

不同转速下轴流泵压力脉动试验*

施卫东¹ 姚捷^{1,2} 张德胜¹ 吴苏青¹ 王海宇¹

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013;

2. 国家知识产权局专利局专利审查协作江苏中心, 苏州 215000)

摘要: 针对某一轴流泵模型, 分别在转速 1 450、1 200、1 000 r/min 下, 通过试验手段对其关键测点进行了压力脉动测量。通过幅值分析得到, 随着流量的增大, RMS 值曲线在叶轮进口处呈先降低后升高的趋势, 在叶轮出口和导叶出口处呈逐渐降低趋势, 转速越高 RMS 值变化速率越快。从频域来看, 叶轮进口在 3 个转速下主频都为叶频, 并在 1 450 r/min、1 200 r/min 转速下还存在 F_n 、 $2F_n$ 、 $3F_n$ 等比较明显的频率成分; 叶轮出口压力脉动的频率范围主要分布在 $0 \sim 8F_n$ 之间, 在 1 450 r/min、1 200 r/min 转速下, 其主频出现在 $(3 \sim 4)F_n$ 之间, 在 1 000 r/min 转速下, 其主频往大频率方向有所偏移, 主要集中在 $(4 \sim 6)F_n$ 之间; 导叶出口压力脉动的频率范围主要分布在 $0 \sim 12F_n$ 之间, 在 1 450 r/min、1 200 r/min 两个转速下, 其主频出现在 $(4 \sim 6)F_n$ 之间, 在 1 000 r/min 转速下, 其主频主要出现在 $(6 \sim 8)F_n$ 之间。

关键词: 轴流泵 压力脉动 试验 幅值特性 频谱特性

中图分类号: TH312 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)03-0066-06

引言

高比转数轴流泵实际运行中, 由叶轮与导叶的动静干涉以及尾迹流引起的压力脉动, 是影响轴流泵机组振动及不稳定运行的主要水力振动源之一, 它会导致振动噪声、机组共振和叶片裂纹, 直接影响到大型泵站的安全运行。因此, 对轴流泵压力脉动特性的研究具有重要意义^[1-3]。

国内外学者主要从数值模拟和试验测量两个方面对水力机械的压力脉动进行研究。随着 CFD 技术的发展, 学者们利用雷诺应力模型和大涡模拟等方法, 进行非定常数值模拟, 得出了轴流泵压力脉动的基本规律^[4-7]。

然而, 目前轴流泵的压力脉动研究主要还是基于数值模拟, 试验研究相对较少。虽然数值模拟技术能较经济地计算出水力机械的压力脉动特性, 但真实的流场存在边界层分离、回流、二次涡等复杂湍流, 基于湍流模型的数值计算存在经验性假设, 不能真实地反映脉动特性^[8-11]。因此, 本文通过试验的方法, 研究高比转数轴流泵内动静转子的压力脉动特性。

1 试验装置与仪器

轴流泵模型的压力脉动试验在 $\Phi 500$ mm 水

泵模型泵段及模型装置试验台上进行。试验装置布置如图 1 所示, 主要循环系统由试验段、汽蚀筒、稳流筒、进水箱、出水箱、辅助泵、正反向供水切换管路、智能电磁流量计、智能压力传感器等组成。

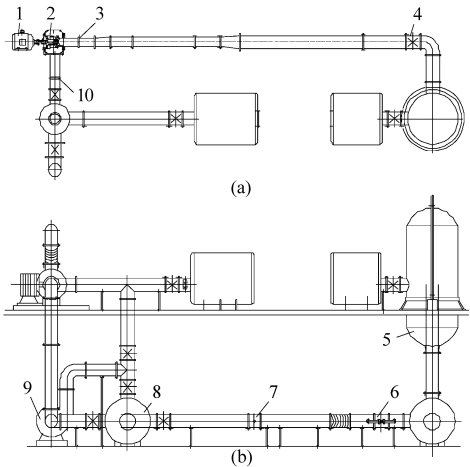


图 1 试验装置示意图

Fig. 1 Diagrammatic drawing of test equipment

(a) 俯视图 (b) 侧视图

1. 电动机 2. 泵段 3. 进口测压孔 4. 闸阀 5. 汽蚀罐 6. 电动闸阀 7. 电磁流量计 8. 稳压罐 9. 增压泵 10. 出口测压孔

本次试验所用到的装置及仪器主要有: 轴流泵模型 1 台, 压力变送器 2 个, 电磁流量计 1 个, 转矩转速传感器 1 台, 泵产品参数测量仪 1 台, 高频压力

收稿日期: 2013-03-07 修回日期: 2013-04-23
* 国家自然科学基金资助项目(51079063, 51109093)和江苏高校优势学科建设工程资助项目
作者简介: 施卫东, 研究员, 博士生导师, 主要从事流体机械及工程研究, E-mail: wdshi@ujs.edu.cn

传感器 3 个,水力机械综合测试仪 1 台,计算机 2 台。

试验的轴流泵模型如图 2 所示,其参数如下:比转数 $n_s = 700$,叶片数 $z = 4$,导叶叶片数 $z_d = 7$,叶轮直径 $D_2 = 300$ mm,叶顶间隙 0.5 mm。

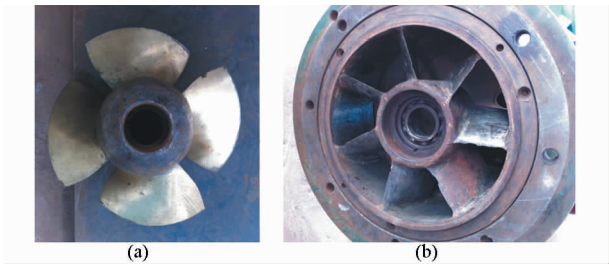


图 2 试验模型泵
Fig. 2 Test model pump
(a) 转轮部分 (b) 导叶部分

根据 SL140-2006《水泵模型及装置模型验收试验规程》,设置叶轮进口、叶轮出口及导叶出口 3 个测点(分别称测点 1、测点 2 及测点 3)进行试验分析。在进行压力脉动试验时,需要在泵体上打孔以便安装高频压力脉动传感器,对于测点 1 和测点 2,由于结构限制,不方便打孔,因此分别在进口段与转轮段之间和转轮段与导叶段之间加上法兰,然后在法兰上打孔安装压力脉动传感器,测点 3 直接在导叶体上打孔。其中测点 1 传感器的测量范围为 $-100 \sim 100$ kPa,测点 2、3 传感器的测量范围为 $0 \sim 200$ kPa。

压力脉动传感器采用 CYG1146T 型压阻式压力变送器,基本参数为:精度 0.25 级;输出信号 $0 \sim 5$ V。各测点传感器的测量范围。试验时,设置采样频率为 10 kHz,每次采样时间持续 10 s。

2 试验可靠性分析

为了验证试验台和试验方法的可靠性,在同样的试验方法和条件下进行 1 450 r/min 转速下的重复性试验,分别从外特性试验结果和压力脉动试验结果两个方面来进行说明。

2.1 外特性试验结果的可靠性

图 3 所示为 3 次重复性试验的外特性对比结果。可以看出,3 次试验的外特性趋势完全一致,且相近工况下的数值结果十分接近,说明试验结果正确可信。

2.2 压力脉动试验结果的可靠性

进行 3 次重复性压力脉动试验,并选取测点 2 进行分析,如图 4 所示。本文采用 RMS 值来分析轴流泵压力脉动试验结果的重复性。

RMS 值又称均方根值和有效值,它具有明确的

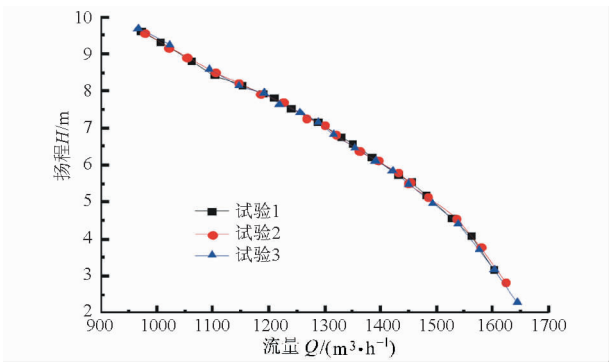


图 3 外特性重复性试验曲线
Fig. 3 External characteristic curves of repetitive experiment

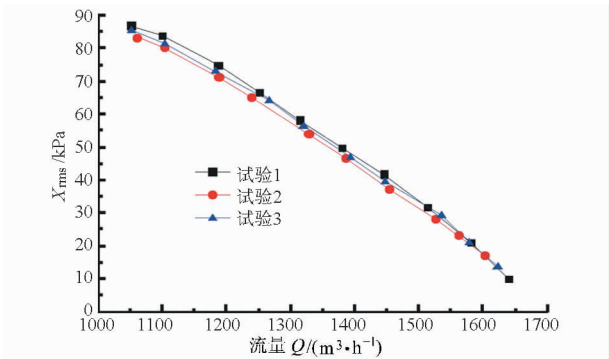


图 4 压力脉动重复性试验曲线
Fig. 4 Pressure fluctuation curves of repetitive experiment

物理意义,以及较小的数值离散程度,能较好地表征压力脉动能量水平,是信号幅值分析的主要参数之一,其计算公式为

$$X_{rms} = \sqrt{\frac{X_1^2 + X_2^2 + \cdots + X_k^2}{k}} \quad (1)$$

式中 X_i ——测量值 X 的第 i 次测量值
 k ——测量次数

3 外特性试验结果与分析

分别在 1 450、1 200、1 000 r/min 3 个转速下进行外特性试验,测得外特性曲线如图 5 所示,并得出各转速下最高效率点对应的流量、扬程、效率,见表 1。

4 压力脉动分析

4.1 压力脉动幅值分析

通过试验分别得到 3 个测点在 1 450、1 200、1 000 r/min 3 个转速下的压力脉动数据,每组试验数据取其中 58 个周期的压力脉动数据进行分析(下一小节取同样的 58 个周期)。

图 6 所示分别为 3 个测点在不同转速下的 RMS 值。其中 X_{rms} 表示各测点所测得压力的 RMS 值; Q/Q_{opt} 表示实际流量与对应转速下的效率最高流量点的比值。

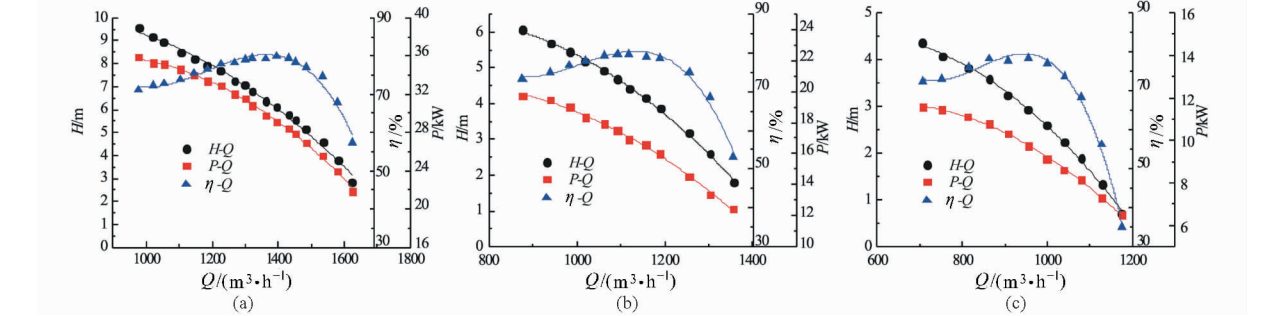


图5 外特性曲线

Fig. 5 External characteristic curves

(a) $n = 1\,450\text{ r/min}$ (b) $n = 1\,200\text{ r/min}$ (c) $n = 1\,000\text{ r/min}$

表 1 各转速下最优工况点的外特性参数			
Tab. 1 External characteristic parameters of each optimum operating condition at every rotating speed			
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	流量 $Q/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	扬程 H/m	效率 $\eta/\%$
1 450	1 323. 0	6. 80	80. 12
1 200	1 098. 9	4. 64	80. 07
1 000	942. 0	3. 03	79. 51

从图 6 中可以看出,在叶轮进口,当转速 $n = 1\,450\text{ r/min}$ 时,RMS 值在 $0.8Q_{\text{opt}}$ 左右微微下降, $0.83Q_{\text{opt}}$ 后随流量增加而增加;当 $n = 1\,200\text{ r/min}$ 时,RMS 值在 $(0.8 \sim 1.0)Q_{\text{opt}}$ 工况范围内随流量增

加而减小,在 $(1.0 \sim 1.3)Q_{\text{opt}}$ 工况范围内随着流量增加而增加;而在转速 $n = 1\,000\text{ r/min}$ 时,下降区域已经延伸到大流量区域,RMS 值在 $(0.8 \sim 1.15)Q_{\text{opt}}$ 工况范围内随流量增加而减小,在 $(1.15 \sim 1.3)Q_{\text{opt}}$ 工况范围内随着流量增加而增加。即随着转速减小,RMS 最小值向对应转速下的大流量工况方向偏移。测点 1 的 RMS 值均呈现先减小后增加的趋势,这是由于随着流量的增大,进口逐渐出现负压,流量越大,进口负压越大,根据 RMS 的定义,可知 RMS 值在一定的流量区域会随着流量增加而增加。

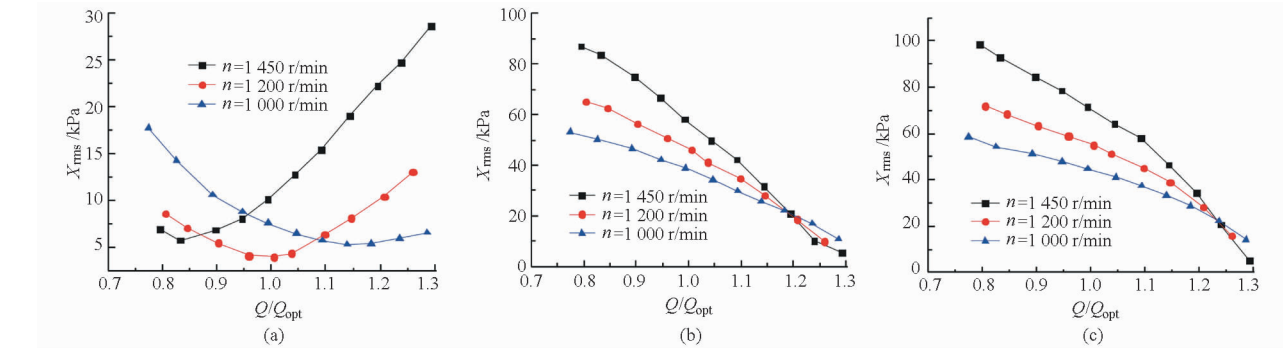


图6 不同测点的 RMS 值曲线

Fig. 6 RMS values of different measuring points

(a) 测点 1 (b) 测点 2 (c) 测点 3

在叶轮出口,各转速下 RMS 值都随着流量增加而减小,转速越高,RMS 值下降得越快,3 个转速下的 RMS 值最后在大约 $1.19Q_{\text{opt}}$ 处相交。在交点前,同一 Q/Q_{opt} 下,RMS 值与转速呈正相关关系;在交点后,同一 Q/Q_{opt} 下,RMS 值与转速呈负相关关系。

导叶出口的规律与叶轮出口相似,各转速下 RMS 值的交点相比叶轮出口向大流量工况方向偏移。导叶出口的总 RMS 值大于叶轮出口和叶轮进口。

4.2 压力脉动频域分析

为了消除测点处静压对分析压力脉动的影响,对比不同转速下的各测点压力脉动,用压差 P^* 表示其频域图中压力幅值,转频倍数 N_F 表示各压力对应

频率大小。定义压差 P^* 为

$$P^* = P - \overline{P} \tag{2}$$

式中 P ——各个采样时刻在某个测点的压力
 $\overline{P}$ ——整个采样时间内某个测点的平均压力

定义转频倍数 N_F 为

$$N_F = \frac{60F}{n} = \frac{F}{F_n} \tag{3}$$

式中 F ——傅里叶变换后的实际频率

F_n ——相应转速下的转频

试验结果分别如图 7~9 所示。

4.2.1 不同转速下叶轮进口压力脉动频域分析
比较不同转速下测点 1 的频域图可以看出,3 个转速下叶轮进口的主频都为叶频,这是由于叶轮

叶片周期性转动对进口流场所造成的影响。但在转速为 1 450 r/min 和 1 200 r/min 时还存在 F_n 、 $2F_n$ 、 $3F_n$ 等比较明显的频率成分,当转速为 1 000 r/min 时,次频幅值则明显减小。

比较各转速不同工况下叶频对应的分频幅值可以发现,在效率最优工况时,叶轮进口的最大分频幅

值最小,距离效率最优工况越远,最大分频幅值越高。在 $0.8Q_{opt}$ 时各转速下最大分频幅值达到最大。当转速降低到一定程度,各工况下最大分频幅值明显增大,转速为 1 000 r/min 时, $0.8Q_{opt}$ 工况下最大分频幅值为 19.94 kPa,是 1 450 r/min 下对应工况最大分频幅值的 2.22 倍。

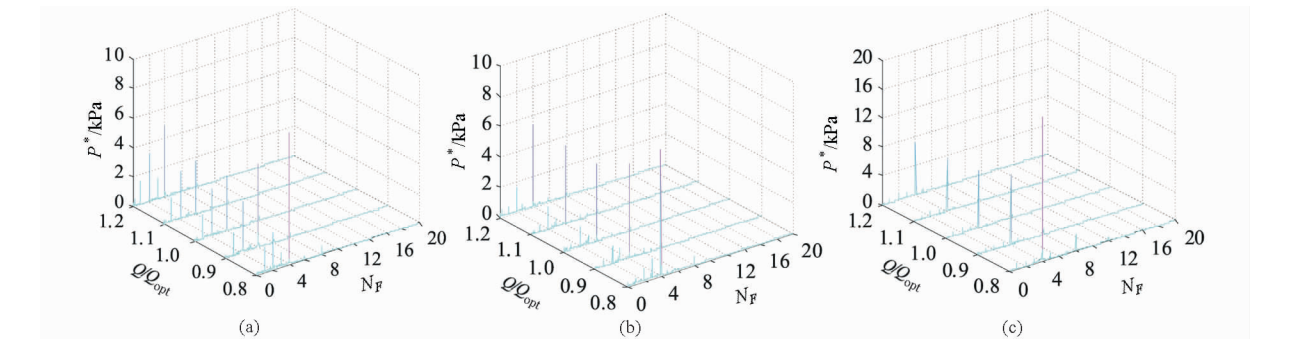


图 7 不同转速下测点 1 的频域图

Fig. 7 Frequency domain at point 1 under different rotating speeds

(a) $n = 1\,450\text{ r/min}$ (b) $n = 1\,200\text{ r/min}$ (c) $n = 1\,000\text{ r/min}$

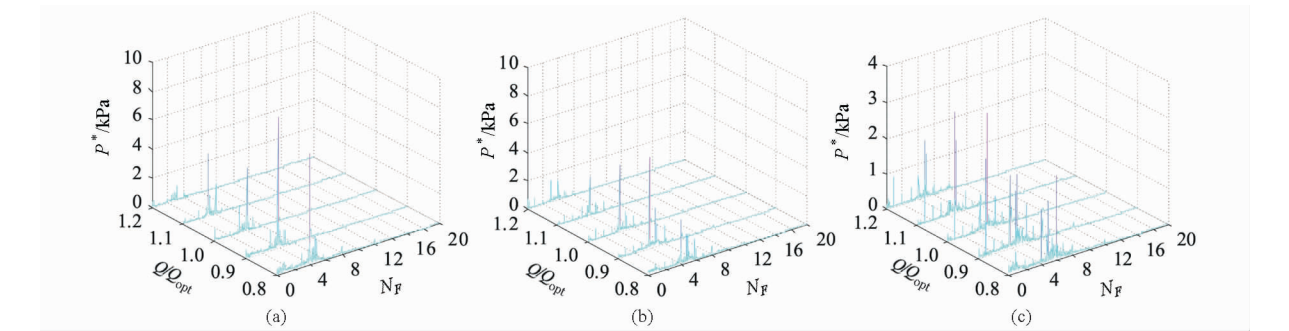


图 8 不同转速下测点 2 的频域图

Fig. 8 Frequency domain at point 2 under different rotating speeds

(a) $n = 1\,450\text{ r/min}$ (b) $n = 1\,200\text{ r/min}$ (c) $n = 1\,000\text{ r/min}$

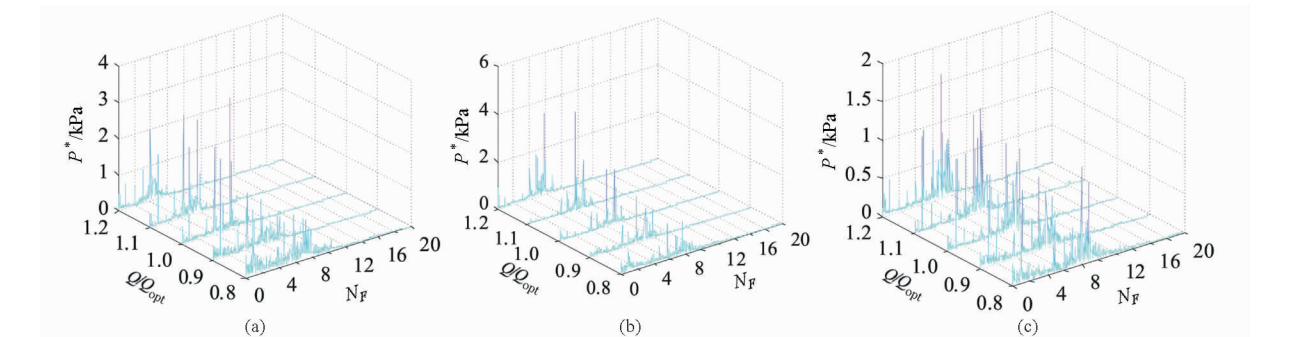


图 9 不同转速下测点 3 的频域图

Fig. 9 Frequency domain at point 3 under different rotating speeds

(a) $n = 1\,450\text{ r/min}$ (b) $n = 1\,200\text{ r/min}$ (c) $n = 1\,000\text{ r/min}$

4.2.2 不同转速下叶轮出口压力脉动频域分析

叶轮出口压力脉动的频率范围主要分布在 $0 \sim 8F_n$ 之间,这是因为叶轮出口的流动要比进口复杂,既要受到叶轮叶片尾迹流的影响,又存在动静干涉的影响。在 1 450 r/min、1 200 r/min 两个转速下,其主频出现在 $(3 \sim 4)F_n$ 之间,在 1 000 r/min 转速下,

主频往大频率方向偏移,分布在 $(4 \sim 6)F_n$ 之间。这说明叶轮出口压力脉动主频与转速并非呈线性关系,当转速减小到一定程度,叶轮出口压力脉动的主频的 N_F 值会出现一定程度的升高。另外各分频幅值随着转速的减小而降低,在转速为 1 000 r/min 时,幅值明显降低,最高只有 3.29 kPa。

对于不同工况下叶轮出口的频率特性,其频率分布范围不变,各工况下最小的主频幅值并没有出现在最优效率工况,最大的主频幅值往大流量方向偏移,且转速越小,偏移越大。

4.2.3 不同转速下导叶出口压力脉动频域分析

导叶出口压力脉动的频率范围分布较叶轮出口更为广泛,主要分布在 $0 \sim 12F_n$ 之间,在转速 $1\,000\text{ r/min}$ 时,频率范围较 $1\,450\text{ r/min}$ 、 $1\,200\text{ r/min}$ 两个转速更宽。在 $1\,450\text{ r/min}$ 、 $1\,200\text{ r/min}$ 两个转速下,其主频出现在 $(4 \sim 6)F_n$ 之间,在 $1\,000\text{ r/min}$ 转速下,其主频在 $(6 \sim 8)F_n$ 之间。由于导叶的整流作用,各分频幅值较叶轮进口和出口明显降低。

各转速下导叶出口的主频幅值往大流量方向偏移。转速越小,偏移越多。各转速下不同工况的压力脉动主频见表 2,其中主频用转频倍数 N_f 表示。

表 2 各转速不同工况下的压力脉动主频

Tab.2 Main frequency of pressure fluctuation under different operation conditions

测点	n $/(r \cdot \min^{-1})$	Q/Q_{opt}				
		0.8	0.9	1.0	1.1	1.2
测点 2	1 450	4	4	4	3	3
	1 200	4	4	4	4	3
	1 000	6	5	5	5	4.8
测点 3	1 450	5.8	5.8	5.8	4	4
	1 200	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8
	1 000	8	6.8	6.8	7.8	6.8

5 结 论

(1) 通过幅值分析得到,在叶轮进口处,随着流量的增大,由于存在负压, RMS 值曲线呈先降低后升高的趋势,不同工况下 RMS 最小值随着转速减小向大流量工况方向偏移;在叶轮出口和导叶出口, RMS 呈逐渐降低趋势,转速越高 RMS 值变化速率越快。

(2) 从频域来看,叶轮进口在 3 个转速下主频都为叶频,这是由于叶轮叶片转动对进口流场所造成的影响。在 $1\,450\text{ r/min}$ 、 $1\,200\text{ r/min}$ 转速下还存在 F_n 、 $2F_n$ 、 $3F_n$ 等比较明显的频率成分,而在转速为 $1\,000\text{ r/min}$ 时,次频幅值则明显减小。

(3) 叶轮出口压力脉动的频率范围主要分布在 $0 \sim 8F_n$ 之间,在 $1\,450\text{ r/min}$ 、 $1\,200\text{ r/min}$ 转速下,其主频出现在 $(3 \sim 4)F_n$ 之间,在 $1\,000\text{ r/min}$ 转速下,主频往大频率方向偏移,分布在 $(4 \sim 6)F_n$ 之间,这说明叶轮出口压力脉动主频与转速呈非线性关系,当转速减小到一定程度,叶轮出口压力脉动主频的 N_f 值就会升高。

(4) 导叶出口压力脉动的频率范围主要分布在 $0 \sim 12F_n$ 之间,在 $1\,450\text{ r/min}$ 、 $1\,200\text{ r/min}$ 两个转速下,其主频出现在 $(4 \sim 6)F_n$ 之间,在 $1\,000\text{ r/min}$ 转速下,其主频主要出现在 $(6 \sim 8)F_n$ 之间。

参 考 文 献

1 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)

2 Jose Gonzalez,Carlos Santolaria. Unsteady flow structure and global variables in a centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(5): 937-946.

3 朱荣生,李小龙,袁寿其,等. 1 000 MW 级核主泵压水室出口压力脉动[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(4):395-400.
Zhu Rongsheng, Li Xiaolong, Yuan Shouqi, et al. Collector discharge pressure fluctuation of 1 000 MW nuclear reactor coolant pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012,30(4):395-400. (in Chinese)

4 Jaeger E U,Seidel U. Pressure Fluctuation in Francis Turbines[M]. Idaho: Voith Hydro Internal Report, 1999.

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 R·格里希, J·拉贝. 高比转速混流式模型水轮机不稳定空腔流的测定[M]//水利水电科学研究院水轮机水力振动译文集. 北京:水利水电出版社,1979:10-40.

7 赵越,覃大清,刘文杰,等. 根据随机不确定度对表征压力脉动程度的特征参数的比较[J]. 大电机技术,2012, 42(1):34-37.
Zhao Yue, Qin Daqing, Liu Wenjie, et al. Comparison with the characteristic parameters that denoted the extent of pressure fluctuation on stochastic uncertainty[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2012, 42(1):34-37. (in Chinese)

8 施卫东,龙飞,张德胜,等. 潜水轴流泵内部固液两相流动的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2012, 30(5):508-512.
Shi Weidong, Long Fei, Zhang Desheng, et al. Numerical simulation of solid-liquid two-phase turbulent flow in submersible axial-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(5):508-512. (in Chinese)

9 Van Esch B P M, Kruyt N P. Hydraulic Performance of a mixed-flow pump: unsteady inviscid computations and loss models[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(2):256-264.

10 刘厚林,杨东升,谈明高,等. 双叶片离心泵内动静干涉的三维 PIV 测量[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(4):384-389.
Liu Houlin, Yang Dongsheng, Tan Minggao, et al. 3D PIV measurements of rotor-stator interactions in double-blade centrifugal

pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery and Engineering, 2012, 30(4):384 – 389. (in Chinese)

11 施卫东,冷洪飞,张德胜. 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)

Test Comparative Study on Impact of Different Revolving Speed on Pressure Fluctuation in Axial Flow Pump

Shi Weidong¹ Yao Jie^{1,2} Zhang Desheng¹ Wu Suqing¹ Wang Haiyu¹

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China
2. Patent Examination Cooperation Jiangsu Center of the Patent Office, SIPO, Suzhou 215000, China)

Abstract: Pressure fluctuation measurement was conducted on the key points in an axial flow pump operating at 1 450 r/min, 1 200 r/min, 1 000 r/min, respectively based on test. According to amplitude analysis, the results showed that the RMS tends to decrease firstly and then increase with the increase of flow rate at the impeller inlet, and decline in outlet of impeller and outlet of vane. The RMS varies more quickly with higher revolving speed. In terms of frequency domain, the base frequency at three revolving speeds is blade frequency at the impeller inlet, at the same time there also exists such frequency components: F_n , $2F_n$, $3F_n$ at revolving speeds of 1 450 r/min and 1 200 r/min. And at the impeller outlet, frequency domain ranges from 0 to $8F_n$; the base frequency appears in the range of $3F_n$ to $4F_n$ at revolving speeds 1 450 r/min and 1 200 r/min and shifts to higher frequency from $4F_n$ to $6F_n$ at revolving speed of 1 000 r/min. While at the outlet of guide-vanes, frequency domain of pressure fluctuation ranges from 0 to $12F_n$; the base frequency appears in the range of $4F_n$ to $6F_n$ at revolving speed of 1 450 r/min and 1 200 r/min, and turns into another range from $6F_n$ to $8F_n$ at revolving speed of 1 000 r/min. The pressure fluctuation law was obtained with different revolving speeds and measuring points in the axial flow pump actual operation in the study, which provides reference for numerical simulation and lays a theoretical basis for weakening pressure fluctuation of the axial flow pump.

Key words: Axial-flow pump Pressure fluctuation Experiment Amplitude characteristics Spectral characteristics