

# 给定转子动力学参数的离心泵内部流体力研究\*

潘中永 陈士星 吴燕兰 张大庆 李彦军

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

**摘要:** 通过数值模拟和试验,研究了涡动情况下偏心距和涡动频率比对离心泵内外特性的影响。在给定一系列转子动力学参数条件下,采用 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型对包含前后泵腔在内的全流场进行数值模拟,分析了偏心距对离心泵外特性的影响和涡动频率比对离心泵内部流场的影响,研究了离心泵内部流体力的分布情况以及偏心距和涡动频率比对离心泵内部流体力的影响。研究表明:随着偏心距的增大,泵高效区范围变窄;流体力的法向分力  $F_n$ 、切向分力  $F_t$  均与涡动频率比  $\omega/\Omega$  近似呈二次函数关系,这种二次函数关系与偏心距大小相关;叶轮受到的流体力主要来源于叶轮内部流体,且叶轮内部流体周向压力分布不均。对于离心泵来说,当  $\omega/\Omega > 0$  时,叶轮内的旋涡较少,水力损失较小,对涡动效果有抑制作用;当  $\omega/\Omega < 0$  时,叶轮内旋涡较多,水力损失较大,对涡动效果有促进作用。

**关键词:** 离心泵 流体力 转子动力学 偏心距 涡动频率比

**中图分类号:** TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)07-0055-06

## Fluid-induced Forces in Centrifugal Pump under Given Rotordynamic Parameters

Pan Zhongyong Chen Shixing Wu Yanlan Zhang Daqing Li Yanjun

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

**Abstract:** The effect of eccentricity and whirl frequency ratio on the internal and external characteristics of a centrifugal pump was investigated numerically and experimentally. Under a series of given rotordynamic parameters, the RNG  $k-\varepsilon$  turbulence model was applied in the simulation of whole flow field including front and back shrouds of pump. The influence of eccentricity on the external characteristics of the centrifugal pump and the impact of whirl frequency ratio on the internal flow field were analyzed. Then the distribution of the fluid-induced forces in the centrifugal pump and the effect of eccentricity and whirl frequency ratio on the fluid-induced forces in the centrifugal pump were investigated. According to the results, it could be drawn that the high efficiency area of centrifugal pump narrows as the eccentricity increases. Normal fluid force component  $F_n$  and tangential fluid force component  $F_t$  were both approximate into a quadratic function relation against the whirl frequency ratio  $\omega/\Omega$ , influenced by the eccentricity. The fluid-induced forces acting on the impeller were mainly generated by the internal fluid of impeller and uneven circumferential pressure distribution inside. In the centrifugal pump, when  $\omega/\Omega > 0$ , vortexes within the impeller were less, hydraulic loss was lower and so restrained the whirling motion; when  $\omega/\Omega < 0$ , vortexes within the impeller were more, hydraulic loss was higher and thus promoted the whirling motion.

**Key words:** Centrifugal pump Fluid-induced forces Rotordynamic Eccentricity Whirl frequency ratio

## 引言

离心泵在低转速和小功率下运行时,通常不考虑转子动力学不稳定问题。近年来,高转速和大功率逐渐成为离心泵发展的新趋势,但是离心泵在高转速和大功率下运行时,转子动力学不稳定问题比较严重,往往会影响到离心泵的性能,并提高了对泵装置本身强度的要求。因此,研究离心泵在高转速和大功率下运行时的转子动力学问题非常有必要。

综合关于离心泵内部流体力的研究<sup>[1-8]</sup>,可以看出其主要集中于涡动情况下作用于离心泵叶轮上的流体力和涡动频率比,叶轮出口旋涡等因素之间的关系及其对离心泵转子动力学特性的影响,而通常忽略偏心距的变化,关于偏心距对离心泵内部流体力的影响,流体力分量与涡动频率比之间的二次函数关系是否与偏心距相关,以及涡动情况下流体力的主要来源研究较少。本文在给定一系列转子动力学参数条件下,首先比较偏心距对离心泵外特性的影响,并将计算值和试验值进行对比;接着从流量的角度,研究涡动频率比对离心泵内部流场的影响;最后研究涡动情况下,离心泵内部流体力的分布以及偏心距和涡动频率比对离心泵内部流体力的影响。

## 1 试验用泵

本文所计算离心泵叶轮<sup>[9]</sup>设计参数为:扬程 37.11 m,流量 18.25 m<sup>3</sup>/h,比转数 60.5,转速 3 500 r/min,叶轮进口直径 53 mm,叶轮外径 155 mm,叶轮出口宽度 6 mm,叶片数 5。试验台和叶轮实物如图 1 所示。

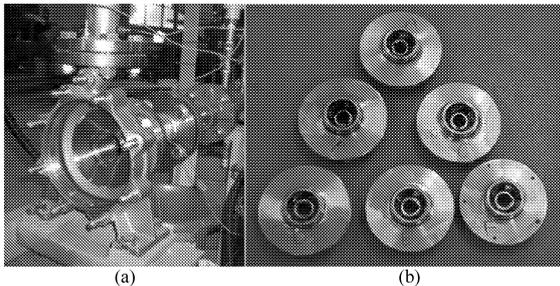


图 1 试验台和叶轮实物图

Fig. 1 Test-bed and impeller

(a) 试验台 (b) 叶轮实物

## 2 单级离心泵转子动力学的基本参数

图 2 为叶轮的涡动模型,其中  $\omega$  为叶轮涡动转速, $\Omega$  为叶轮自转转速, $\epsilon$  为偏心距。作用在旋转叶轮上的流体力通常分解为法向力  $F_n$  和切向力  $F_t$ ,为了转子动力学求解方便, $F_n$  和  $F_t$  通常作为涡动频率

比  $\omega/\Omega$  的函数<sup>[10]</sup>,其无量纲形式为

$$F_n = M (\omega/\Omega)^2 - c(\omega/\Omega) - K \quad (1)$$

$$F_t = -m (\omega/\Omega)^2 - C(\omega/\Omega) + k \quad (2)$$

公式(1)、(2)是通过在不同涡动频率比下  $F_n$  和  $F_t$  的散点值进行曲线拟合得到的,它与真实的流体力之间有一定误差,不过由于误差不大且便于引入转子动力学计算中,所以比较常用。式中参数  $M$ 、 $m$ 、 $C$ 、 $c$ 、 $K$ 、 $k$  用于分析流体力对转子动力学特性的影响。

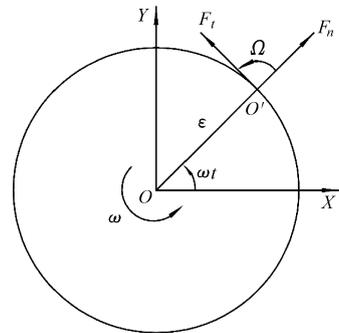


图 2 涡动模型示意图

Fig. 2 Schematic of whirling model

## 3 数值计算

### 3.1 网格划分

根据离心泵的结构参数,在 Pro/E 软件中进行叶轮与蜗壳的三维实体造型。使用商业化软件 ANSYS 13.0 Workbench 中流体仿真平台 ANSYS-FLUENT 进行 CFD 模拟。在数值模拟中,将几何区域输入至 ANSYS ICEM CFD 软件中划分网格。由于叶轮口环间隙较小,非结构化网格很难进行较好的处理,因此对叶轮口环间隙水体采用了六面体结构化网格以保证网格质量。本文在进行了网格无关性验证后,对前腔水体、叶轮水体和蜗壳水体在扭曲较大处使用非结构化网格进行局部加密。最后进行了网格质量和边界层检查,其中网格的正交质量 (Orthogonal quality) 大于 0.50,质量较高,满足计算要求。图 3 为叶轮等水体的网格和全流场的网格装配。在 5 种偏心距 (0.1、0.2、0.3、0.4、0.5 mm) 下,全流场的网格数分别为 1 204 109、1 216 923、1 232 867、1 240 271、1 256 764。

### 3.2 参数设置和离心泵几何计算模型

根据 Boussinesq 湍流涡粘性假设,在湍流充分发展的湍流核心区,采用 RNG  $k-\epsilon$  双方程湍流模型;进口边界条件取速度进口 (Velocity-inlet);出口边界条件取充分发展条件即自由出流 (Outflow);水体壁面的粗糙度高度 (Roughness height) 取为 50  $\mu\text{m}$ ;考虑到叶轮存在涡动,通过在旋转坐标系中

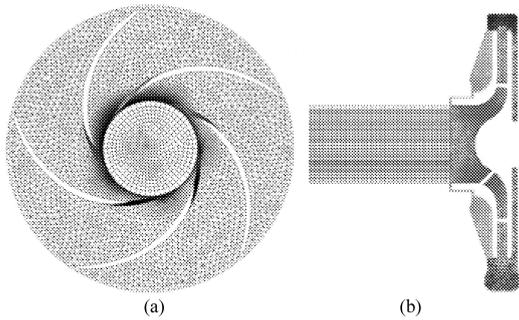


图 3 网格划分

Fig. 3 Grid meshing

(a) 叶轮和进口段的网格 (b) 全流场网格装配

重新定义叶轮的旋转轴和轴心, 给定偏心距  $\varepsilon$  和涡动转速  $\omega$ , 并结合叶轮自转实现其在流场内的涡动。其中离心泵在给定偏心距和涡动速度下的离心泵几何计算模型, 如图 4 所示。

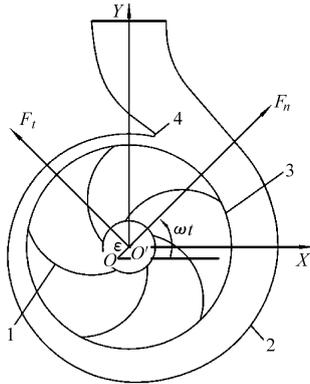


图 4 离心泵几何计算模型

Fig. 4 Schematic of geometry calculation model of centrifugal pump

1. 叶轮叶片 2. 蜗壳 3. 叶轮 4. 隔舌

## 4 结果分析

### 4.1 试验与数值计算结果比较

为了研究偏心距对离心泵扬程和效率的影响, 本文首先对离心泵进行了性能试验, 然后以  $\omega/\Omega = 0$  为例, 分别计算了  $\varepsilon$  为 0.1、0.3、0.5 mm 时离心泵的扬程和效率, 最后将扬程和效率的计算值和试验值进行对比, 结果如图 5 所示。

由图 5 可得: 在小流量区, 3 个偏心距下的扬程计算值都高于试验值, 效率计算值与试验值比较接近; 在设计工况附近和大流量区域, 扬程和效率计算值随着偏心距的增大而减小; 在大流量区域, 偏心距为 0.1 mm 和 0.3 mm 时, 扬程和效率的计算值大于试验值, 而偏心距为 0.5 mm 时, 扬程和效率的计算值小于试验值, 且扬程和效率出现骤降现象; 此外, 随着偏心距的增大, 泵高效区范围变窄。

### 4.2 涡动情况下离心泵内部涡量分布

离心泵内部流动比较复杂, 经常出现旋涡流动,

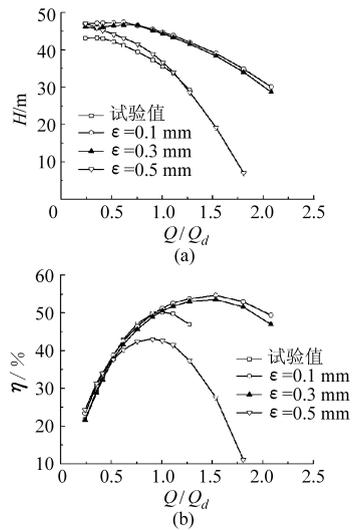


图 5 模拟与试验性能曲线对比

Fig. 5 Comparison of performance curves between simulation and experiment

(a)  $H-Q$  (b)  $\eta-Q$

通常用涡量来衡量其大小和方向。这里涡量指速度场的旋度。为了研究涡动情况下离心泵内部的涡量分布, 本文以偏心距 0.3 mm 为例, 研究了 4 种涡动频率比下  $Z=0$  和  $X=0$  断面上的涡量分布, 结果如图 6 所示。

由图 6 可得, 当  $\omega/\Omega > 0$  时, 在叶轮进口区域出现大量旋涡区, 且涡量较小, 主要集中于 143 ~

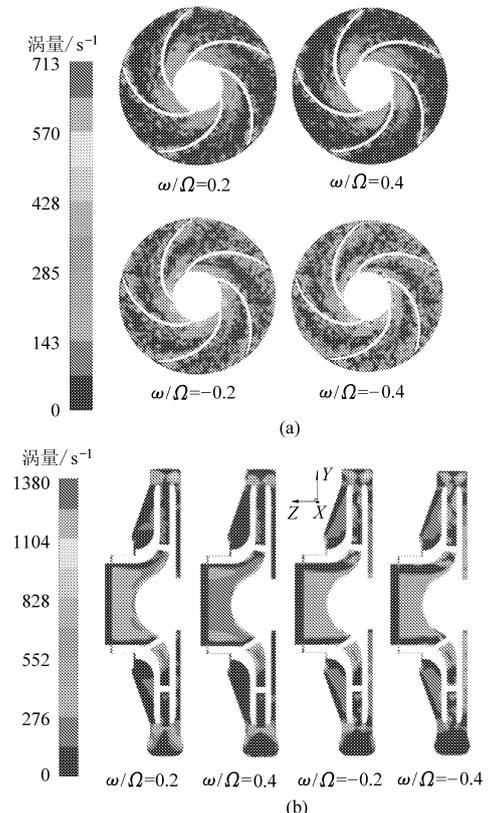


图 6 涡量分布

Fig. 6 Distribution of vorticity

(a)  $Z=0$  平面上的涡量分布 (b)  $X=0$  平面上的涡量分布

$428\text{ s}^{-1}$ ;在主流道和叶轮出口区域旋涡较少,且涡量接近0;前腔和后腔出现少量旋涡区,涡量接近于0;与有旋涡的区域面积相比,主流道内没有旋涡的区域面积较大。当 $\omega/\Omega < 0$ 时,在叶轮进口区域、出口区域和靠近叶片工作面和背面区域均出现大量旋涡区;在叶轮进口区域和叶片背面靠近出口的区域,涡量较大,主要集中于 $428 \sim 713\text{ s}^{-1}$ ;前腔和后腔出现大量旋涡区,涡量较小,主要集中于 $138 \sim 414\text{ s}^{-1}$ ;与有旋涡的区域面积相比,主流道内没有旋涡的区域面积较小。

综合上述分析,当 $\omega/\Omega > 0$ 时,叶轮内的旋涡较少,内部能量耗散较小,水力损失较小;当 $\omega/\Omega < 0$ 时,叶轮内旋涡较多,内部能量耗散较大,水力损失较大。

### 4.3 涡动情况下离心泵内部流体力分析

#### 4.3.1 离心泵内部流体力分布

为了准确计算各部分水体对叶轮的作用力及分布情况,本文先对包含前后腔在内的全流场进行了数值模拟;并分别计算了前腔水体、后腔水体和叶轮内部水体对叶轮的作用力;最后用每个部分水体对叶轮作用力除以所有水体对叶轮作用力之和,得到离心泵内部流体力分布情况。流体力的法向分力 $F_n$ 和切向分力 $F_t$ 在不同涡动频率比下的分布情况如表1和表2所示。

表1 法向分力 $F_n$ 的分布情况

Tab.1 Distribution of normal force  $F_n$

涡动频率比	前腔百分 比/%	后腔百分 比/%	叶轮内部 百分比/%
-0.7	3.34	11.25	85.41
-0.6	3.61	11.52	84.88
-0.5	4.01	11.26	84.73
-0.4	4.10	10.62	85.28
-0.3	5.05	9.24	85.70
-0.2	5.88	7.67	86.45
-0.1	7.17	5.55	87.28
0	8.55	3.35	88.10
0.1	8.97	6.51	84.52
0.2	25.57	68.49	5.94
0.3	34.57	31.09	34.34
0.4	7.40	10.30	82.29
0.5	5.03	5.17	89.80
0.6	5.29	7.47	87.24
0.7	3.40	3.37	93.23
平均值	8.80	13.52	77.68

从表1和表2可以看出,对于低比转数离心泵,叶轮内部的流体对叶轮内壁的法向作用力 $F_n$ 和切向作用力 $F_t$ 分别占叶轮内外壁受到的总作用力的77.68%和68.92%。这说明叶轮内部流体贡献了

叶轮受到的主要流体力,即涡动情况下离心泵内部流体力主要来源于叶轮内部流体。

表2 切向分力 $F_t$ 的分布情况

Tab.2 Distribution of tangential force  $F_t$

涡动频率 比	前腔百分 比/%	后腔百分 比/%	叶轮内部 百分比/%
-0.7	3.85	4.98	91.17
-0.6	4.14	6.49	89.37
-0.5	4.95	9.06	85.99
-0.4	4.88	10.87	84.26
-0.3	6.05	15.77	78.18
-0.2	6.78	21.47	71.75
-0.1	8.13	30.78	61.10
0	8.12	58.03	33.85
0.1	2.96	87.87	9.17
0.2	3.88	11.31	84.81
0.3	12.38	6.75	80.87
0.4	16.93	1.92	81.15
0.5	10.81	29.73	59.46
0.6	8.70	19.88	71.43
0.7	6.88	41.88	51.25
平均值	7.29	23.79	68.92

#### 4.3.2 偏心距对离心泵内部流体力的影响

为了研究偏心距对离心泵内部流体力的影响,以 $\omega/\Omega < 0$ 为例,研究了7种涡动频率比下流体力的法向分力 $F_n$ 和切向分力 $F_t$ 与偏心距 $\varepsilon$ 之间的关系,结果如图7所示。

由图7a可得:当偏心距为0.3 mm时,各涡动频率比的曲线均出现峰值;当 $0.1\text{ mm} \leq \varepsilon \leq 0.3\text{ mm}$ 且偏心距保持不变时, $F_n$ 随着涡动频率比的增大而减小;当 $0.4\text{ mm} \leq \varepsilon \leq 0.5\text{ mm}$ 且偏心距保持不变时, $F_n$ 随着涡动频率比的增大而增大。由图7b可得:当涡动频率比保持不变时, $F_t$ 随着偏心距的增大而减小;当 $0.1\text{ mm} \leq \varepsilon \leq 0.2\text{ mm}$ 时, $F_t$ 变化很小;当 $0.3\text{ mm} \leq \varepsilon \leq 0.5\text{ mm}$ 且偏心距保持不变时, $F_t$ 随着涡动频率比的增大而增大。

#### 4.3.3 涡动频率比对离心泵内部流体力的影响

由于涡动转速的改变,离心泵内部的流动状态变得非常复杂。国内外通常通过改变涡动转速来改变涡动频率比,并且通过曲线拟合来研究流体力的法向分力 $F_n$ 、切向分力 $F_t$ 和涡动频率比 $\omega/\Omega$ 之间的关系。为了研究涡动频率比对离心泵内部流体力的影响,以 $Q = 18.25\text{ m}^3/\text{h}$ 为例,研究了5种偏心距下,法向分力 $F_n$ 、切向分力 $F_t$ 和涡动频率比 $\omega/\Omega$ 之间的关系,结果如图8所示。

由图8a和8b可得,对于流体力法向分力 $F_n$ 来说,当偏心距为0.1、0.2、0.3 mm时,用二次多项式拟合, $F_n$ 和 $\omega/\Omega$ 满足二次函数关系,曲线开口向上

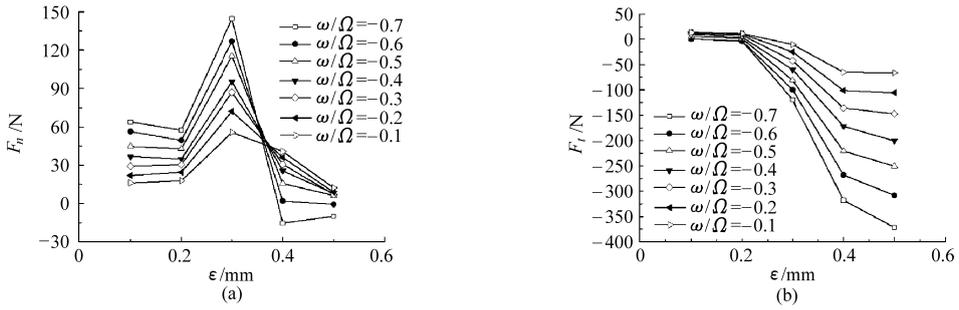


图7 偏心距  $\varepsilon$  对流体力分量  $F_n$  和  $F_t$  的影响曲线

Fig. 7 Influence of eccentricity  $\varepsilon$  on fluid-induced forces  $F_n$  and  $F_t$

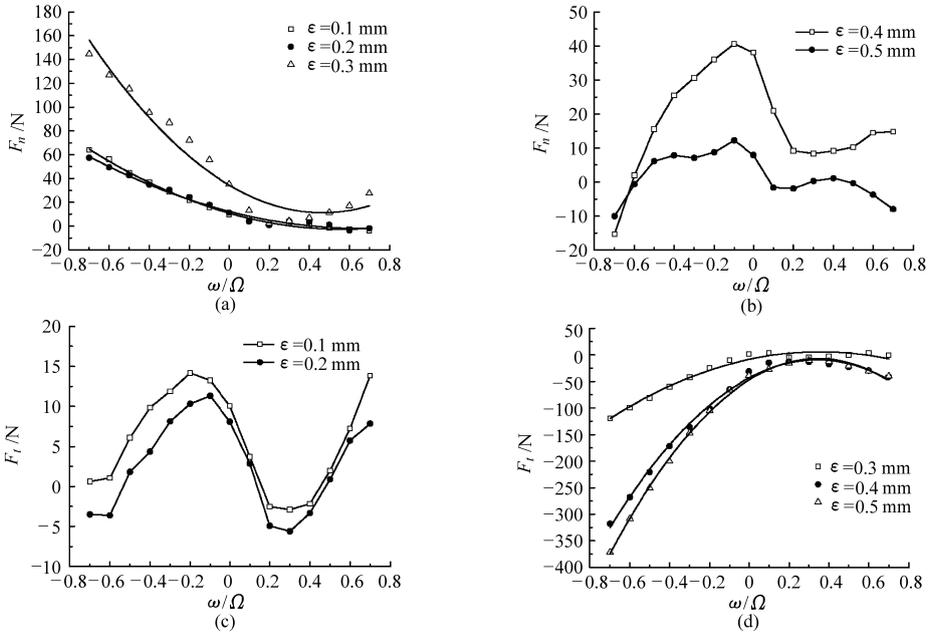


图8 涡动频率比  $\omega/\Omega$  对流体力分量  $F_n$  和  $F_t$  的影响曲线

Fig. 8 Influence of whirl frequency ratio  $\omega/\Omega$  on the fluid-induced forces  $F_n$  and  $F_t$

(图8a), 回归决定系数  $R^2$  分别为 0.996 2、0.987 4、0.960 3; 当偏心距为 0.4 mm 和 0.5 mm 时,  $R^2$  小于 0.5, 不适合用二次多项式拟合, 这说明  $F_n$  和  $\omega/\Omega$  不满足二次函数关系。

由图8c和8d得, 对于流体力切向分量  $F_t$ , 当偏心距为 0.3、0.4、0.5 mm 时, 用二次多项式拟合,  $F_t$  和  $\omega/\Omega$  满足二次函数关系, 曲线开口向下(图8d), 回归决定系数  $R^2$  分别为 0.976 4、0.995 9、0.998 3; 当偏心距为 0.1、0.2 mm 时,  $R^2$  小于 0.5, 不适合用二次多项式拟合, 这说明  $F_t$  和  $\omega/\Omega$  不满足二次函数关系。

通过上述分析可得,  $F_n$ 、 $F_t$  和  $\omega/\Omega$  之间存在二次函数关系, 不过这种二次关系与偏心距相关。当偏心距较小时 ( $0.1 \text{ mm} \leq \varepsilon \leq 0.3 \text{ mm}$ ),  $F_n$  和  $\omega/\Omega$  满足二次函数关系; 当偏心距较大时 ( $0.3 \text{ mm} \leq \varepsilon \leq 0.5 \text{ mm}$ ),  $F_t$  和  $\omega/\Omega$  满足二次函数关系; 当偏心距为 0.3 mm 时,  $F_n$ 、 $F_t$  和  $\omega/\Omega$  都满足二次函数关系。

#### 4.3.4 涡动情况下的离心泵内部压力脉动分析

为了定量研究叶轮内部流动状况, 本文在叶轮

内取了 5 个监测点(如图9所示), 研究 2 种涡动频率比下 5 个监测点的压力脉动分布规律, 以及 2 个监测点 4 种涡动频率比下的压力脉动分布规律, 结果如图10所示。其中  $T$  为叶轮旋转的周期。

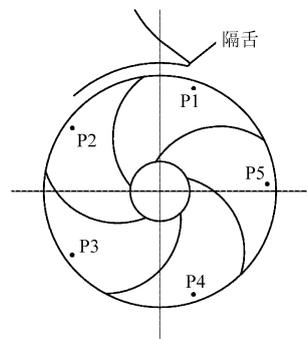


图9 监测点示意图

Fig. 9 Schematic of monitor points

由图10a和10b得: 5个监测点的压力明显存在差异, 这说明叶轮内部流体周向压力分布不均。从流体角度来看, 叶轮内部流体周向压力分布不均引起转子偏心涡动的重要原因。由图10c和10d

得:当 $\omega/\Omega < 0$ 时,压力的峰值较大,并且压力峰值随着涡动频率比的增大而减小。当 $\omega/\Omega > 0$ 时,压力的峰值较小。这说明正向涡动( $\omega/\Omega > 0$ )对涡动

效果有明显抑制作用;负向涡动( $\omega/\Omega < 0$ )对涡动效果有明显促进作用。对于离心泵来说,当出现正向涡动时,对泵的正常运行影响较小。

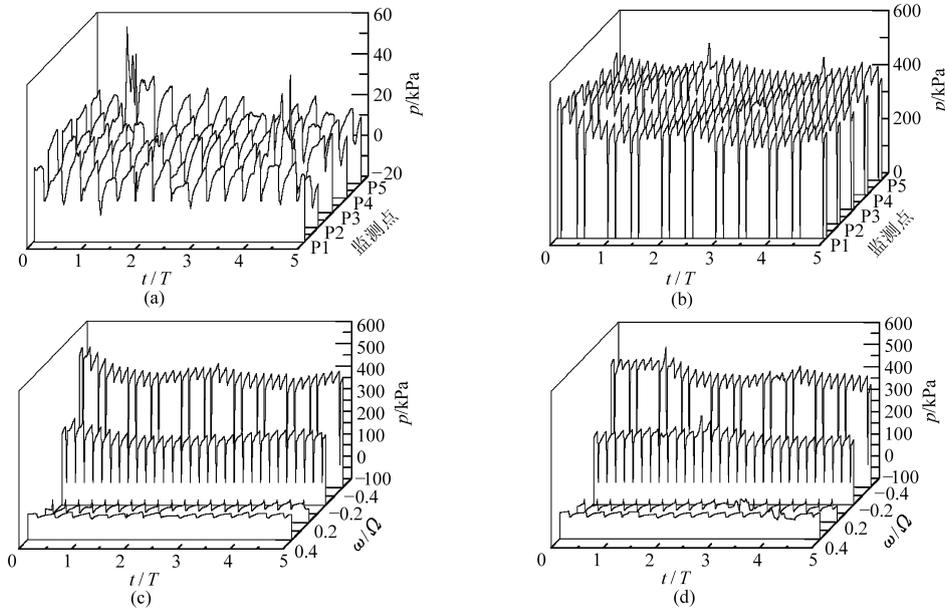


图10 压力脉动时域图

Fig. 10 Pressure fluctuations

(a)  $\omega/\Omega = 0.4$  (b)  $\omega/\Omega = -0.4$  (c) 监测点 P1 (d) 监测点 P3

## 5 结论

(1)随着偏心距的增大,泵高效区范围变窄;在设计工况附近和大流量区域,扬程和效率计算值随着偏心距的增大而减小。

(2)流体力的法向分力 $F_n$ 、切向分力 $F_t$ 均与涡动频率比 $\omega/\Omega$ 呈二次函数关系,这种二次函数关系与偏心距大小相关。当偏心距较小时( $0.1 \text{ mm} \leq \varepsilon \leq 0.3 \text{ mm}$ ), $F_n$ 和 $\omega/\Omega$ 满足二次函数关系;当偏心距较大时( $0.3 \text{ mm} \leq \varepsilon \leq 0.5 \text{ mm}$ ), $F_t$ 和 $\omega/\Omega$ 满足二次函数关系;当 $\omega/\Omega < 0$ 时, $F_t$ 随着偏心距的增大而

减小,而 $F_n$ 在 $\varepsilon = 0.3 \text{ mm}$ 处各涡动频率比的曲线均出现峰值。

(3)涡动频率比对离心泵内部的流动影响较大。当 $\omega/\Omega > 0$ 时,叶轮内的旋涡较少,内部能量耗散较小,水力损失较小;当 $\omega/\Omega < 0$ 时,叶轮内旋涡较多,内部能量耗散较大,水力损失较大。对于离心泵来说,正向涡动( $\omega/\Omega > 0$ )对涡动效果有明显抑制作用;负向涡动( $\omega/\Omega < 0$ )对涡动效果有明显促进作用。

(4)叶轮受到的流体力主要来源于叶轮内部流体,且叶轮内部流体周向压力分布不均。

## 参考文献

- Shoji H, Ohashi H. Lateral fluid forces on whirling centrifugal impeller[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1987, 109(2): 100 ~ 106.
- Moore J J, Palazzolo A B. Rotordynamic force prediction of whirling centrifugal impeller shroud passages using computational fluid dynamic techniques[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123(10): 910 ~ 918.
- 蒋庆磊,戴维平,吴大转,等. 离心泵内泄漏流计算及其对转子振动的影响[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(3): 202 ~ 206. Jiang Qinglei, Dai Weiping, Wu Dazhuan, et al. Computation of leakage flow in centrifugal pumps and its effects on rotor's vibration[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010,28(3): 202 ~ 206. (in Chinese)
- Liu Quanzhong, Wang Hongjie, Liu Zhansheng. Rotordynamic forces generated by discharge-to-suction leakage flows in centrifugal pumps[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2009, 16(3): 366 ~ 370.
- Yun Hsu, Christopher E Brennen. Effect of swirl on rotordynamic forces caused by front shroud pump leakage[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(12): 1 005 ~ 1 010.
- Alexandrina Untaroiu, Vahe Hayrapetian, Costin D Untaroiu, et al. Fluid-induced forces in pump liquid seals with large aspect ratio[C]//Proceedings of ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference 2011, 2011: AJK2011-06085.
- Moore J J, Ransom D L, Flavia Viana. Rotordynamic force prediction of centrifugal compressor impellers using computational fluid dynamics[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(4): 042504.

## 参 考 文 献

- 1 Igor J Karassik, Joseph P Messina, Paul Cooper, et al. Pump handbook[M]. 4th ed. New York: McGraw-Hill Professional, 2008.
- 2 Gülich J F. Centrifugal Pumps[M]. Heidelberg: Springer-Verlag, 2008.
- 3 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社,2011.
- 4 刘厚林,谈明高. 双流道泵[M]. 镇江:江苏大学出版社,2012.
- 5 Memardefouli M, Nourbakhsh A. Experimental investigation of slip factors in centrifugal pumps[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2009, 33(5): 938 ~ 945.
- 6 杨敏官,查森,林厚强. 超短叶片离心泵叶轮的滑移系数[J]. 流体工程,1991(6):26 ~ 29.  
Yang Minguan, Zha Sen, Lin Houqiang. Slip factors for super short vanes of centrifugal pump impeller[J]. Fluid Engineering, 1991(6): 26 ~ 29. (in Chinese)
- 7 邹正文,史晓燕,徐奇峰. 离心泵叶轮滑移系数的研究[J]. 水泵技术,2006(1):1 ~ 7.  
Zou Zhengwen, Shi Xiaoyan, Xu Qifeng. Research on slip factors of centrifugal pump impeller[J]. Pump Technology, 2006(1): 1 ~ 7. (in Chinese)
- 8 刘厚林,谈明高,袁寿其,等. 离心泵滑移系数精度的比较[J]. 排灌机械,2006,24(6):4 ~ 6,11.  
Liu Houlin, Tan Minggao, Yuan Shouqi, et al. Precision comparison on slip factor of centrifugal pumps[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2006, 24(6): 4 ~ 6, 11. (in Chinese)
- 9 邓德力. 离心油泵滑移系数的计算[J]. 流体机械,2008,36(5):51 ~ 53,5.  
Deng Deli. Study on the formula of centrifugal oil pumps' slip factor[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(5): 51 ~ 53, 5. (in Chinese)
- 10 陈颂英,庞雷,曲延鹏,等. 考虑边界层堵塞的离心泵滑移系数修正[J]. 山东大学学报:工学版,2009,39(2):75 ~ 77.  
Chen Songying, Pang Lei, Qu Yanpeng, et al. Modification of the slip factor of a centrifugal pump considering boundary layer clogging[J]. Journal of Shandong University: Engineering Science, 2009, 39(2): 75 ~ 77. (in Chinese)
- 11 Westra R W, Broersma L, Van Andel K, et al. PIV measurements and CFD computations of secondary flow in a centrifugal pump impeller[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(6):061104.
- 12 Feng J, Benra F, Dohmen H J. Time-resolved particle image velocity (PIV) measurements in a radial diffuser pump[C] // Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2009: FEDSM2009-78297.
- 13 Wu Yulin, Liu Shuhong, Yuan Huijing, et al. PIV measurement in internal instaneous flows of a centrifugal pump[J]. SCIENCE CHINA Technological Science, 2011, 54(2): 270 ~ 276.
- 14 Liu Houlin, Wang Kai, Yuan Shouqi, et al. 3D PIV test of inner flow in a double blade pump impeller[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(3): 491 ~ 497.
- 15 杨华,汤方平,刘超,等. 离心泵叶轮内二维 PIV 非定常流动测量[J]. 农业机械学报,2011,42(7):56 ~ 60.  
Yang Hua, Tang Fangping, Liu Chao, et al. 2-D PIV measurements of unsteady flow field inside the rotating impeller of centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 56 ~ 60. (in Chinese)

(上接第 60 页)

- 8 Bingwei Song, Hironori Horiguchi, Zhenyue Ma, et al. Rotordynamic moment on the backshroud of a Francis turbine runner under whirling motion[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(7): 071102.
- 9 倪永燕. 离心泵非定常湍流场计算及流体诱导振动研究[D]. 镇江:江苏大学,2008.  
Ni Yongyan. Research on the unsteady turbulent simulation and the flow-induced vibration in centrifugal pump[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2008. (in Chinese)
- 10 Christopher E Brennen, Allan J Acosta. Fluid-induced rotordynamic forces and instabilities[J]. Structural Control and Health Monitoring, 2006, 13(1):10 ~ 26.

(上接第 82 页)

- 18 李洪义. 滨海盐土三维土体电导率空间变异及可视化研究[D]. 杭州:浙江大学,2008.  
Li Hongyi. Three-dimensional variability and visualization of soil electrical conductivity in coastal saline land[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2008. (in Chinese)
- 19 姚荣江,杨劲松. 基于电磁感应仪的黄河三角洲地区土壤盐分时空变异特征[J]. 农业工程学报,2008,24(3):107 ~ 113.  
Yao Rongjiang, Yang Jingsong. Spatio-temporal variability of soil salinity in the Yellow River Delta using electromagnetic induction [J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(3): 107 ~ 113. (in Chinese)
- 20 王遵亲,祝寿泉,俞仁培,等. 中国盐渍土[M]. 北京:科学出版社,1993.