

低比转速高速泵螺壳形式对性能影响分析

刘海丽¹, 张立强¹, 李学华¹, 吕志全²

(1. 北京航天动力研究所, 北京 100076;

2. 中国石油天然气集团公司 辽阳石化分公司, 辽宁 辽阳 111000)

摘 要: 利用流体计算软件 CFX, 分别对低比转速蜗壳与环形流道离心泵的流场进行了不同工况下三维定常湍流数值模拟, 并进行了试验验证。水力性能计算结果与试验偏差小, 数值仿真方法是合理有效的。通过对 2 种泵内部流场特性的比较分析, 得到了其流动机理, 蜗壳流道离心泵的蜗壳出口流道对应流体的撞击所产生的回流与漩涡明显, 压力与相对速度分布与其他流道差别较大, 是水力损失的主要原因; 2 种离心泵在距离入口较远处的叶片压力与相对速度分布基本一致。最后通过对蜗壳流道离心泵取不同的喉部面积在设计工况下进行数值模拟, 进行了优化设计。结果表明: 当喉部面积为蜗壳第八断面的 1.1 倍时, 泵性能最佳。

关键词: 蜗壳流道; 环形流道; 高速离心泵; 数值模拟; 试验

中图分类号: V434.2-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2015) 03-0052-07

Influence of volute case type for low-specific-speed pump on pump performance

LIU Hai-li¹, ZHANG Li-qiang¹, LI Xue-hua¹, LÜ Zhi-quan²

(1. Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076, China;

2. Liaoyang Petrochemical Branch Co., CNPC, Liaoyang 111000, China)

Abstract: The 3D steady turbulence numerical simulation of flow fields in the low-specific-speed case with volute passage and centrifugal pump with circular passage were performed separately by means of the fluid simulation software CFX. Furthermore, the tests were carried out. The calculated result of pump performance has a little deviation with experimental data. It means that the method is reasonable and effective. From comparison of two different pumps, the flow mechanism and loss of water power were found. The backflow and vortex caused by impact of fluid from the exit of volute case are obvious. Its pressure and relative velocity distribution is very different from other passages. This is the main reason of water power loss. The pressure in the blade far from inlet of two different pumps is basically coincident with relative velocity distribution. The results of optimization design

收稿日期: 2014-11-24; 修回日期: 2015-03-18

作者简介: 刘海丽 (1980—), 女, 博士, 研究领域为离心泵的优化设计

show that the performance of pump is most excellent when the ratio of throat area is 1.1:1 to the eighth section of the volute case, which provide a scientific basis for the improvement and further development of pump.

Keywords: volute case passage; circular-volute case passage; high-speed centrifugal pump; numerical simulation; test

0 引言

高速离心泵在石油、化工及航空航天等现代国民经济各部门有着广泛的应用。泵壳是离心泵中的重要过流部件,其主要作用是收集从叶轮中高速流出的输送介质,将介质的大部分动能转换为压力势能。其水力损失的大小直接影响泵的水力性能。目前,常用的 2 种泵壳流道形式为螺旋形涡道和环形涡道。通常认为蜗壳流道离心泵流动性好和高效率范围宽,对低比转速泵,由于环形流道便于加工与打磨,泵的效率有可能高于蜗壳。因此对 2 种形式的离心泵进行比较分析研究对提高泵的效率与性能有重要的意义^[1]。

近年来随着 CFD 技术的迅速发展,用数值模拟方法研究离心泵内部流场已成为改进和优化离心泵设计的重要手段,许多学者已经利用 CFD 对离心泵整机流场进行了数值模拟研究^[2-3],也有很多文献单独对离心泵蜗壳内流场进行了计算分析^[4],但用试验与 CFD 相结合的方法对蜗壳与环形流道 2 种离心泵的水力性能与整机流场特性进行比较分析还不多见。

本文在其他结构部件不变的基础上,分别设计了环形与蜗壳流道 2 种泵壳。利用流体计算软件 CFX,分别对 45 kW 级高速离心泵环形与蜗壳流道的内部流场进行整机数值模拟,并进行了水力性能试验,将 2 种泵仿真结果与试验值进行比较,并分析了其内部流场的流动特性,为了解此类泵的内部流动规律、优化设计以及选型提供了参考依据。

1 几何模型与网格划分

高速离心泵的过流部分由泵体扩压器、叶轮及诱导轮组成。叶轮为半开式直线辐射状叶片结构,叶片数 12 长+12 短。为平衡叶轮轴向力,在后盖板上开设 12 个平衡孔。泵的转速 $n = 14\,491\text{ r/min}$,设计流量 $Q_d = 9\text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H_d = 607\text{ m}$,比转速 21.7。

图 1 为蜗壳流道与环形流道泵体示意图。为便于比较分析 2 种泵的性能,将泵体基圆直径与喉部的尺寸设计的完全一致。蜗室由 I 到 VIII 取 8 个彼此成 45° 的断面,8 个断面的面积可由速度系数法确定^[5]。

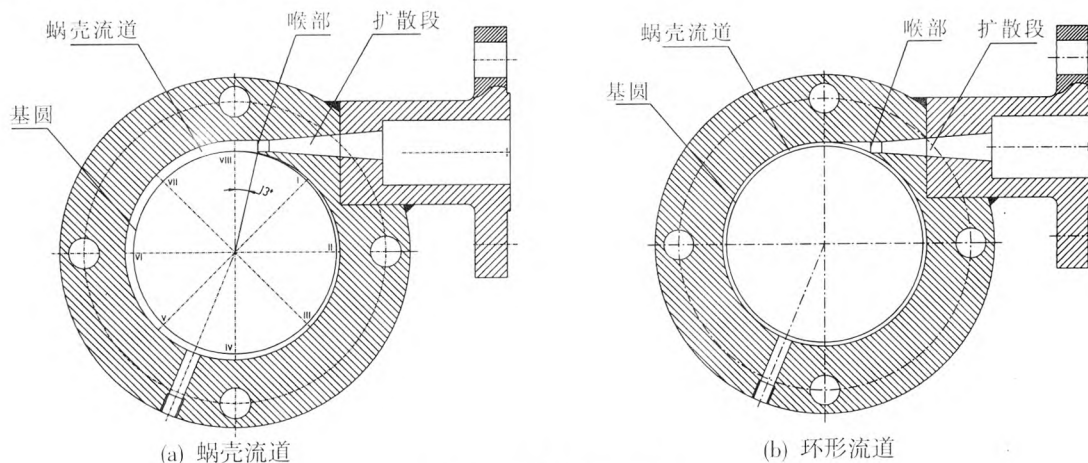


图 1 泵体结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of pump

本文以某型高速离心泵为研究对象, 用三维软件 catia 建立了离心泵从进口到出口的全流道三维几何模型, 流体域分为入口段、诱导轮-叶轮及泵体扩压器-扩散段与出口段 3 部分, 并对泵的人口段进行了适当延长。

鉴于该几何模型的复杂性与曲面的多样性, 采用对复杂边界适应性强的非结构化四面体网格对计算域进行网格划分。而且在计算中考虑了诱导轮与外套的间隙、叶轮与泵体的前间隙、叶轮后盖板与导流套之间后间隙, 为了提高网格质量, 需要对局部网格进行加密处理。最终划分的网格数量环形流道离心泵流体域为 2 621 520, 蜗壳流道离心泵流体域为 2 806 393。网格划分结果如图 2 所示。

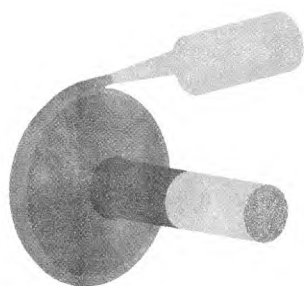


图 2 流体域网格划分

Fig. 2 Mesh partition of fluid

2 边界条件设置与计算模型选取

在计算域入口设定为压力入口, 出口设定为速度出口, 具体数值由泵设计工况给出。对于泵内转动部件和固定部件之间的交界面 (入口段的出口与诱导轮入口交界面、叶轮和泵壳交界面), 引入多重参考坐标系进行处理。具体计算时叶轮与诱导轮计算区域设在运动坐标系 (MRF), 其余区域均设在固定区域。随叶轮一起旋转的壁面需要设置为旋转无滑移的绝热固壁边界条件; 给定旋转方向和速度, 其余壁面均为静止, 给定绝对速度值为 0^[6]。

假设离心泵内部流动为三维不可压定常流动, 采用 SIMPLE 算法来求解三维雷诺时均 N-S 方程。在 CFX 中用有限体积法将空间上连续的

控制方程离散化, 其中湍流模型选用标准的 RNG $k-\varepsilon$ 模型, 动量方程、湍动能与耗散率输运方程的离散均采用高精度形式^[7]。

由于 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型能够较好地对涡流及流动分离现象进行预测, 并且能很好地预测近壁区的流动现象, 因此在预测三维旋转流体机械的流动现象时, 能够得到很好的结果。其具体形式如下^[8]:

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dk}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + 2\mu_i \overline{E}_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \\ \rho \frac{D\varepsilon}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + 2C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \nu_i \overline{E}_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \end{aligned} \quad (1)$$

式中: \overline{E}_{ij} 为应变率张量; μ_{eff} 为等效粘性系数。

其中附加项 R 为:

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

在 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型中, 湍流涡粘性系数 μ_t 的确定在高雷诺数流动区域与标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型保持一致; 但在低雷诺数流动区域, 如近壁区, 要通过以下方程进行求解得到:

$$d \left(\frac{\rho k^2}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\dot{\mu}}{\sqrt{\dot{\mu}^3 - 1 + C_v}} d\dot{\mu} \quad (3)$$

式中: $\dot{\mu} = \frac{\mu_{\text{eff}}}{\mu}$; $C_v \approx 100$ 。

3 结果分析

为了和试验结果进行比较, 在流场计算时将蜗壳流道与环形流道选择了 9 个工况点进行数值模拟, 分别为 $Q(\text{m}^3/\text{h})=3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10$ 和 11。

3.1 水力性能分析

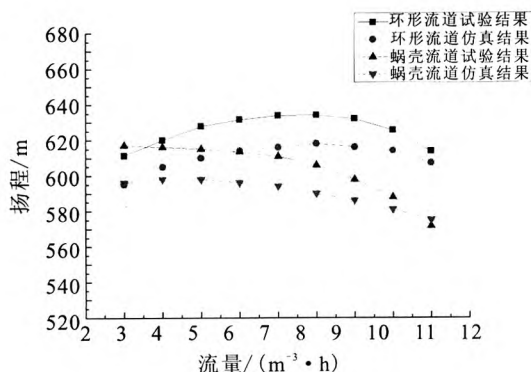
经过数值计算得到了环形流道与蜗壳流道离心泵的流量-扬程曲线和流量-效率曲线, 为了验证仿真结果, 加工了所设计的蜗壳与环形流道泵体, 并进行了水力性能试验, 图 3 为两者对比曲线。

从图 3(a) 的流量-扬程曲线可以看出, 数值计算结果与试验数据的变化趋势一致。各个工况点

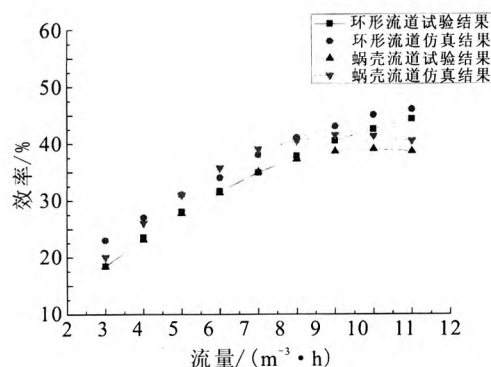
下仿真值均比试验值低, 但误差均在 4% 以内, 环形流道与蜗壳流道离心泵在额定点的误差分别为 2.6% 与 2.1%。由图 3(b) 流量-效率曲线图可以看出, 其仿真结果与试验数据的变化趋势也基本一致。各个工况点下仿真结果均比试验值偏高, 因为试验过程中电机传到泵轴上的功率会有一部分机械损失, 消耗一部分功率。由此可以判断该数值仿真方法是合理有效的, 可以比较准确地预测泵的性能。

由图 3(a) 流量-扬程曲线还可以看出, 在各个工况点环形流道离心泵的扬程与效率均比蜗壳

流道高, 在额定工况点环形流道较蜗壳流道扬程高出 10%, 效率高出 9.4%。由图 3(b) 流量-效率曲线可以看出, 同心圆流道试验效率随着流量的增大一直在增大, 最优工况点偏离了额定值, 而对于蜗壳流道这一现象则不太明显。文献[9]指出, 在小流量高扬程的情况下或者比转速小于 40 时, 由于加工水平所限, 环形流道离心泵的效率较蜗壳流道的高。本文中所试验的泵的比转速为 21.7, 2 种不同流道的试验数据、仿真结果的比较分析均与文献相符, 也进一步证明了此数值仿真方法的可靠性。



(a) 流量-扬程曲线对比



(b) 流量-效率曲线对比

图 3 环形与蜗壳流道离心泵性能曲线的试验值与仿真值对比

Fig. 3 Comparison of performance curves between test and simulation of centrifugal pumps with circular passage and volute passage

3.2 设计工况内部流场特性分析

图 4 为叶轮中间截面压力分布。由图 4 可知, 随着叶轮半径的增大, 压力逐渐上升。蜗壳流道离心泵不同叶轮通道压力分布不具有对称性, 蜗壳出口对应流道的压力分布与其他流道的压力分布明显不同。由于蜗壳本身的扩压作用, 流体在接近蜗壳出口时压力非常高, 未能完全从喉部流出, 而隔舌处流道与泵壳壁面相距较近, 过流面积小, 一部分高压流体将流入蜗壳出口对应流道内, 同时与从叶轮流出的流体存在撞击, 使这一流道内的压力分布较其他流道的高, 并且分布不均。说明在叶轮旋转过程中, 叶轮内流体流动既受叶轮本身结构的影响还受到蜗壳的影响, 各流道的流体流动随它在蜗壳中相对位置的

不同而变化。而从图 5(b) 可以看出, 环形流道设计由于叶轮出口边与泵壳壁面距离相等, 在流道出口处, 未能完全从喉部流出的流体大部分会重新回到了环形流道中沿着流道流动, 因此其叶轮各个通道截面上的压力分布是比较均匀的。

由图 5 可以看出, 叶轮中间截面相对速度分布与上述压力场的分布非常吻合, 从局部放大图可以直观地看出, 由于蜗壳出口流体与隔舌相互作用造成流体在蜗壳出口对应流道流动的复杂性。与环形流道相比, 蜗壳流道离心泵在蜗壳出口对应流道内出现了明显的回流与漩涡, 增加了水力损失, 可以通过进一步调整隔舌的位置、蜗壳流道断面的面积或者增加喉部面积等优化设计的手段, 来改善这一现象, 提高水力效率。

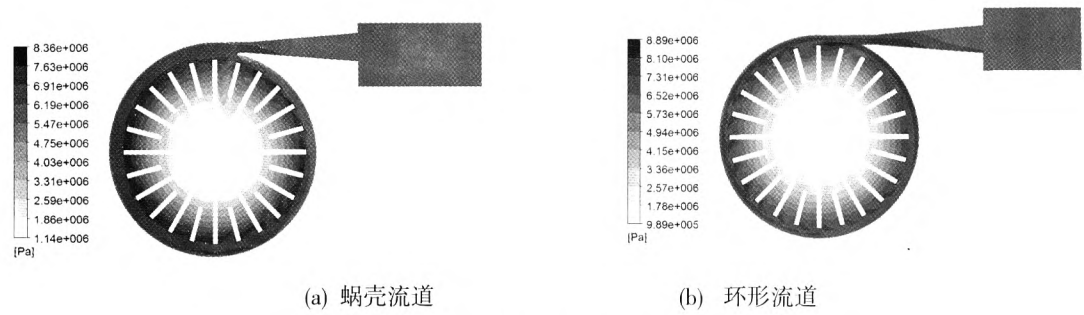


图 4 离心泵叶轮中间截面压力分布

Fig. 4 Pressure distribution for middle section of centrifugal pump impeller

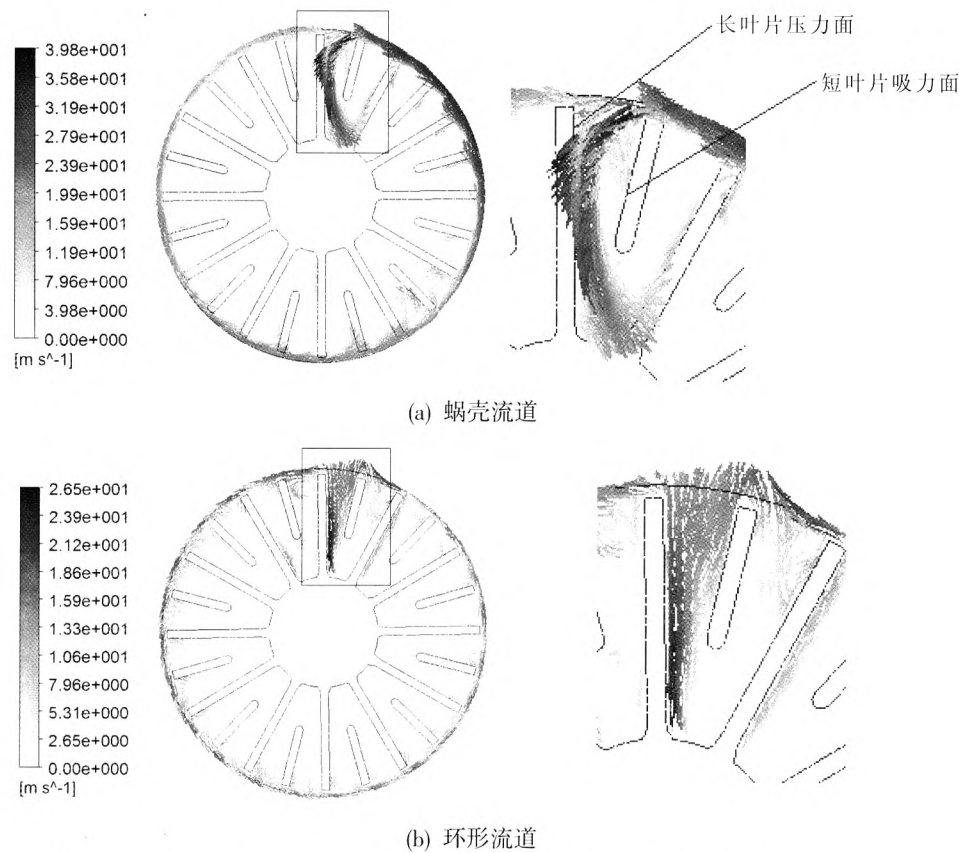


图 5 离心泵叶轮中间截面相对速度分布及局部放大图

Fig. 5 Relative velocity distribution and its partial enlarged drawing for middle section of centrifugal pump impeller

图 6 给出了蜗壳出口对应流道相邻长叶片的压力面与短叶片吸力面相对速度分布。由图 6(a)和图 6(b)可以看出, 叶轮旋转到此处受蜗壳出口流动的影响, 在长叶片压力面与相邻短叶片的吸力面的中间到出口部分都形成了强烈的漩涡。图 6(c)和图 6(d)所示的环形流道离心泵同一位置处只有长叶片压力面出口部分出现了轻微的漩涡, 而短叶片吸力面的相对速度分布比较均匀。

图 7 给出了其他流道处蜗壳与环形流道离心泵叶片的压力与相对速度分布。叶片压力从进口到出口逐渐升高, 相应位置处吸力面压力明显低于压力面, 叶片最小压力位于吸力面的进口处。两者压力面的相对速度分布都比较均匀, 由于叶轮前间隙泄漏流动造成叶片吸力面出口处出现少量的回流。且 2 种离心泵在距离入口较远处的叶片压力与相对速度分布基本一致。

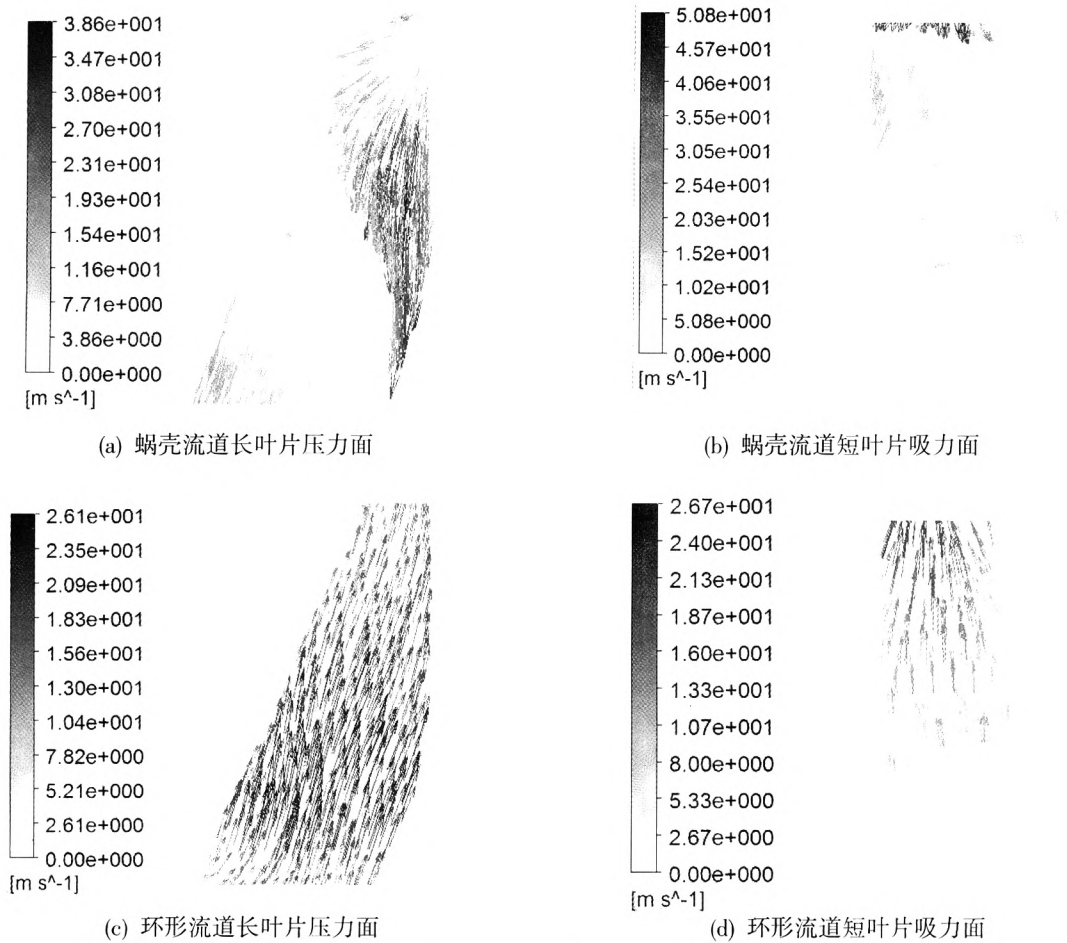


图 6 蜗壳出口对应流道相邻 2 个叶片的相对速度分布

Fig. 6 Relative velocity distribution of adjacent two blades corresponding to exit of volute passage

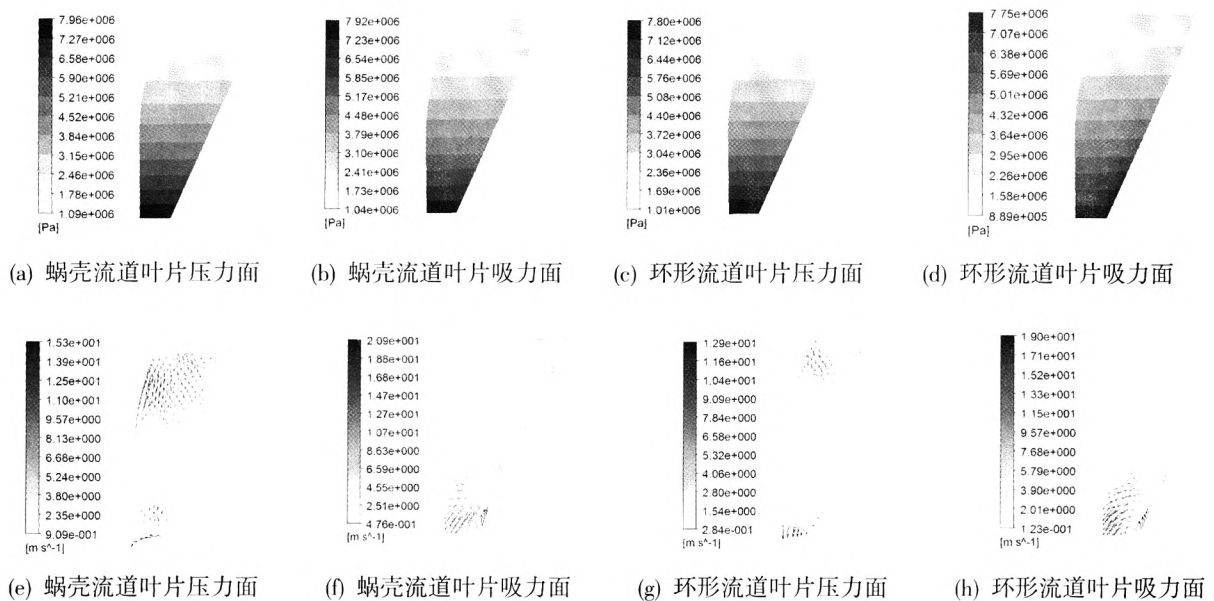


图 7 蜗壳与环形流道离心泵叶片压力与相对速度分布

Fig. 7 Pressure and relative velocity distribution of blades in volute and circular passages

4 优化设计

由以上分析可以看出，蜗壳流道离心泵隔舌处与蜗壳出口对应流道的流动不太顺畅，需要对蜗壳的结构进行优化设计。由于恒扬程泵壳扩散段入口喉部面积对泵的性能有重要影响^[9]，现对蜗壳喉部面积改变后进行数值模拟。表 1 为不同喉部面积下设计工况点水力性能的比较（其中 A 为喉部面积， A_1 为第 8 断面面积）。由表 1 中看出，当 A/A_1 为 1.1 时，泵的水力性能最好。

表 1 不同喉部面积下设计工况点水力性能的比较
Tab. 1 Comparison of water power performances in design conditions with different throat areas

A/A_1	0.93 (原状态)	1	1.04	1.1	1.15
H/m	586	597	600	609	596
$\eta/\%$	41	41.6	42.1	43.8	41.4

5 结论

- 1) 分别对环形与蜗壳流道 2 种不同蜗壳的高速离心泵的内部流场进行三维湍流数值模拟，并进行了试验验证，仿真结果与试验数据偏差小。
- 2) 对蜗壳与环形流道离心泵的内部流场特性分析表明：在叶轮旋转过程中，各个流道的流体流动随着它在泵壳的相对位置的不同而不同，蜗壳流道离心泵的蜗壳出口对应流道的压力与相对速度分布与其他流道差别较大，而环形流道离

心泵出口处对应流道的压力与相对速度分布与其他流道的差别较小。

- 3) 对低比转速蜗壳流道离心泵内部的流场分析表明：泵内部的流动损失的主要原因是流体的撞击所产生的回流与漩涡；当喉部面积为蜗壳第 8 断面面积的 1.1 倍时，性能最佳。

参考文献：

- [1] 耿少娟, 聂超群, 黄伟光. 不同叶轮形式下离心泵整机非定常流场的数值研究[J]. 机械工程学报, 2006, 42(5): 27-31.
- [2] 黄思, 吴玉林. 离心泵全三维流场的大涡数值模拟[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2006, 34(4): 111-114.
- [3] 张兄文, 李国君, 李军. 离心泵蜗壳内部非定常流动的数值模拟[J]. 农业机械学报, 2006, 37(6): 63-68.
- [4] 郭鹏程, 罗兴铸, 刘胜柱. 离心泵内叶轮与蜗壳间耦合流动的三维紊流数值模拟[J]. 农业工程学报, 2005, 21(8): 1-5.
- [5] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- [6] 唐辉, 何枫. 离心泵内流场的数值模拟 [J]. 水泵技术, 2002 (3): 3-8.
- [7] ANSYS Inc. FLUENT user's guide[M]. [S.l.]: ANSYS Inc, 2009.
- [8] 沙玉俊. 高温高压离心泵三维湍流数值模拟及流动特性研究[D]. 北京: 清华大学热能工程系, 2011.
- [9] LOBANOFF V S, ROSS R R. Centrifugal pumps: design & application[M]. Houston, TX: Gulf Publishing Company, 1992.
- [10] 张德胜, 施卫东, 陈斌, 等. 低比转速离心泵内部流场分析及试验[J]. 农业工程学报, 2010, 26(11): 108-113.

(编辑：马 杰)