

文章编号: 1673-5196(2020)02-0062-07

叶轮出口宽度对离心泵性能及压力脉动的影响

赵伟国^{1,2}, 翟利静¹, 咸丽霞¹, 马亮亮¹

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 兰州理工大学 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 以某型单级单吸离心泵为研究对象, 在保证叶轮的进出口安装角、进出口直径等参数不变的情况下, 分别设计了五组不同出口宽度的叶轮, 依次对各模型进行数值模拟, 分析叶轮出口宽度对低比转速离心泵的性能及压力脉动的影响。研究结果表明: 随着叶轮出口宽度的增大, 扬程、轴功率均有不同程度的上升, 效率曲线呈驼峰状, 说明叶轮出口存在一个最佳宽度使流动损失最小; 增大叶轮出口宽度, 流道内脱流现象增强, 流道内的堵塞现象减弱, 水力损失降低, 说明合适的叶轮出口宽度对于减少离心泵能量损失是有效果的; 随着叶轮出口宽度的递减, 轴频峰值变化明显, 呈递增趋势, 这表明叶轮出口宽度过窄容易导致流道堵塞, 阻碍流态的发展, 同时, 叶轮出口宽度对离心泵内的压力脉动也具有较大的影响。

关键词: 离心泵; 叶轮出口宽度; 压力脉动; 数值模拟

中图分类号: TH311 **文献标志码:** A

Effect of impeller exit width on performance and pressure fluctuation of centrifugal pump

ZHAO Wei-guo^{1,2}, ZHAI Li-jing¹, XIAN Li-xia¹, MA Liang-liang¹

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China; 2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems of Gansu Province, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China)

Abstract: Taking a single-stage end-suction centrifugal pump as study object and assuring the inlet and outlet setting angle and diameter and as well as other parameters unchanged, five sets of pump models with different outlet width of impeller were designed respectively, their numerical simulation was carried out one after another and the influence of impeller outlet width on the performance and pressure fluctuation was analyzed. It was shown by the study result that with the increase of impeller outlet width, the lift and shaft power would increase to different extent, the efficiency curve would be hump shaped, indicating that there would be an optimum impeller outlet width to make the flow loss minimum; increasing the width of the impeller outlet, flow separation phenomenon in flow channel would be enhanced, blocking phenomenon there would decrease hydraulic loss would decrease thereby, indicating that an appropriate width of impeller outlet would be effective for reducing the energy loss of centrifugal pump. With progressive decrease of impeller outlet width, the shaft frequency peak would change obviously, assuming progressive increase trend, indicating that an excessive narrow impeller outlet width would easily lead to flow blocking in flow passage and hinder the development of the flow mode, At the same time, the impeller outlet width would also have a greater effect on pressure pulsation in centrifugal pump.

Key words: centrifugal pump; impeller exit width; pressure fluctuation; numerical simulation

叶轮作为泵的重要过流部件, 其叶片几何参数是影响泵性能的主要结构参数^[1-3], 因此研究叶轮结

构参数对泵水力性能的影响具有重要的工程指导意义。随着计算流体力学和计算机的发展, 运用数值模拟的方法预测离心泵内的流场分布和性能已成为常规手段^[4-5]。赵伟国等^[6]运用 Matlab 遗传算法优化工具箱对模型各参数进行全局寻优得到最佳的参数组合, 得到离心泵扬程比优化前提高了 3.85 m, 效

收稿日期: 2017-11-16

基金项目: 高校基本科研业务费资助项目

作者简介: 赵伟国(1979-), 男, 山东东营人, 博士, 教授。

率提高了 2.9%。罗先武等^[7]基于 $k-\epsilon$ 模型和 VOF 空化模型进行了泵内全流道的三维空化湍流计算,结果表明数值模拟能较好地预测泵的平均空化性能。胡良波等^[8]用分离涡模拟方法研究了叶轮几何参数对多级离心泵性能的影响,结果表明在模拟的流量范围内,叶片出口角、叶片出口宽度、叶片数与泵的扬程正相关,叶片包角与泵的扬程负相关。赵伟国等^[9]研究了叶片厚度对低比转数离心泵性能的影响,表明随着叶片厚度的增大,泵的最优工况点向小流量偏移,且最高效率略有提高。汪东等^[10]研究了叶轮出口宽度对森林消防泵性能的影响及其优化,结果表明当叶轮出口宽度为 8、12 mm 时,叶轮内部流速与压力都没有达到最佳状态;而当出口宽度为 10 mm 时扬程和流量都达到了设定目标。国内学者针对水轮机和各种清水泵的压力脉动进行了研究,主要有试验^[11-13]和数值计算^[14-20]两种方法。而国外对水泵内部压力脉动的研究起步较早^[21-23]。通过上述分析可知,有关叶轮出口宽度对低比转数离心泵性能和压力脉动影响的研究相对较少。

本文通过改变叶轮出口宽度这一参数,分别对不同的模型进行 CFD 数值模拟,并通过计算值与试验结果相对比,旨在探究不同的叶轮出口宽度对离心泵的影响;通过分析泵内关键位置压力脉动的频域特征,初步揭示离心泵进出口以及动静交界面上的压力脉动特性,为进一步优化离心泵的水力和结构设计,提高泵运行时的稳定性提供重要依据。

1 计算模型与网格划分

1.1 物理模型

本文研究模型为 KQN65/185S-5.5/2 型单级单吸离心泵,在设计上为了避免叶轮进口排挤问题及改善叶轮流道的扩散程度,该模型采用了长短叶片相间的叶轮^[24]。模型泵的主要性能参数:流量 $q_V = 23.4 \text{ m}^3/\text{h}$;扬程 $H = 44 \text{ m}$;比转速 $n_s = 51$;转速 $n = 2960 \text{ r/min}$;叶轮入口直径 $D_1 = 46 \text{ mm}$;叶轮出口直径 $D_2 = 180 \text{ mm}$;叶片数为 4+4。计算模型如图 1 所示。

1.2 模型优化

为了研究叶轮出口宽度对离心泵性能的影响,在其他几何参数保持不变的前提下,叶轮出口宽度 b_2 分别为 5、6、7、8、9 mm。以叶轮出口宽度为 7 mm 为例,叶轮轴面投影图和几何模型如图 2 所示。

1.3 计算网格及其无关性分析

基于前处理软件 ICEM,为了提高计算精度,计算域在划分网格时采用混合结构网格,在叶片进口

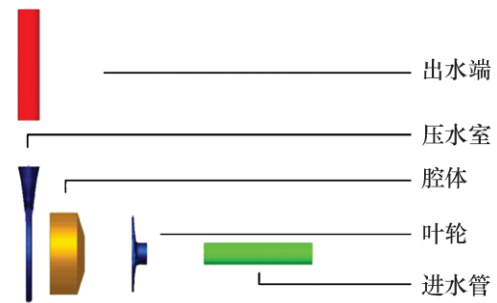


图 1 离心泵整机流道

Fig.1 Integral flow passage of centrifugal pump

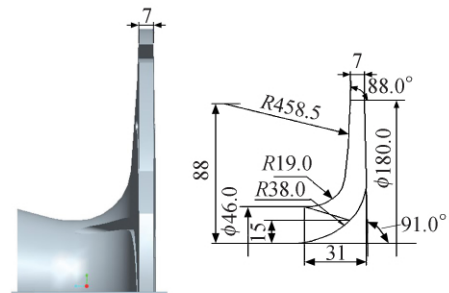


图 2 叶轮几何模型和轴面投影图

Fig.2 Geometric model of impeller and projective view of its meridian plane

和表面以及蜗壳割舌处进行局部加密。以叶片出口宽度为 7 mm 的模型为例,计算域网格如图 3 所示。为了减小网格数对计算的影响,对同一工况下数值模拟进行网格无关性验证,见表 1。

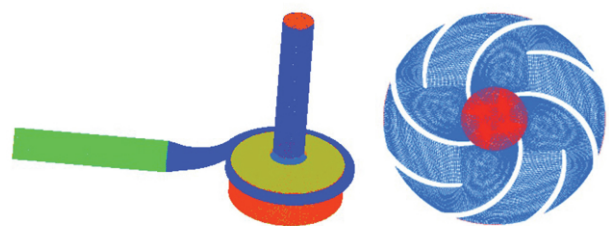


图 3 计算域网格

Fig.3 Computational domain grid

表 1 网格无关性验证结果

Tab.1 Validation result of grid-independence of solution

方案	网格数	扬程 H/m
1	1 118 189	45.27
2	1 676 633	46.63
3	1 848 841	46.72

由表 1 可知,计算后发现扬程相差最大小于 2%,因此可以忽略网格对计算的影响,最终确定离心泵流道网格总数为 1 676 633。其中叶轮网格数为 692 813,蜗壳网格数为 446 641,腔体网格数为 236 993,压出段网格数为 165 041,吸入段网格数为 135 145。

2 数值计算方法

2.1 流动控制方程

流体运动基本控制方程为连续性方程、动量方程及标准 $k-\epsilon$ 湍流模型。

连续性方程：

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_m u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

动量方程：

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho_m u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_m u_i u_j)}{\partial x_j} = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \end{aligned} \tag{2}$$

式中： u_i, u_j 为速度分量； ρ_m 为混合相密度； δ_{ij} 为克罗内克常数； μ 为层流黏度； μ_t 为湍流黏度。

标准 $k-\epsilon$ 湍流模型：

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{3}$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \epsilon \tag{4}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + u_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \\ C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \tag{5}$$

$$G_k = \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{6}$$

式中： ν_t 为湍流涡黏性系数； k 为湍动能； ϵ 为耗散率； G_k 为由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的生成项； σ_k 为湍动能 k 的湍流普朗特数； σ_ϵ 为耗散率 ϵ 的湍流普朗特数。

式(1~6)组成封闭的方程组，采用有限体积法离散控制方程，控制方程的扩散项和对流项采用二阶迎风格式，源项采用二阶中心差分格式，速度与压力耦合求解算法采用 SIMPLE 算法。

2.2 定常计算设置

进口给定速度进口，出口给定压力出口，固壁给定无滑移边界条件^[25-26]。近壁区选用标准壁面函数法进行处理，叶轮计算区域选用旋转坐标系，吸入段和压出段计算区域选用固定坐标系。

2.3 非定常计算设置

以定常计算结果作为非定常计算的初始值。选取时间步长 $\Delta t = 0.0001689$ s，即叶轮每旋转 3° 为 1 个时间步长，总计算步数为 480 步，即叶轮旋转 4 圈，并选取第 4 个旋转周期的计算结果进行非定常特性分析。

2.4 监测点布置

图 4 为模型中监测点位置示意图。根据文献[21]所得结论：旋转叶轮与静止蜗壳的相互干涉作用是产生压力脉动的主要因素之一。因此，图 4 中 $p_1 \sim p_5$ 的位置分别为工作面的进口、背面的 $1/3$ 处、短叶片与长叶片的出口中心处、腔体与蜗壳的接触面、割舌处，以期能够实现泵内关键位置压力脉动的监测。

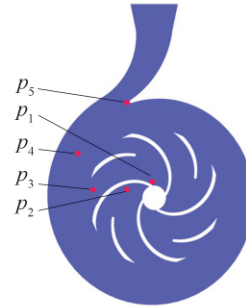


图 4 监测点分布图

Fig.4 Distribution diagram of monitoring points

3 计算结果及分析

3.1 外特性分析

3.1.1 性能预测方法

在完成离心泵的数值模拟之后，根据数值模拟的结果计算在不同叶轮出口宽度下的泵进口与出口的总压差，即可得到泵的扬程和水力效率：

$$H = \frac{p_{out} - p_{in}}{\rho g} + \Delta h \tag{7}$$

$$\eta = \frac{\rho g q_v H}{M \omega} \tag{8}$$

式中： p_{out} 为出口总压，Pa； p_{in} 为进口总压，Pa； Δh 为出口与进口之间垂直距离差值，m； ρ 为密度， kg/m^3 ； H 为扬程，m； η 为水力效率； M 为叶轮绕轴旋转产生的扭矩， $N \cdot m$ ； ω 为旋转角速度， rad/s 。

3.1.2 模型计算方法有效性验证

图 5 给出了相同条件下试验和数值模拟得到的

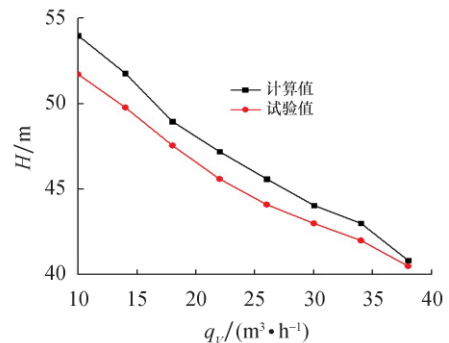


图 5 流量-扬程曲线

Fig.5 Curves of lift vs flow

离心泵 q_v-H 曲线, 试验结果与数值计算结果吻合性较好, 最大偏差为 4.1%, 由此说明选用计算模型能较为准确地预测泵的外特性。

3.1.3 外特性曲线分析

图 6 为在设计流量下不同叶轮出口宽度的扬程、轴功率和水力效率变化曲线。从图 6a 可以看出, 扬程随着叶轮出口宽度的增大而增大。当叶轮出口宽度在 5~7 mm 时, 扬程增加迅速; 当叶轮出口宽度在 7~9 mm 时, 扬程增加缓慢。根据一元流动理论中的出口速度三角形分析可知, 随着叶轮出口宽度的增大, 叶轮出口处的周面速度增大, 所以泵的扬程增大。针对此离心泵, 说明随着叶轮出口宽度的增大, 泵的扬程逐步增大, 这主要是由于出口宽度的增大能够使叶轮内的流动更加均匀。

从图 6b 可知, 随着叶轮出口宽度的增大, 水力效率先增加后降低。在叶轮出口宽度为 7 mm 时, 水力效率最高; 当叶轮出口宽度在 7~9 mm 时, 水力效率降低。这是由于叶轮出口宽度过大, 使叶轮出口处的绝对、相对速度不够理想, 结果使过流部件中水力损失增加。在叶轮出口宽度为 5 mm 时, 水力效率最低。这是由于过流面积减小, 速度提高而产生的水力损失, 致使水力效率降低。说明叶轮出口存在一个

最佳宽度使流动损失最小。

从图 6c 可知, 随着叶轮出口宽度的增大, 泵的轴功率呈现递增的趋势。当叶轮出口宽度为 5 mm 时, 轴功率最低; 当叶轮出口宽度为 9 mm 时, 轴功率最高。这是因为输入功率(轴功率)等于输出水力功率与机械摩擦功率之和^[27-29], 因机械摩擦功率(即圆盘摩擦功率损失、轴承摩擦功率损失和填料密封装置摩擦功率损失)与流量无关, 为一常数, 不难得出: 输出水力功率 P_h 与输入功率 P 随扬程变化规律一致。

3.2 内流场流动特性分析

对模型在设计工况下的流动特征进行分析, 研究不同叶轮出口宽度对低比转数离心泵内部流动的影响。

图 7 为在设计工况下不同出口宽度的叶轮中截面静压力分布图。叶轮内部压力随外径的增大而增大, 进口位置为低压区, 出口位置为高压区, 叶轮内部压力梯度较为均匀, 呈近似同心圆分布, 叶轮流道出口处, 基本上是由相对速度较小的尾流区和近似于无黏性的射流区组成; 在蜗壳流道内, 由叶轮旋转产生的部分动能转化为压力能, 因此最大静压出现在蜗壳出口断面。随着叶轮出口宽度的增大, 叶轮进

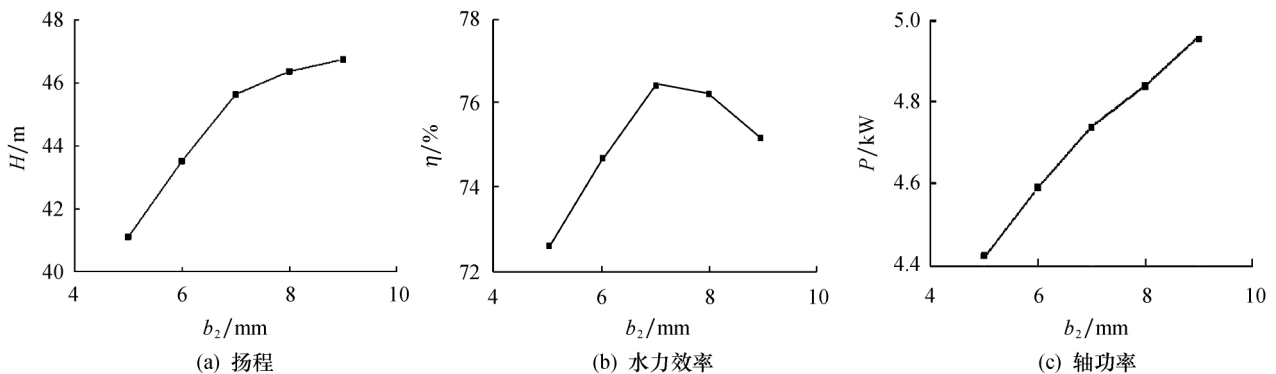


图 6 不同出口宽度的叶轮外特性曲线

Fig.6 External characteristic curve of impeller with different exit width

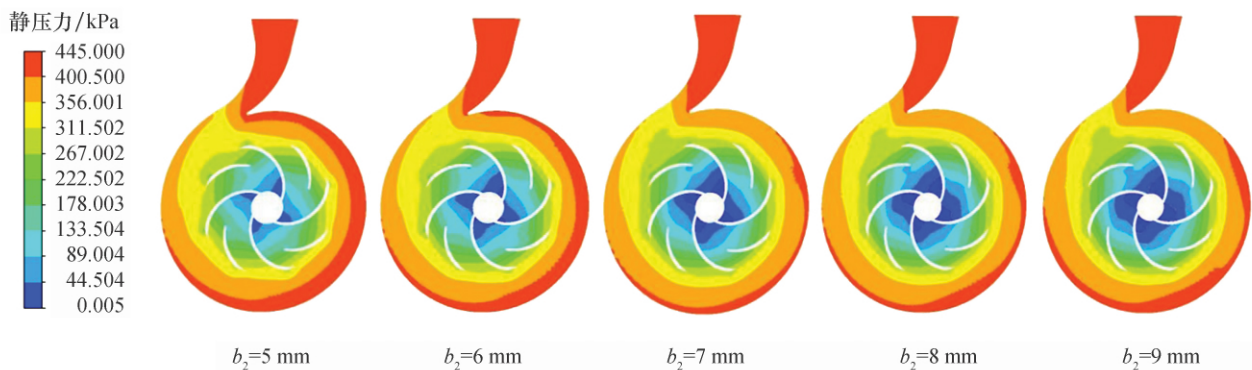


图 7 不同出口宽度的叶轮中截面静压力分布

Fig.7 Distribution of static pressure on middle section of impeller with different exit width

口低压区面积增大;不同叶轮同一半径处,叶片工作面的压力明显高于背面,这是因为叶片背面入口水流的相对速度最大,而叶片还未对水流做功,导致叶片背面的压力降低,且随着叶轮出口宽度的增大,这种趋势减弱;叶轮出口宽度在 7~9 mm 时,隔舌与附近流道的压力远远小于叶轮宽度为 5 mm 时;叶轮出口宽度为 5 mm 时,隔舌与附近流道处出现高压区;当叶轮出口宽度为 7 mm 时,压力分布较为均匀。

图 8 为在设计工况下不同出口宽度的叶轮中截面速度矢量分布图,速度从叶轮进口到叶轮出口逐渐变大,在腔体和蜗壳的接触面处达到最大,叶轮中的低速区主要分布在长叶片的工作面,随着叶轮出口宽度的增大,在短叶片工作面的进口附近出现了

低速区,叶轮低速区面积不断增大;在蜗壳与腔体的接触面处,高速区面积不断减小;蜗壳出口处的速度分布趋于均匀.当叶轮出口宽度为 7 mm 时,速度矢量分布较为均匀.相对于整个流道来说,随着叶轮出口宽度的增大,流道内的堵塞现象减弱,水力损失降低,说明合适的叶轮出口宽度对于减少离心泵能量损失是有效果的。

图 9 为在设计工况下不同出口宽度的叶轮中截面流线分布图.不同出口宽度的叶轮流道内存在不同程度的旋涡,随着流道的进一步变宽,叶轮流道内的旋涡明显增多.当叶轮出口宽度为 7~9 mm 时,漩涡明显增多,水力损失增大,导致水力效率降低;当叶轮出口宽度为 5 mm 时,流道内的旋涡最少;随着流道的变宽,流道内脱流现象明显增强。

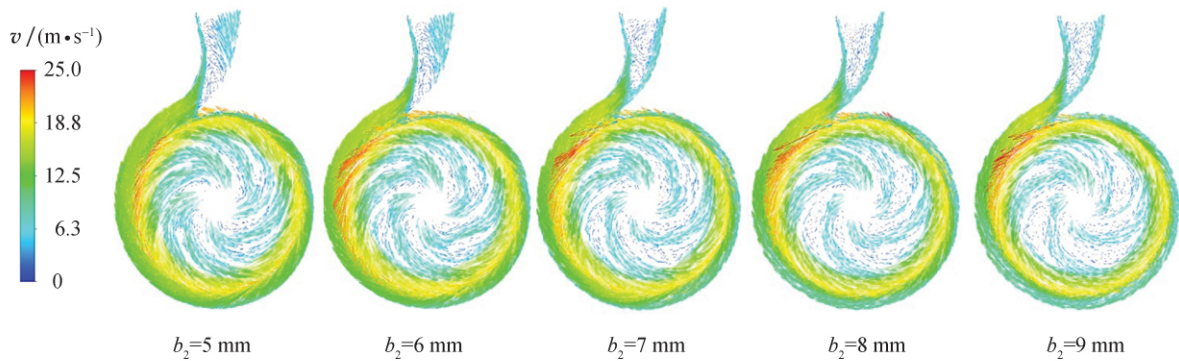


图 8 不同出口宽度的叶轮中截面速度矢量分布

Fig.8 Distribution of velocity vector on middle section of impeller with different exit width

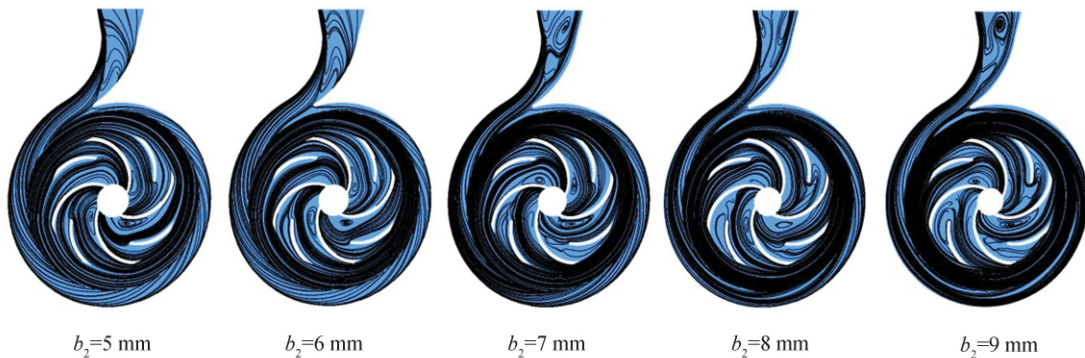


图 9 不同出口宽度的叶轮中截面流线分布

Fig.9 Distribution of streamline on middle section of impeller with different exit width

3.3 不同叶轮出口宽度下压力脉动分析

为了分析不同叶轮出口宽度下,离心泵叶轮内部、叶轮与蜗壳动静部件干涉处和蜗壳隔舌区域的压力脉动特性,选择叶轮进口监测点 p_1 、叶轮出口监测点 p_3 、腔体与蜗壳的接触处 p_4 和蜗壳隔舌 p_5 监测点来观察静压随时间的变化情况,并通过 FFT 变换(快速傅里叶变换)进行频域分析。

图 10 为监测点在不同叶轮出口宽度下压力脉动的频谱图,横坐标 f/f_n 为频率 f 与轴频 f_n 的比值,纵坐标为叶轮的出口宽度.比较不同叶轮出口宽度下脉动幅值可知,叶轮进口处压力脉动幅值最小,蜗壳隔舌处次之,腔体和蜗壳交界面(即动静部件干涉)处的脉动幅值最大.从图 10 可以看出,叶片通过频率是各监测点脉动频谱的主要频率,在轴频和倍叶

频处也有峰值出现,随着叶轮出口宽度的递减,轴频峰值变化明显,呈递增趋势,这表明叶轮出口宽度过窄容易导致流道堵塞,阻碍流态的发展.同时,叶轮出口宽度对离心泵内的压力脉动也具有较大的影响.

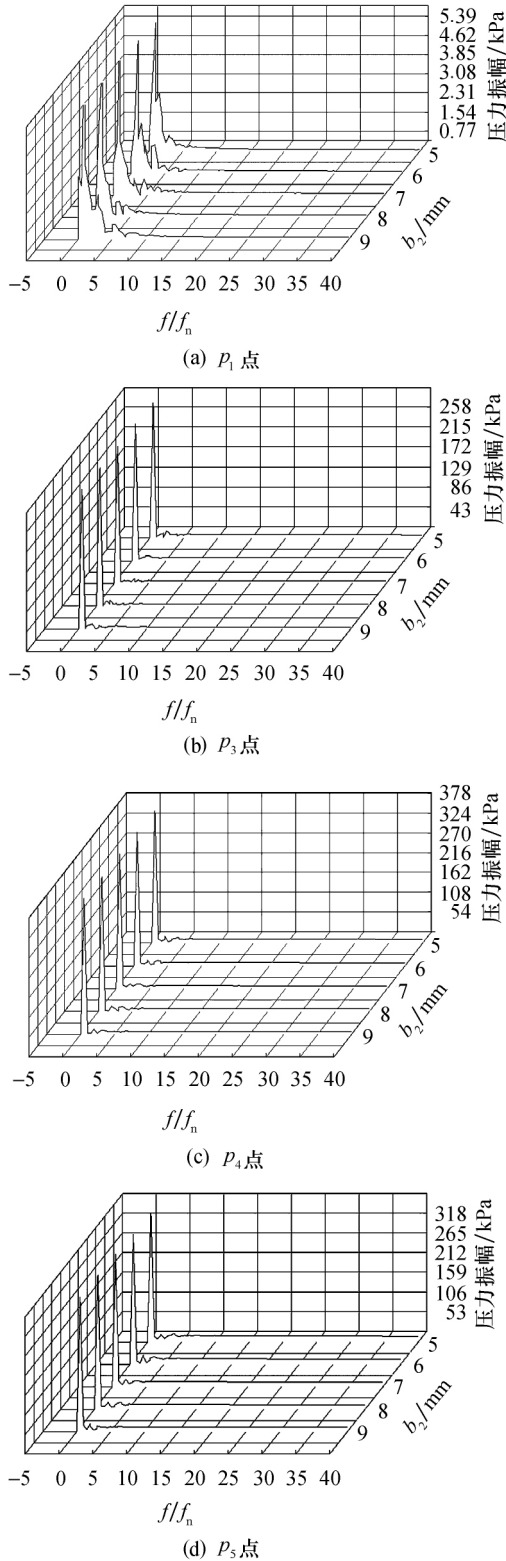


图 10 监测点压力脉动频域图

Fig.10 Frequency domain diagram of pressure fluctuations at monitoring points

4 结论

1) 随着叶轮出口宽度的增大,扬程、轴功率均有不同程度的上升,效率曲线呈驼峰状.说明叶轮出口宽度不是越大越好,而是存在一个最佳的叶轮出口宽度使得流动损失最小.

2) 随着叶轮出口宽度的增大,叶轮进口低压区面积增大;不同叶轮同一半径处,叶片工作面的压力明显高于背面,且随着叶轮出口宽度的增大,这种趋势减弱.

3) 增大叶轮出口宽度,叶轮流道内的漩涡增多,流道内脱流现象增强,流道内的堵塞现象减弱,水力损失降低,说明合适的叶轮出口宽度对于减少离心泵能量损失是有效果的.

4) 随着叶轮出口宽度的递减,轴频峰值变化明显,呈递增趋势,这表明叶轮出口宽度过窄容易导致流道堵塞,阻碍流态的发展.同时,叶轮出口宽度对离心泵内的压力脉动也具有较大的影响.

参考文献:

- [1] 关醒凡.泵的理论与设计 [M].北京:机械工业出版社,1987: 185-256.
- [2] 张金凤,梁 贲,袁建平,等.离心泵进口回流场及其控制方法的数值模拟 [J].江苏大学学报(自然科学版),2012,33(4): 402-407.
- [3] 杨敏管,张 宁,李 忠,等.基于 CFD 的离心泵侧壁式压水室优化设计 [J].江苏大学学报(自然科学版),2013,34(1): 28-32.
- [4] JORGE P, JAVIER P, RAUL B, *et al.* A simple acoustic model to characterize the internal low frequency sound field in centrifugal pumps [J]. Applied Acoustics, 2011, 72(1): 59-64.
- [5] 王福军.计算流体动力学分析 [M].北京:清华大学出版社, 2004.
- [6] 赵伟国,王 丹,刘在伦.基于遗传算法的中低比转速离心泵优化设计 [J].兰州理工大学学报,2017,43(5): 56-59.
- [7] 罗先武,张 瑶,彭俊奇,等.叶轮进口几何参数对离心泵空化性能的影响 [J].清华大学学报(自然科学版),2008,48(5): 836-840.
- [8] 胡良波,周邵萍,丁晓霞.叶轮几何参数对多级离心泵性能的影响 [J].华东理工大学学报(自然科学版),2014,10(40): 675-681.
- [9] 赵伟国,刘 明,刘 宜,等.叶片厚度对低比转速离心泵性能的影响 [J].排灌机械工程学报,2015,33(12): 1033-1037.
- [10] 汪 东,周瑞琼,郑 楠,等.叶轮出口宽度对森林消防泵性能的影响及其优化 [J].南京林业大学学报(自然科学版), 2016,40(2): 190-195.
- [11] LU Hao, LI Yunhua, TIAN Shengli, *et al.* Improved hybrid robust control method for the electromechanical actuator in aircrafts [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010,23(4): 443-450.

- [12] 王秀礼,袁寿其,朱荣生,等.离心泵变工况过渡过程瞬态水力特性研究[J].振动与冲击,2012,31(24):48-53.
- [13] 王益群,曹栋璞,陈星,等.热连轧卷取机踏步系统鲁棒 H_{∞} 控制研究[J].机械工程学报,2002,38(10):62-65.
- [14] 孙建亮,彭艳,刘宏民,等.基于测厚仪监控的厚控系统动态建模及其鲁棒 H_{∞} 控制器设计[J].机械工程学报,2009,45(6):160-170.
- [15] 景鹏,童朝南,彭开香,等.基于分散鲁棒控制策略的冷连轧板形板厚多变量系统研究[J].控制与决策,2010,25(4):581-586.
- [16] 王幼民,司妙丽.电液位置伺服系统干扰抑制问题的 H_{∞} 控制[J].农业机械学报,2004,35(6):164-166.
- [17] UYGAN I M C, HARTAVI A E, GUVENC L, *et al.* Propulsion system design of a hybrid electric vehicle [J]. International Journal of Vehicle Design, 2010, 52(1): 96-118.
- [18] 蔡自兴.智能控制原理与应用[M].北京:清华大学出版社,2007.
- [19] 李西秦,刘冰,范承德.天然气发动机怠速鲁棒控制[J].农业机械学报,2009,40(4):49-52.
- [20] GUO Shijie, OKAMOTO H. An experimental study on the fluid force induced by rotor-stator interaction in a centrifugal pump [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2003, 9(2): 135-144.
- [21] SUDO S, KOMATSU T, KONDO M. Pumping plant noise reduction [J]. Hitachi Rev, 1980, 29(5): 217-220.
- [22] DRING R P, JOSLYN H D, HARDWIN L W, *et al.* Turbine rotor-stator interaction [J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1982, 104(4): 729-742.
- [23] GONZALEZ J, SANTOLARIA C. Unsteady flow structure and global variables in a centrifugal pump [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(9): 937-945.
- [24] 黄思,李作俊.具有长短叶片离心泵的全三维湍流数值模拟[J].化工机械,2006,33(2):90-98.
- [25] 沈海涛,郑水英,应光耀.圆柱形叶片离心泵流场的三维数值模拟分析[J].流体机械,2005,33(12):12-15.
- [26] 蔡彬,程新群,付强,等.低比转速叶轮内不同叶片数流场计算及分析[J].农机化研究,2006(4):83-85.
- [27] 关醒凡.现代泵技术手册[M].北京:宇航出版社,1995:18-28.
- [28] 丁成伟.离心泵与轴流泵[M].北京:机械工业出版社,1981:17-27.
- [29] 张克危.流体机械原理[M].北京:机械工业出版社,2001:48-51.