2 (c) P3 (d) P6

在 5 个流量工况条件下，P1、P2、P3 和 P6 监测点压力脉动均具有较明显的规律，在叶轮旋转一个周期内，均存在 4 个明显的波峰和波谷。叶轮中间测点 P2 的幅值明显高于其他 3 个测点。叶轮进口测点 P1 处的压力脉动周期性规律较好，由于有限叶片数的影响，在叶轮的流道内，从压力面到吸力面存在较大的压力梯度，因此在叶轮旋转过程中，叶轮前的压力监测点 P1 的压力存在交替性的脉动，这与文献[4-5,9]数值计算的结果一致。随着流量增大，P1 点所得压力脉动的幅度先逐渐减小，在额定工况脉动幅值最小，但在大流量区工况，由于大流量时叶轮入口流态存在局部回流等不良流动现象，幅值呈

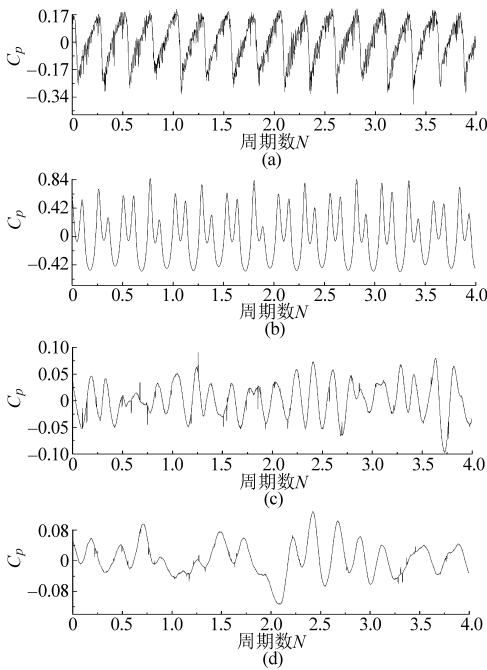


图 4 $0.7Q_{opt}$ 工况监测点时域图

Fig. 4 Time domains of pressure fluctuation under $0.7Q_{opt}$

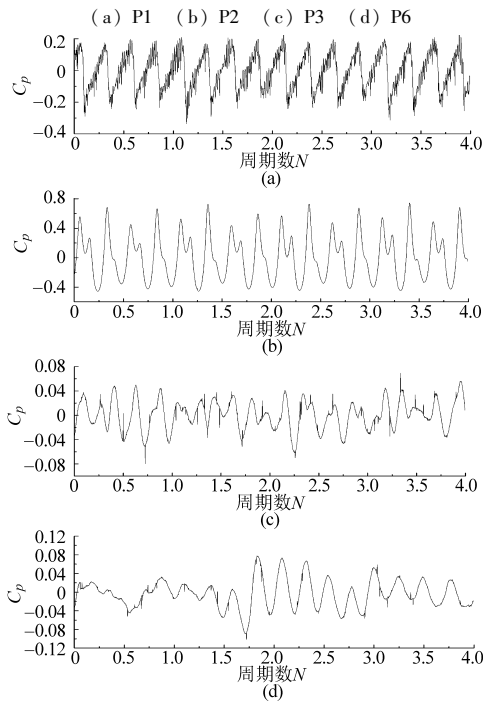


图 5 $0.8Q_{opt}$ 工况监测点时域图

Fig. 5 Time domains of pressure fluctuation under $0.8Q_{opt}$

(a) P1 (b) P2 (c) P3 (d) P6

现上升的趋势。叶轮中间监测点 P2 处的压力脉动较有规则,在 $1.0Q_{opt}$ 和 $1.2Q_{opt}$ 工况条件下,均为规则的正弦波形,但小流量 $0.6Q_{opt}$ 、 $0.7Q_{opt}$ 和 $0.8Q_{opt}$ 工况条件下,波形出现了由叶轮小流量工况下内部回流或叶顶涡等引起的二次波峰。而且,此时二次波峰在 $0.6Q_{opt}$ 时,二次谐波的局部幅值更加明显,这说明在驼峰区不稳定流动存在时,叶轮内存在明显的回流,从现场测试感受到泵振动和噪声显著加

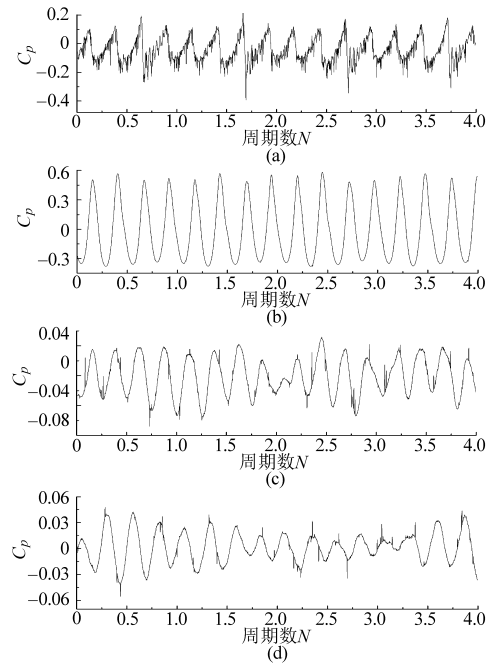


图 6 $1.0Q_{opt}$ 工况监测点时域图

Fig. 6 Time domains of pressure fluctuation under $1.0Q_{opt}$

(a) P1 (b) P2 (c) P3 (d) P6

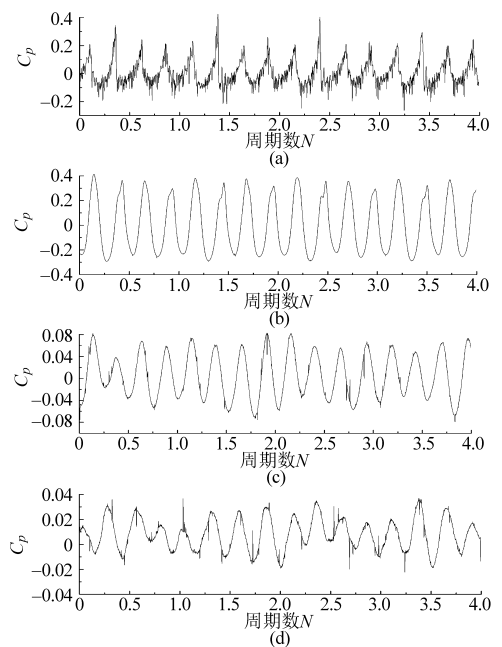


图 7 $1.2Q_{opt}$ 工况监测点时域图

Fig. 7 Time domains of pressure fluctuation under $1.2Q_{opt}$

(a) P1 (b) P2 (c) P3 (d) P6

剧。从压力脉动的幅值可见,叶轮出口测点 P3 处的脉动幅值比 P1 和 P2 处的脉动幅值低。因此,轴流泵内部压力脉动并非常规认为叶轮出口压力脉动幅值最大,从本次试验结果可知,叶轮进口和叶轮内部的压力脉动幅值较大,不同的翼型设计的叶轮存在一定差异,这一规律并非是普遍性规律。

在导叶段,流体在导叶中扩压和消旋,压力脉动随机成分较复杂。从 P6 压力脉动时域图可见,在

1.0 Q_{opt} 和1.2 Q_{opt} 工况条件下,P6波形图中波峰和波峰存在一定的随机脉动信号,但在一个周期内仍具有4个波峰和4个波谷,说明导叶出口的压力脉动仍受到叶轮的主频的影响。在0.6 Q_{opt} 、0.7 Q_{opt} 和0.8 Q_{opt} 小流量工况条件下,如图3~5所示,在第1和第2周期内,波形无明显规律特征,但在第3和第4周期内又出现了4个波峰和4个波谷的规则脉动,这一现象说明在小流量工况下导叶出口出现了低频局部大尺度旋涡,在连续的4个周期内,2个周期出现了旋涡,后2个周期消失,这一规律与叶轮驼峰区旋转失速流场存在一定的关联性。

2.2 压力脉动信号峰峰值分析

置信度也称可靠度或置信水平、置信系数,即由于样本的随机性,用样本对总体参数做出估计时结论的不确定性。因此采用数理统计中的区间估计法,即估计值与总体 s 参数在一定允许的误差范围内,其相应的概率称为置信度。为了对各个测点压力脉动程度有一个总体的估量,统计了各个流量工况下P1~P3和P6监测点97%置信度的峰峰值,如图8所示。从图中可看出,各个流量下叶轮中间测点的压力脉动峰峰值都比其余压力监测点大,叶轮进口测点次之,而叶轮出口及导叶段测点的脉动峰峰值则相对较小。在前人的数值模拟中,通常只分析了叶轮进口、叶轮出口、导叶出口3组监测点,并未在叶轮中间和导叶中间布置监测点,本文的试验数据进一步阐明了水力部件内部的压力脉动特性,也是对前期研究的验证和补充。叶轮中间监测点的压力脉动程度较大,是因为叶片对流体做功,流体质点压力在叶轮中间区域上升较快;另外由于叶轮轮缘区域存在叶顶泄漏涡等不良流态,在小流量驼峰区工况(0.6~0.7) Q_{opt} ,叶轮内部压力脉动幅值最大,从前面叶顶泄漏涡研究结果表明^[14-18],在小流量工况下,由于叶片载荷增大,叶片压力面和吸力面压差增大,且叶顶泄漏涡的尺度也随之增大。因此小流量工况压力脉动幅值整体增大,并同时出现了涡流诱导谐波的现象。在叶轮进口,由于叶轮的抽吸作用在叶片吸力面形成的较大范围的低压区,液流与叶轮进口边也存在局部冲击,流体质点的速度梯度和压力梯度也较大,最终旋转的压力梯度表现为较大的压力脉动,在驼峰区工况,由于进口侧的回流出现,压力脉动信号的成分也较复杂,幅值也随着叶片载荷增大而增大。在导叶段出口监测点P6,由于导叶是定子,主要发挥着扩压和改变流体方向的作用,且导叶的叶片数较多,对压力脉动产生了一定的抑制作用,总体来说导叶内的压力脉动峰峰值较小,并且在导叶内有减弱的趋势。对比图8中P1测

点不同流量工况的峰峰值可发现,在额定流量工况下,叶轮进口压力脉动峰峰值比偏工况运行的压力脉动幅值小,这意味着轴流泵非设计工况运行时流体冲击叶片压力面或吸力面,造成较为明显的压力脉动。同时,随着流量的增大,叶轮中间监测点P2的压力脉动峰峰值则逐渐减小,其主要原因为流量增大后,叶片的载荷逐渐减小,叶片压力面和吸力面的压力梯度随着降低,因此压力脉动也降低。

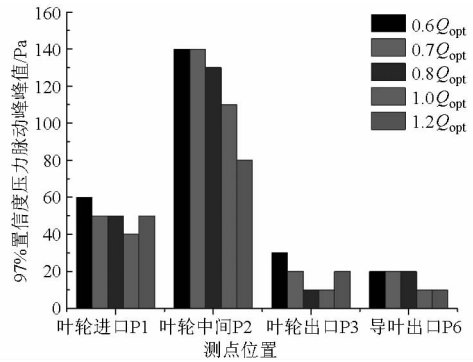


图8 97%置信度的峰峰值对比

Fig. 8 Comparison of peak to peak values with 97% confidence

导叶出口P4的峰峰值规律与叶轮出口相反,在小流量工况(0.6~0.8) Q_{opt} 时较大,可见小流量工况下导叶内的回流旋涡占主导地位,与2.1节中导叶出口P6压力脉动时域分布一致,大流量工况1.2 Q_{opt} 压力脉动幅值并无明显增大的趋势,经过导叶的整流作用,压力脉动强度整体在泵内部最低。

2.3 压力信号脉动频域分析

为了分析压力脉动的频率成分,需对时域信号进行快速傅里叶变换。高频压力传感器的采样频率 f_s 为10 240 Hz,为了保证傅里叶变换的分辨率,取 $M=10 240$ 个采样点进行傅里叶变换,其频率分辨率为 $\Delta f=f_s/M=1/t=1$ Hz。

定义叶频倍数 N_F 为

$$N_F = \frac{60zF}{n} = \frac{F}{F_n} \quad (3)$$

式中 F ——傅里叶变换后的实际频率,Hz

F_n ——相应转速下的叶片通过频率(BPF), Hz

由于泵转速 $n=1 450$ r/min,叶轮叶片 $z=4$,则 $F_n=96$ Hz。用压差 $p^*=p-\bar{p}$ 表示其频谱图中的压力幅值,其中 \bar{p} 为压力信号的平均值。各流量工况叶轮段和导叶段脉动信号经傅里叶变换后的频域图如图9所示。

从图9中可以看出,叶轮段各测点P1、P2和P3在各个流量工况压力脉动的主频均为叶片通过频率(BPF)。叶轮进口测点P1和叶轮中间监测点P2处均

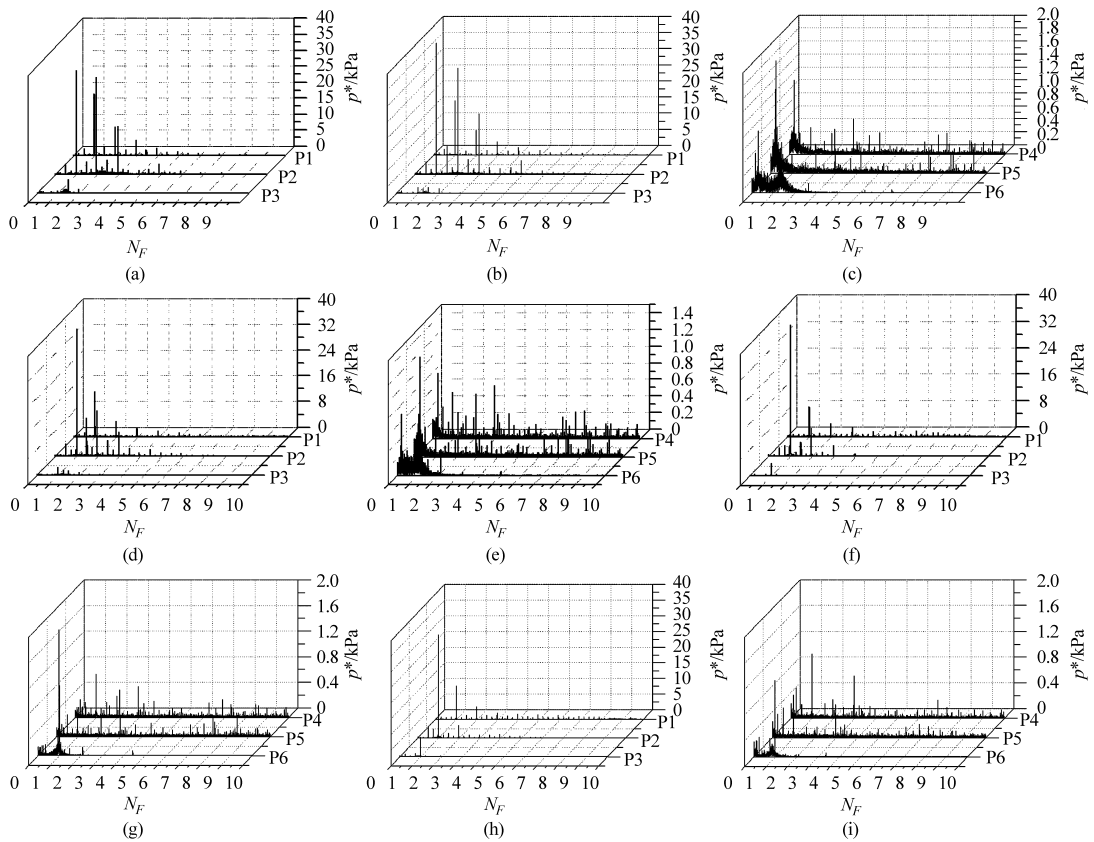


图 9 各流量各测点压力脉动频域图

Fig. 9 Frequency domains of pressure fluctuation under different flow rate conditions

- (a) $0.6Q_{opt}$ 工况, 监测点 P1 ~ P3
- (b) $0.7Q_{opt}$ 工况, 监测点 P1 ~ P3
- (c) $0.7Q_{opt}$ 工况, 监测点 P4 ~ P6
- (d) $0.8Q_{opt}$ 工况, 监测点 P1 ~ P3
- (e) $0.8Q_{opt}$ 工况, 监测点 P4 ~ P6
- (f) $1.0Q_{opt}$ 工况, 监测点 P1 ~ P3
- (g) $1.0Q_{opt}$ 工况, 监测点 P4 ~ P6
- (h) $1.2Q_{opt}$ 工况, 监测点 P1 ~ P3
- (i) $1.2Q_{opt}$ 工况, 监测点 P4 ~ P6

可明显地看到叶片通过频率的高阶谐波, 而叶轮出口测点 P3 处叶片的高阶谐波幅值较小。从图 9 明显可见, 轴频及其谐波均有较明显的幅值。导叶段各测点的压力脉动频率成分复杂, 但叶片通过频率仍能明显看出, 这显示了叶轮作为一个脉动激励源对下游流场的影响。同时由于叶轮、导叶的相干作用, 导叶流道的扩压作用, 使得 P4 和 P5 测点的脉动频谱分布广泛, 从图 9i 可见, 高频区存在脉动量, 3 倍叶频 ($N_f = 3$) 的幅值仍较大。在 $0.8Q_{opt}$ 工况时, 低于 1 倍叶轮通过频率的低频脉动较为剧烈。

将图 9 中出现的主频及其高阶谐波幅值进行了统计, 将主频及其高阶谐波幅值进行指数拟合, 发现其衰减规律为指数分布, 如图 10 所示。

从图中可见主频及其高阶谐波幅值以指数形式衰减。同时, 可以看到主频的高阶谐波均向左侧零点有一个小频移, 且逐渐累加, 这是由于驱动水泵的电动机的实际转速略低于 1450 r/min 而导致的频率滞后现象。

3 结论

(1) 通过轴流泵叶轮内部 3 个不同监测点的频

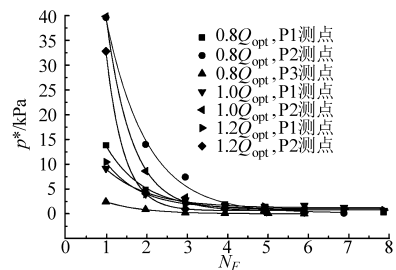


图 10 不同流量下 P1 ~ P3 测点各频率幅值对比

Fig. 10 Comparison of amplitudes of main frequency and harmonics at monitoring P1 ~ P3 under different flow rates

域图发现, 不同流量工况叶轮中间测点压力脉动幅值最大, 叶轮进口测点压力脉动次之, 叶轮出口较小。小流量驼峰工况压力脉动幅值最大, 这与叶片载荷与小流量工况叶轮的回流密切相关。

(2) 叶轮进口、叶轮中间和叶轮出口监测点由于靠近叶轮旋转压力场, 时域波形的波峰和波谷数与叶轮叶片数相同; 在导叶进口、导叶中间和导叶出口监测点的压力脉动由于流体在导叶中的撞击和回流, 存在明显的低频信号, 但叶频仍为主要频率成分之一。

(3) 轴流泵叶轮区不同流量工况不同监测点压

力脉动主频为叶频,谐频为叶轮的倍数在叶轮区域, 的低频信号为主频,幅值较大。其幅值呈指数形式衰减;在小流量工况下导叶出口

参 考 文 献

- 1 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)
- 2 郑源,刘君,周大庆,等.大型轴流泵装置模型试验的压力脉动[J].排灌机械工程学报,2010,28(1):51-55.
Zheng Yuan, Liu Jun, Zhou Daqing, et al. Pressure pulsation of model test in large-size axial-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(1): 51-55. (in Chinese)
- 3 常书平,王永生,魏应三,等.喷水推进器内非定常压力脉动特性[J].江苏大学学报:自然科学版,2012,33(5):522-527.
Chang Shuping, Wang Yongsheng, Wei Yingsan, et al. Pressure fluctuation of unsteady flow in waterjet[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2012, 33(5): 522-527. (in Chinese)
- 4 张德胜,施卫东,李通通,等.轴流泵叶轮出口尾迹区非定常压力和速度场特性[J].农业工程学报,2012,28(17):32-37.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Li Tongtong, et al. Property of unsteady pressure and meridional velocity in wake region of axial-flow pump impeller[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(17): 32-37. (in Chinese)
- 5 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):1003-1009.
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): 1003-1009. (in Chinese)
- 6 Guo Shijie, Maruta Y. Experimental investigations on pressure fluctuations and vibration of the impeller in a centrifugal pump with vaned diffusers[J]. JSME International Journal Series B, 2005, 48(1): 136-143.
- 7 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.
- 8 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.
- 9 Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin, et al. Unsteady flow analysis and experimental investigation of axial-flow pump[J]. Journal of Hydrodynamics, Ser. B, 2010, 22(1): 35-43.
- 10 Shi Weidong, Zhang Desheng, Guan Xingfan, et al. Numerical and experimental investigation of high-efficiency axial-flow pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(1): 38-44.
- 11 施卫东,姚捷,张德胜,等.采样频率和时间对轴流泵压力脉动特性的影响[J].排灌机械工程学报,2013,31(3):190-194.
Shi Weidong, Yao Jie, Zhang Desheng, et al. Influence of sampling frequency and time on pressure fluctuation characteristics of axial-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(3): 190-194. (in Chinese)
- 12 姚志峰,王福军,肖若富,等.双吸离心泵吸水室和压水室压力脉动特性试验研究[J].水利学报,2012,43(4):473-479.
Yao Zhifeng, Wang Fujun, Xiao Ruofu, et al. Experimental investigation on pressure fluctuations in suction chamber and volute of a double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2012, 43(4): 473-479. (in Chinese)
- 13 高波,杨敏官,李忠,等.空化流动诱导离心泵低频振动的实验研究[J].工程热物理学报,2012,33(6):965-968.
Gao Bo, Yang Minguan, Li Zhong, et al. Experimental study on cavitation induced low frequency vibration in a centrifugal pump [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(6): 965-968. (in Chinese)
- 14 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)
- 15 张德胜,施卫东,张华,等.轴流泵叶轮端壁区流动特性数值模拟[J].农业机械学报,2012,43(3):73-77.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Zhang Hua, et al. Numerical simulation of flow field characteristics in tip clearance region of axial-flow impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(3): 73-77. (in Chinese)
- 16 施卫东,张华,陈斌,等.不同叶顶间隙下的轴流泵内部流场数值计算[J].排灌机械,2010,28(5):374-377.
Shi Weidong, Zhang Hua, Chen Bin, et al. Numerical simulation of internal flow field in axial-flow pump with different blade tip clearance sizes[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2010, 28(5): 374-377. (in Chinese)
- 17 Zhang Desheng, Pan Dazhi, Shi Weidong, et al. Study on tip leakage vortex in an axial flow pump based in modified shear stress transportation $k-\omega$ turbulence model[J]. Thermal Science, 17(5): 1551-1555.
- 18 姚捷,施卫东,吴苏青,等.轴流泵压力脉动数值计算与试验[J].农业机械学报,2013,44(增刊1):119-124.
Yao Jie, Shi Weidong, Wu Suqing, et al. Numerical calculation and experiment on pressure fluctuation in axial flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(Supp. 1): 119-124. (in Chinese)

Experimental Investigation of Pressure Fluctuation with Multiple Flow Rates in Scaled Axial Flow Pump

Zhang Desheng Wang Haiyu Shi Weidong Pan Dazhi Shao Peipei

(*Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China*)

Abstract: In order to discuss the characteristics of pressure fluctuation in a scaled axial flow pump at different flow rate conditions, the dynamic pressure fluctuation data of six pressure monitoring points on the pump casing was measured at different flow rates, and the law of pressure fluctuation in impeller was revealed. The experimental results show that waveform of pressure fluctuation at impeller inlet P1 was the normal sine shape, and the peak to peak value of pressure fluctuation at the measuring point P2 in the impeller reached the maximum, and then decreased at monitoring point P1 located in impeller inlet. Time domains of pressure fluctuations in impeller had four peaks and four valleys which were consistent with the impeller blade number, due to the alternating pressure gradient. The secondary flow and tip leakage vortex induced the second harmonic wave significantly at the middle of impeller at small flow rate conditions. Based on Fast Fourier Transform, the main frequencies of pressure fluctuations at three measuring points in the impeller region in different flow rate conditions were all blade passing frequency (BPF), and the harmonic frequency was the multiples of BPF. The amplitudes of harmonic frequency decayed exponentially. However, the low frequency which was induced by the reversed flow and flushing occurred in the frequency domain of pressure fluctuations in the guide vane, and the BPF and its harmonics coexisted.

Key words: Axial-flow pump Pressure fluctuation Multi-conditions Blade passing frequency Harmonic Experiment

(上接第 133 页)

Effects of Internal Circulation Flow on Self-priming Performance of Flow-ejecting Self-priming Pump

Wang Yang Li Guidong Cao Puyu Yin Gang Cui Yurui Li Yacheng

(*National Research Center of Pump, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China*)

Abstract: In order to study the gas-liquid two-phase flow during the gas-liquid mixing and separating process, a flow-ejecting self-priming pump named JETST-100 was chosen. Based on Eulerian-Eulerian multiphase flow model, the transient numerical simulation of the gas-liquid mixing and separating phenomena on the pump chamber was carried out using CFX software. The distributions of pressure, velocity and gas-liquid phases field inside the pump were obtained, and the change of the air volume fraction by monitoring the points on the gas-liquid separation chamber outlet and jet aerator inlet were analyzed. The test and simulation results show that the flow of liquid from the guide vane formed a large amount of velocity circulation. And the water of the pump chamber reduced with the large amount of water into the outlet channel. It was found that adding the reinforcing plate could prevent the generation of circulation on guide vane back, and improve the self-priming performance of the pump.

Key words: Self-priming pump Gas-liquid two-phase Circulation Unsteady flow