

引用格式: Yang Congxin, Yang Tao, Wang Ling. Study on the Radial Clearance's Influence on the Fluctuation Nature of Pump Pressure between Different Impeller and Cut-water of Centrifugal Pump[J]. Journal of Gansu Sciences, 2018, 30(2): 103-108. [杨从新, 杨焘, 王玲. 离心泵不同叶轮与隔舌径向间隙对泵压力脉动特性影响的研究[J]. 甘肃科学学报, 2018, 30(2): 103-108.]
doi: 10.16468/j.cnki.issn1004-0366.2018.02.022.

离心泵不同叶轮与隔舌径向间隙对 泵压力脉动特性影响的研究

杨从新^{1,2}, 杨焘^{1,2}, 王玲^{1,2}

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

摘要 基于数值模拟技术, 以比转速为 63 的单级单吸离心泵为研究对象, 研究了在最佳工况 Q_{opt} 、 $1.2Q_{opt}$ 和 $0.8Q_{opt}$ 下, 叶轮与隔舌之间间隙的改变对泵压力脉动特性的影响。使用了 3 种方式改变这一间隙: 改变压水室基圆直径 D_3 , 改变隔舌径向位置, 以及压水室隔舌的切割与延伸。结果表明, 叶轮和压水室受到的径向力和效率随 D_3 增加而不断下降, 但下降速度不同; 改变 θ 断面后会使泵的压力脉动特性在不同工况出现不一致的变化; 延伸与切割隔舌可改变压水室的过通性能, 但都会使泵效率下降。

关键词 数值模拟; 压力脉动; 径向力

中图分类号: TH313

文献标志码: A

文章编号: 1004-0366(2018)02-0103-06

离心泵是各类管路系统中的重要装置, 其内部流场的压力波动特性关系到泵的稳定运行和整个管路系统的噪声特性。Chu 等^[1]通过 PDV 实验指出, 离心泵中叶轮与螺旋形压水室隔舌的相互作用及叶轮的径向力是造成当地压力波动及远场噪声的主要因素。隔舌周围流动区域的压力分布与叶轮和隔舌的相对位置有关。隔舌周围压力变化的峰值与压水室下游噪声的峰值相对应。Sinha 等^[2-3]通过对带导叶扩压器的离心泵进行 PIV 测定, 进一步阐述了与叶轮相对导叶位置有关的非定常流动结构跟流场压力变化的关系。Wang 等^[4]采用涡方法求解了带导叶和螺旋形压水室的离心泵的内部流场, 并分析了流场的压力波动特性。Shi 等^[5]将数值模拟的结果与上述研究进行了对比, 并展示了不同方法求解泵内压力波动的结果。基于对泵瞬时流场变化过程的观测, 文献^[1]指出在一定范围内小幅度增加叶轮与压水室隔舌之间的间隙可明显改变隔舌区域

的流动结构, 并降低由此造成的噪声。Khalifa 等^[6]通过实验, 研究了对叶轮 V 形切割和延长或切割压水室隔舌对泵外特性、压力脉动和振动特性的影响, 并指出在一定的工况范围内(0.25~1.75 倍最佳工况)泵度高强度的叶频压力脉动和叶频振动与不恰当的叶轮与压水室隔舌间隙值有关。González 等^[7]通过改变叶轮直径的方法, 研究了不同叶轮与隔舌间隙对泵压力脉动特性和径向力的影响。祝磊等^[8-9]研究了不同造型和形式的隔舌对泵压力脉动特性的影响。Bachert 等^[10]通过实验研究了压水室隔舌附近的周期性空化结构。

虽然 RANS 模型和 LES 方法无法为叶轮出流的流动结构及其与固体边界相互作用进行细致的预测^[3], 但是可以为泵内速度场压力场的非定常变化特征提供具有参考意义的结果^[5-7, 11]。我们采用数值模拟方法, 以比转速数为 63 的单级单吸离心泵为研究对象。叶轮入口直径 80 mm, 出口直径 D_2 为

收稿日期: 2017-04-01; 修回日期: 2017-06-23

基金项目: 兰州人才创新创业项目专项“甲乙酮生产装置进料泵关键技术研究”(2015-RC-29)

作者简介: 杨从新(1964-), 男, 陕西兴平人, 博士, 教授, 博士研究生导师, 研究方向为流体机械流动理论。E-mail: ycxwind@163.com

通信作者: 杨焘, E-mail: 1131019527@qq.com

210 mm。叶片数为 5, 额定转速 2 900 rpm。最佳工况流量 Q_{opt} 为 $55 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程(实验值) 51 m。该泵具有螺旋形压水室。对比分析了 3 种方法改变隔舌与叶轮之间径向间隙 c 对泵外特性及压力脉动特性的影响。这 3 种方法分别为: 改变压水室基圆直径 D_3 , 改变压水室隔舌的径向位置, 以及隔舌的切割和延伸。3 种方法对应方案序号和每个方案的间隙变化值如表 1。

表 1 研究方案
Table 1 Research plan

方案	间隙改变方式	$2c/D_2$ 取值/%
1	原型泵	2.4,
2	改变 D_3	1.5, 4.8, 7.1, 9.5,
3	改变隔舌径向位置	1.5, 4.8, 7.1, 9.5,
4	隔舌“切割”和延伸	1.5, 4.8,

方案 3 的隔舌位置如图 1 所示。改变隔舌径向位置前后保持压水室喉部和压出段过流面积不变。其中隔舌切割是指在原型泵的基础上, 去除隔舌的一部分结构(见图 2), 使 $2c/D_2$ 达到 4.8%, 同时隔舌安放角增加了 15° 。隔舌延伸是指在保持新增结构

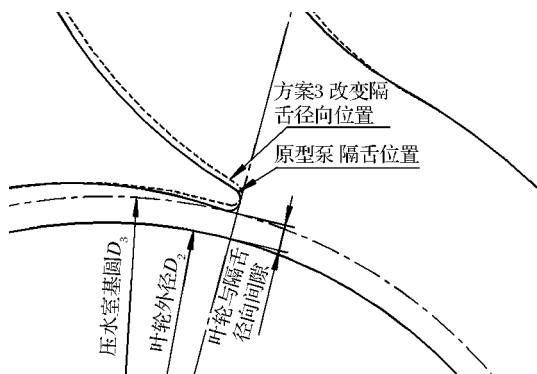


图 1 方案 3 示意图

Fig.1 Schematic diagram of plan 3

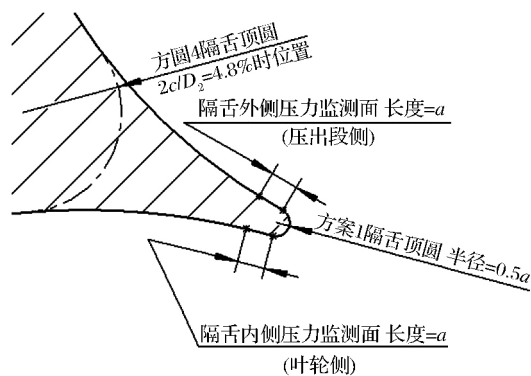


图 2 隔舌造型与压力检测面

Fig.2 Cut-water shape and pressure detection surface

曲面的曲率与上游变化一致的前提下, 将隔舌延伸直到 $2c/D_2$ 达到 1.5%, 同时隔舌安放角减少了 5° 。分别研究了各方案在 Q_{opt} 、 $1.2Q_{opt}$ 和 $0.8Q_{opt}$ 3 个工况下的外特性和压力脉动特性。

1 湍流模型和计算模型

1.1 湍流模型

采用 SST $k-\omega$ 模型进行计算, 其控制方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \omega)}{\partial x_i} = \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i},$$

其中:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{D_{kw} y^2} \right] \right]^4 \right\},$$

$$D_{kw} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right),$$

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)},$$

其中: S 为应变速率, F_2 定义为

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\},$$

其中: k 为湍动能; ρ 为介质密度; $\beta^* = 0.09$; $\alpha_1 = 5/9$; $\beta_1 = 3/40$; $\sigma_{k1} = 0.85$; $\sigma_{\omega 1} = 0.5$; $\alpha_2 = 0.44$; $\beta_2 = 0.0828$; $\sigma_{k2} = 1$; $\sigma_{\omega 2} = 0.856$ 。

使用商业软件 FLUENT 进行求解计算。时间和空间离散格式具有二阶精度。

1.2 计算模型

研究区域为叶轮和压水室流动区域。叶轮上游管段长为 4 倍叶轮入口直径。压水室下游管段长为 6 倍压水室出口直径。

叶轮上游管段和叶轮流域采用六面体网格进行划分, 距壁面 0.5 mm 距离内包含 10 层以上的网格, 且壁面网格 $y^+ < 1$ 。螺旋形压水室和下游管段流域采用四面体和棱柱体网格进行划分(见图 3)。各模型网格单元数为 1.8×10^6 。以 Aspect ratio 考察网格质量, 各算例最低网格质量 > 0.25 。计算时间步长为 $1.15 \times 10^{-4} \text{ s}$, 对应叶轮旋转 2° 。

入口给定速度, 出口压力为 0。入口湍流强度 0.5%。固体壁面为无滑移条件, 粗糙高度为 0。流域内介质为 20°C 状态下水。

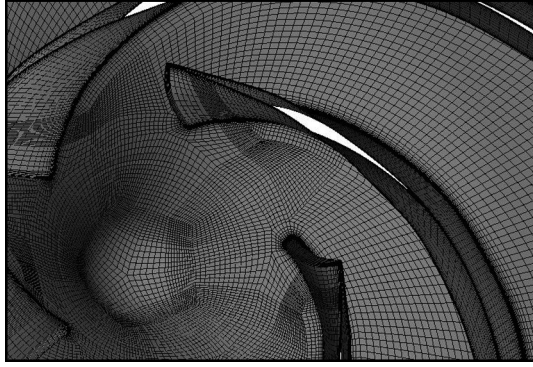


图 3 网格生成

Fig.3 Mesh generation

2 计算结果

2.1 压力检测与无量纲化方式

将隔舌造型曲面分为 3 份:隔舌顶圆面,及相邻面积接近的 2 个曲面(见图 2)。记某一时刻隔舌外侧压力检测面的面积平均压力为 P_{out} , 隔舌内侧压力面的为 P_{in} 。对于隔舌压差 $P_{out} - P_{in}$ 进行无量纲化处理。

压力系数 C_p 为

$$C_p = \frac{P_{out} - P_{in}}{\frac{1}{2} \rho U_2^2} = \frac{P_{out} - P_{in}}{507\ 571\ \text{Pa}}, \quad (1)$$

其中: U_2 为叶轮叶尖速度; ρ 为介质密度。

2.2 结果与分析

原型泵计算结果显示,叶轮径向力、压水室受到的径向力和隔舌压差以叶频为主要变化周期(见图 4),其中 f_b 为叶频。

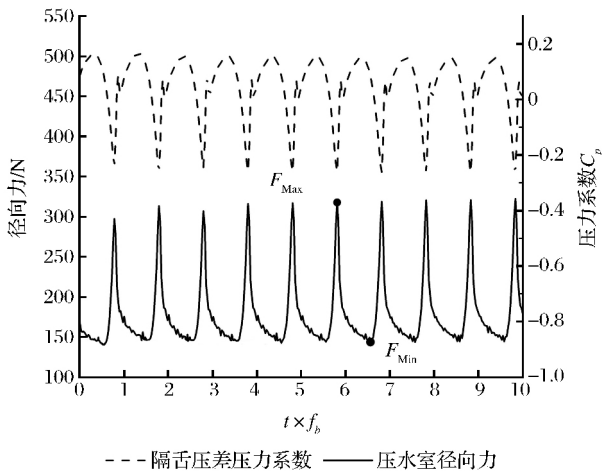


图 4 原型泵计算结果

Fig.4 Prototype pump calculation results

记在一个叶频周期内,径向力最大值和最小值

分别为 F_{max} 和 F_{min} , 则径向力脉动幅值 A_F 为

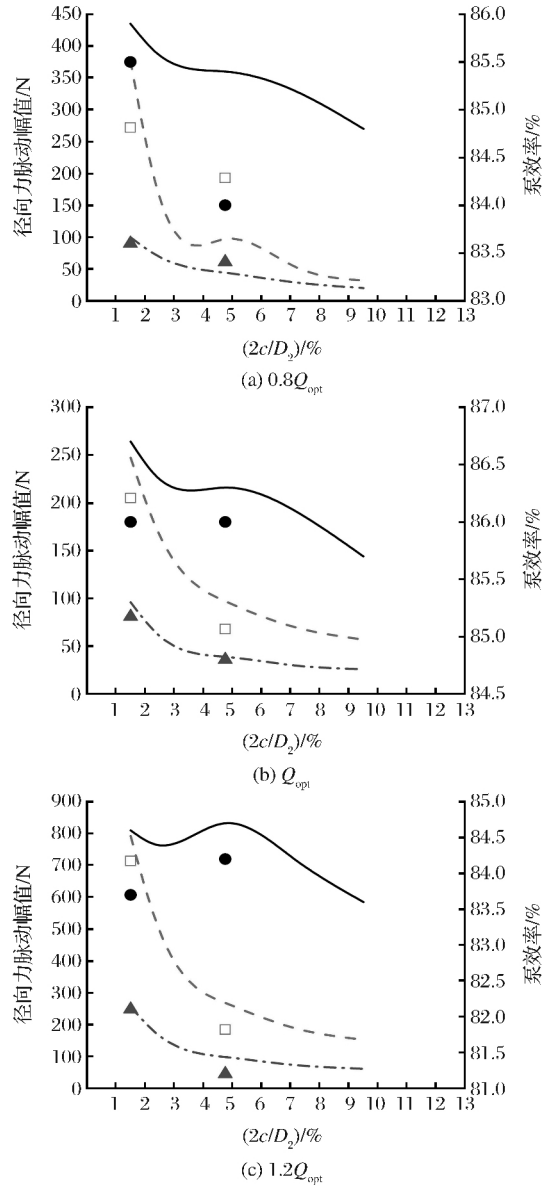
$$A_F = \frac{1}{z} \sum_{i=1}^z (F_{max,i} - F_{min,i}), \quad (2)$$

其中: z 为叶片数。

同理可得压力系数脉动幅值 A_C 为

$$A_C = \frac{1}{z} \sum_{i=1}^z (C_{p,max}^{[i]} - C_{p,min}^{[i]}). \quad (3)$$

方案 2 的计算结果显示,随着 D_s 的增加,叶轮与压水室径向力脉动幅值和隔舌压差脉动幅值快速下降(见图 5、图 6)。



泵效率: 径向力脉动幅值:
 —— 方案2 方案2: --- 叶轮 -- 泵体
 ● 方案4 方案4: ▲ 叶轮 □ 泵体

图 5 方案 2 和方案 4 计算结果

Fig.5 Calculation results of plan 2 and plan 4

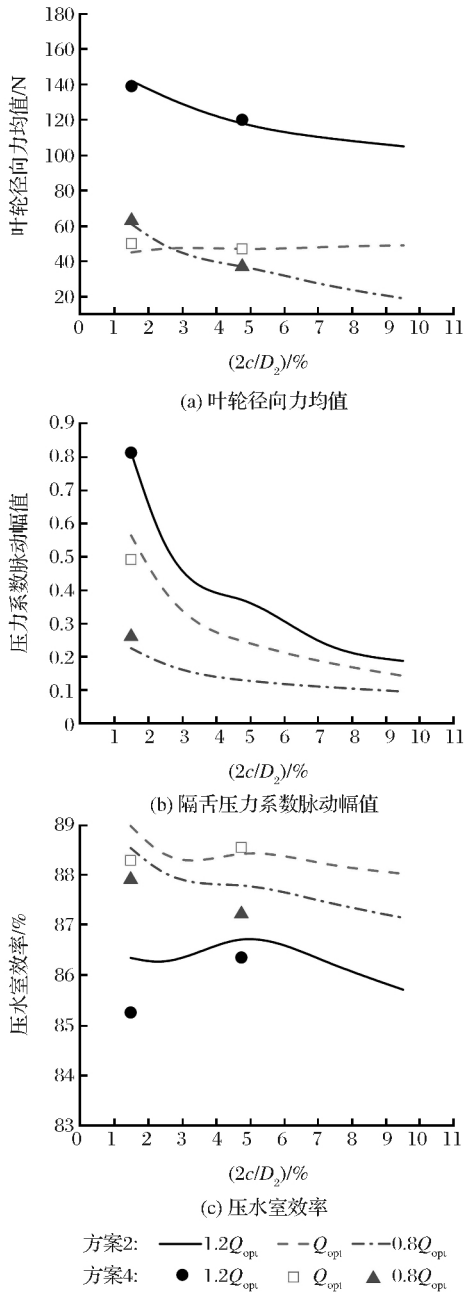


图6 方案2和方案4计算结果
Fig.6 Calculation results of plan 2 and plan 4

当 $2c/D_2$ 由 1.5% 增加至 4%, Q_{opt} 、 $1.2Q_{opt}$ 和 $0.8Q_{opt}$ 工况下叶轮的径向力脉动幅值下降 50% 以上, 压水室径向力脉动幅值下降 60% 以上。效率在该 D_3 范围内亦快速下降。当 $2c/D_2 > 4%$, 径向力脉动幅值和隔舌压差的脉动幅值下降速度减缓, Q_{opt} 和 $1.2Q_{opt}$ 工况下泵和压水室的效率逐渐上升。当 $2c/D_2$ 达到 5%, 效率存在一个极大值。当 $2c/D_2 > 5%$, 泵和压水室的效率快速下降, 而径向力的脉动幅值和隔舌压差脉动幅值的下降速度则较为缓慢。在整个 D_3 变化的范围内, 叶轮和压水室的径向

力均值在一个叶轮周期内的不存在显著变化。

方案3 径向力脉动幅值的变化与方案2 不同 (见图7)。

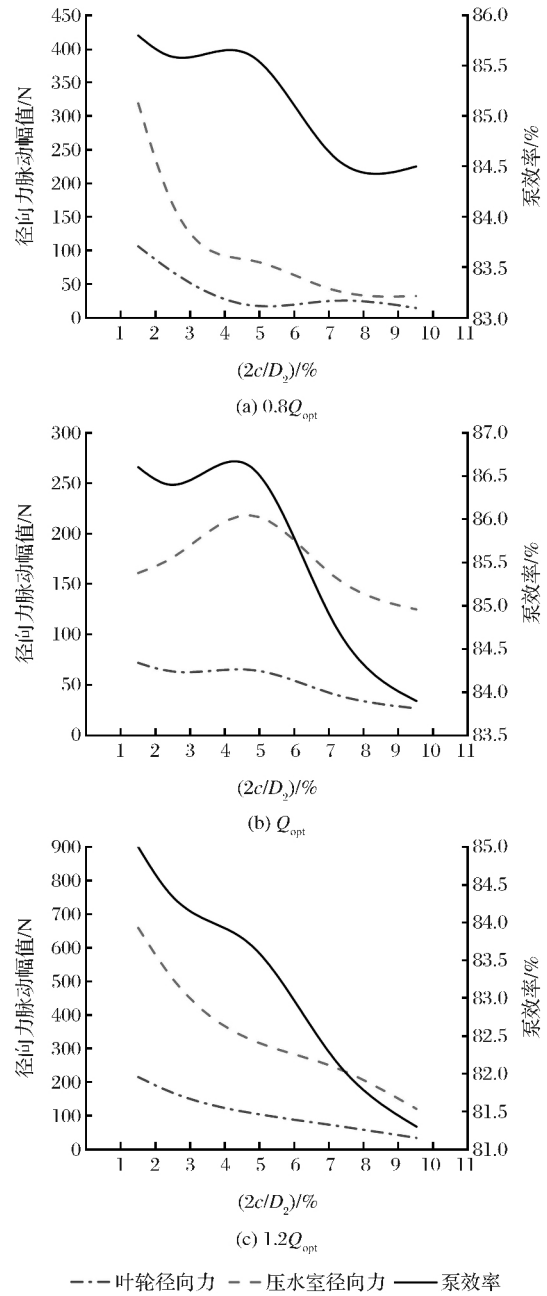


图7 方案3计算结果
Fig.7 Calculation results of plan 3

当 $2c/D_2$ 达到 1.5%, 在所研究的 3 个工况下, 方案3 要普遍低于方案2。如当流量为 Q_{opt} 时, 方案3 叶轮径向力脉动幅值是方案2 的 75%, 压水室径向力脉动幅值是方案2 的 65%。但是当采用方案3 来增大间隙, 由于破坏了压水室内流动的对称性, 在研究的 3 个工况下, 径向力的脉动幅值要显著高于方案2, 叶轮径向力的均值要显著高于方案2, 同时

压水室的效率要低于方案2。例如当 $2c/D_2$ 达到7.1%,流量为 Q_{opt} 时,方案3叶轮径向力的均值为方案2的2.5倍,压水室效率下降了1.7个百分点;流量为 $1.2Q_{opt}$ 时,方案3是方案2的1.6倍,且压水室效率低于方案2约2.6个百分点(见图8)。

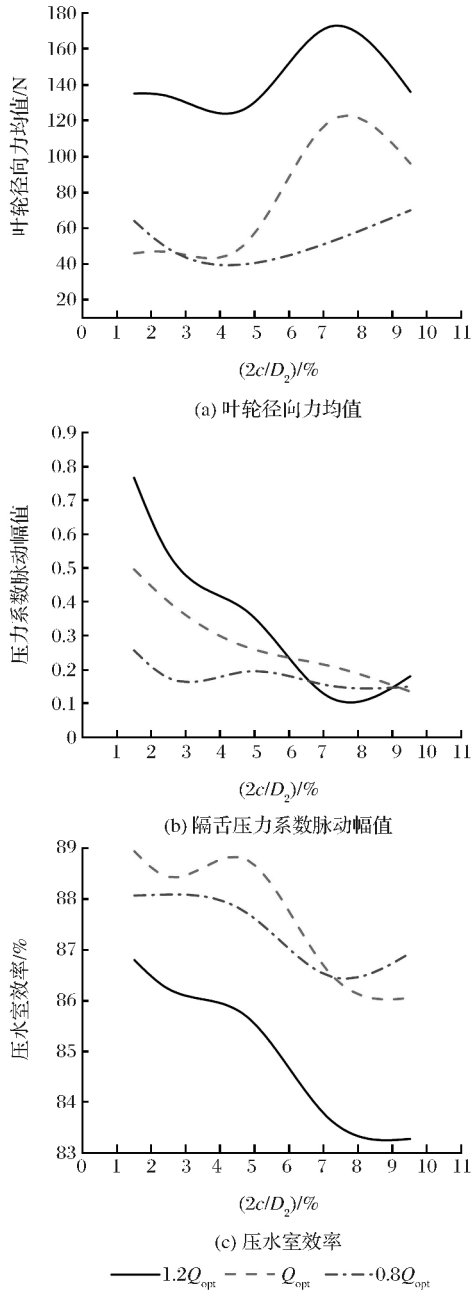


图8 方案3计算结果

Fig.8 Calculation results of plan 3

与方案2相比,方案4的泵和压水室的效率更低。如在 $0.8Q_{opt}$ 工况下, $2c/D_2=4.8\%$ 时,方案4泵的效率低于方案2约1.4个百分点。由于压水室的流动规律得到保持,方案4与方案2的叶轮径向力均值非常接近(见图6)。在 Q_{opt} 、 $1.2Q_{opt}$ 工况下,方案4

的径向力脉动幅值要低于方案2。其中压水室径向力脉动幅值最大下降了17%。而在 $0.8Q_{opt}$ 工况, $2c/D_2=4.8\%$ 时,方案4的压水室径向力脉动幅值约为方案2的2倍,且叶轮径向力脉动幅值高于方案39%。 $2c/D_2=1.5\%$ 时,不同工况下,方案4的隔舌压力系数脉动幅值与方案2相比没有显著的差异。

3 结论

3种改变叶轮与螺旋形压水室隔舌之间间隙的方案均能够不同程度地改变离心泵的压力脉动的特性,但是这3种方案具有不同的适用范围和特性。

(1)叶轮和压水室径向力脉动幅值、隔舌压差脉动幅值以及泵的效率随压水室基圆直径 D_3 的增加而逐渐下降。当叶轮与隔舌间隙 $2c/D_2 > 5\%$,泵效率的下降速度逐渐高于径向力脉动幅值的下降速度。

(2)通过改变隔舌径向位置来改变叶轮与隔舌之间间隙,泵和压水室的效率普遍低于通过改变压水室基圆直径 D_3 后的效率值。采用这一方式小幅度减小叶轮与隔舌之间的间隙,可降低叶轮与压水室径向力的脉动幅值。

(3)切割与延伸隔舌会使得泵效率下降。按照压水室的流动规律延伸隔舌可有效改善压水室的过通性。而切割隔舌可有效改善压水室在设计工况和大流量工况下的过通性能。

参考文献:

- [1] Chu S, Dong R, Katz J. Relationship between Unsteady Flow, Pressure Fluctuations, and Noise in a Centrifugal Pump—Part A: Use of PDV Data to Compute the Pressure Field[J]. Journal of Fluids Engineering, 1995, 117: 24-29.
- [2] Sinha Manish, Katz Joseph. Quantitative Visualization of the Flow in a Centrifugal Pump with Diffuser Vanes- I : on Flow Structures and Turbulence[J]. Journal of Fluids Engineering, 2000, 122(1): 97-107.
- [3] Sinha Manish, Katz Joseph. Quantitative Visualization of the Flow in a Centrifugal Pump with Diffuser Vanes- II : Addressing Passage-averaged and Large-eddy Simulation Modeling Issues in Turbomachinery Flows[J]. Journal of Fluids Engineering, 2000, 122(1): 108-116.
- [4] Wang H, Tsukamoto H. Fundamental Analysis on Rotor-stator Interaction in a Diffuser Pump by Vortex Method[J]. Journal of Fluids Engineering, 2001, 123: 737-747.
- [5] Shi F, Tsukamoto H. Numerical Study of Pressure Fluctuations Caused by Impeller-diffuser Interaction in a Diffuser Pump Stage

- [J].Journal of Fluids Engineering,2001,123:466-474.
- [6] Khalifa A, Al Qutub A, Khulief Y. Experimental Investigation of the Effect of Radial Gap and Impeller Blade Exit on Flow-induced Vibration at the Blade-Passing Frequency in a Centrifugal Pump[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2009(1023-621X): 1-10
- [7] González José, Parrondo Jorge, Santolaria Carlos, *et al.* Steady and Unsteady Radial Forces for a Centrifugal Pump With Impeller to Tongue Gap Variation[J]. Journal of Fluids Engineering, 2005, 128(3): 454-462.
- [8] 祝磊,袁寿其,袁建平,等.阶梯隔舌对离心泵压力脉动和径向力影响的数值模拟[J].农业工程学报,2010,41(增刊1):21-26.
- [9] 祝磊,袁寿其,袁建平,等.不同型式隔舌离心泵动静干涉作用的数值模拟[J].农业工程学报,2011,27(10):50-55.
- [10] Bachert Rudolf, Stoffel Bernd, Dular Matevž. Unsteady Cavitation at the Tongue of the Volute of a Centrifugal Pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2010, 132: 061301.
- [11] González José, Fernandez Joaquin, Blanco Eduardo, *et al.* Numerical Simulation of the Dynamic Effects due to Impeller-volute Interaction in a Centrifugal Pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 125(2): 348-355.

Study on the Radial Clearance's Influence on the Fluctuation Nature of Pump Pressure between Different Impeller and Cut-water of Centrifugal Pump

Yang Congxin^{1,2}, Yang Tao^{1,2}, Wang Ling^{1,2}

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems, Gansu Province, Lanzhou 730050, China)

Abstract Based on the numerical simulation technology, the author will take the single-stage single-suction centrifugal pump (63 rps) as the research object to study on the impeller and cut-water clearance changes' influence on the fluctuation nature of pump pressure under the optimum conditions, namely, Q_{opt} , $1.2Q_{opt}$ and $0.8Q_{opt}$. The clearance is changed in three ways: Change the base circle diameter D_3 of pumping chamber, change the radial position of cut-water, cut and extend the cut-water in the pumping chamber. The results show that the radial force and efficiency suffered by the impeller and pumping chamber will decrease with the D_3 increasing, however, the decreasing speed is different from each other; When cross section is changed, the fluctuation nature of pump will show the different changes under different working conditions; Although the passing performance of pressure chamber will be changed by the cut-water extension and cutting, the pump efficiency will be accordingly reduced.

Key words Numerical simulations; Fluctuation; Radial force