

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.01.008

径向回流平衡孔低比转数离心泵空化性能研究*

曹卫东 张晓娣 高一 王秀兰

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

【摘要】 选用 $n_s = 26$ 的低比转数离心泵为计算模型, 保证蜗壳和叶轮其他几何参数不变的前提下, 平衡孔中的液体分别采用径向回流、传统轴向回流以及无平衡孔结构这 3 种方案, 基于混合流体的连续性方程、动量方程、标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型、均质多相模型和 Rayleigh - Plesset 方程对叶轮内的空化进行数值模拟。计算得到的 $H-L_{NPSHa}$ 曲线与试验结果吻合较好, 验证了计算方法的准确性。研究结果表明: 具有径向回流平衡孔的低比转数离心泵平衡孔回流方向与叶轮来流方向基本一致, 能够明显改善该泵的空化性能。

关键词: 离心泵 低比转数 径向回流平衡孔 空化性能 数值模拟

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)01-0037-05

Cavitation Performance of the Low Specific-speed Centrifugal Pump with Radial Reflux Balance Hole

Cao Weidong Zhang Xiaodi Gao Yi Wang Xiulan

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

Abstract

The low specific-speed centrifugal pump with the specific speed of 26 was selected to be the numerical model. Under the condition of other geometric parameters of the volute and impeller maintained constant, the radial reflux balance hole, the traditional axial balance hole and none balance hole were designed to couple with the low-specific centrifugal impeller respectively. Based on the continuity equation, momentum equation, standard $k-\varepsilon$ turbulence model, homogeneous multiphase model and Rayleigh - Plesset equation, the cavitation performances of the pump with different reflux balance holes were simulated. The trend of simulated $H-L_{NPSHa}$ curves were consistent with the experimental data, in addition, the accuracy of numerical simulation was also verified. The results showed that with equipped radial reflux balance hole, the anti-cavitation performance of the pump can be improved obviously due to the coincidence between the balance-hole backflow with impeller inflow.

Key words Centrifugal pump, Low specific-speed, Radial reflux balance hole, Cavitation performance, Numerical simulation

引言

离心泵在正常工作时会有压力的减小, 在非恒定工况下, 如系统中的水锤现象或者在启动和停机时, 都可能发生低的绝对压力^[1], 这两种情况都可能会出现水力机械所特有的空化现象。空化发生时, 叶轮内部会发生复杂的气液两相流动, 进而会引

起泵运行特性的改变并产生振动和噪声等一系列问题, 严重时会使泵中液流中断, 不能正常工作, 所以空化破坏是引起离心泵故障的主要原因之一, 研究离心泵的空化性能对离心泵安全、稳定、高效运行具有重要意义。随着计算机技术以及计算流体力学的发展, 通过数值模拟方法研究水力机械内部空化流场成为可能。国内学者对如何改善离心泵的空化性

收稿日期: 2011-10-24 修回日期: 2011-11-07
* 国家自然科学基金资助项目(51079062)和江苏高校优势学科建设工程资助项目
作者简介: 曹卫东, 副研究员, 主要从事流体机械水动力学研究, E-mail: cwd@ujs.edu.cn

能进行了大量的研究,这些研究大多集中于改变叶轮进口几何参数、加诱导轮、前置导叶等传统的空化设计方法来改善离心泵的空化性能^[2~5]。

低比转数离心泵同样存在空化问题,泵的传统平衡孔回流液体方向与叶轮来流方向相反,破坏了正常的流动状态,叶轮进口处水流紊乱,可能导致泵的效率下降,形成异常振动与噪声,且泵的抗空化性能下降。本文尝试将低比转数离心泵叶轮平衡孔的出流方向更改为径向,使叶轮后密封环的泄漏流体回流方向与叶轮进流方向基本一致,并分别对径向回流方式、传统轴向回流方式以及无平衡孔结构 3 种方案下的模型泵进行空化性能试验,研究泵的空化特性变化,为进一步优化低比转数离心泵结构设计,提高机组稳定性提供一定的理论参考。

1 泵的基本参数与性能

泵设计参数:流量 $Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 60 \text{ m}$,转速 $n = 2\,900 \text{ r/min}$,比转数 $n_s = 26$,叶轮为闭式叶轮,叶片数 $Z = 4$,该低比转数离心泵前后口环单边间隙为 0.15 mm ,轴向长度为 15 mm 。传统平衡孔面积为口环密封间隙面积的 $4 \sim 5$ 倍。本文在叶轮轮毂上设置 8 个回流平衡孔,孔直径为 4.5 mm 。图 1a 为传统结构的泵装配图,图 1b 为回流平衡孔回流液体的方向被改为径向方向,即具有径向回流平衡孔的低比转数离心泵,记为方案 1;图 1c 为传统的轴向回流平衡孔结构,记为方案 2;图 1d 为平衡孔被堵住,即无平衡孔结构,记为方案 3,此时转子的轴向力是不平衡的。

泵 $Q-H$ 性能试验结果如图 2 所示,由试验结果可知方案 1 的扬程稍大于方案 2,但均小于无平衡孔结构的方案 3。当流量为 $5 \sim 15 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,方案 1 与方案 2 扬程试验值的最大差值为 0.6 m ,说明采用这 2 种回流方式对泵的 $Q-H$ 性能影响不大。在设计流量 $Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$,测得叶轮背部平衡腔内(密封环右侧的采压点)的水压分别为 0.20 、 0.19 MPa ,这表明采用径向回流平衡孔结构对转子轴向力的影响是有限的,同时也表明无论本文的径向回流平衡孔结构或传统的轴向回流平衡孔结构,转子的轴向力并未得到完全平衡,都将由轴承受。

分别对 3 种方案进行三维定常湍流计算,当网格总数达到 1.45×10^6 时,网格总数变化对于外特性已没有影响,扬程波动低于 0.6% 设计扬程,计算结果满足网格无关性要求。文中 3 种方案选用网格总数约为 1.5×10^6 进行计算。将泵的 $Q-H$ 曲线的数值模拟结果与试验结果进行对比,如图 2 所示,两者趋势基本一致,模拟值略比试验值高,3 种方案扬

程的最大偏差分别为 4.5% 、 4.7% 和 2.9% ,可见该数学模拟较准确地预测了泵的外特性,间接验证了数值模拟方法的可靠性。

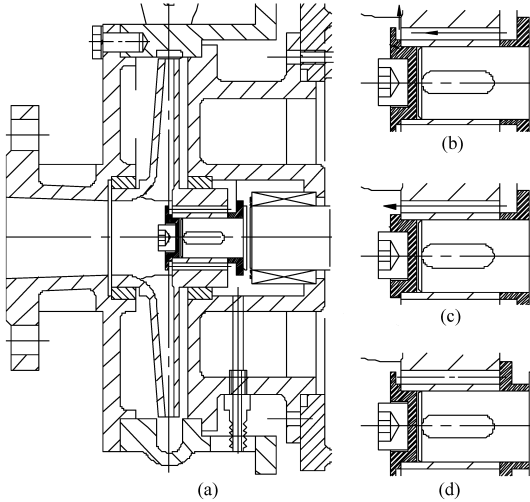


图 1 3 种方案结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the three kinds of schemes

(a) 装配图 (b) 径向回流方式
(c) 传统回流方式 (d) 无平衡孔结构

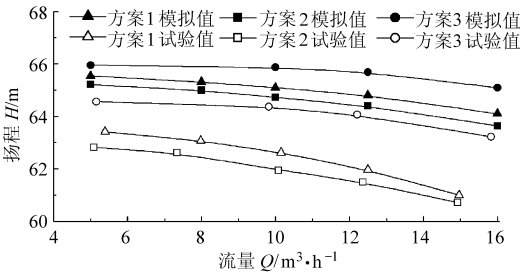


图 2 $Q-H$ 曲线

Fig. 2 $Q-H$ curves

2 数值计算方法

利用 Pro/E 软件对泵全流场进行三维造型,如图 3 所示。非结构的四面体网格对于复杂的结构具有良好的适应性^[6],但是当模型长宽尺寸比例较大时,很难划分出质量好的网格。本文在进行全流场数值模拟时,回流间隙的长宽比为 100,如采用非结构网格则很难达到要求,并且很难控制网格的数量,而六面体网格可以很好地控制流向型分布以及边界层方向的正交性^[7],故本文利用 ANSYS ICEM 软件对泵的全流场区域进行结构化网格划分,动静部分之间采用 GGI (general grid interfaces) 拼接网格技术。ANSYS CFX 采用基于有限元的有限体积法对方程组进行离散,其对流项采用高精度差分格式,其他项采用中心差分格式,对方程组的求解采用全隐式耦合技术,以提高计算的速度和稳定性。采用标准的 $k-\varepsilon$ 湍流模型使空化控制方程组封闭。湍流模型中的 k 和 ε 方程在形式上与单相流动相同,但

是其中的变量均为混合流体的平均值。采用 SIMPLEC 算法实现压强与速度的耦合求解。

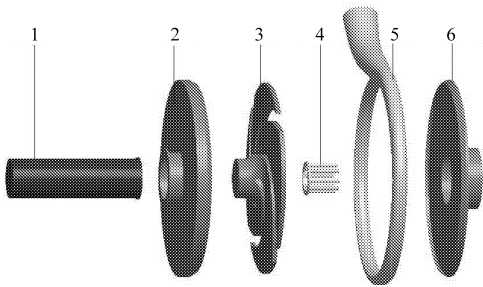


图 3 全流场造型图
Fig. 3 Model for entire pump passage

1. 进口 2. 前泵腔 3. 叶轮 4. 回流孔 5. 蜗壳 6. 后泵腔

采用总压进口边界条件,通过改变进口总压控制叶轮内部空化的发生程度。进水口边界给定已经算好的 k 和 ε 数值,进口空泡项体积组分的初值赋为 0,液体水的体积分数初值赋为 1,出口采用质量流量出口。临近固壁处采用标准壁面函数,固壁采用无滑移边界条件,叶轮固壁边界转动,边界上的速度为给定的周向速度^[8],叶轮流道内及平衡孔中的水体为旋转体,其余水体为非旋转体。为了提高空化计算的收敛速度和计算稳定性,先以单相定常流动计算收敛,收敛结果作为两相流体定常空化湍流流动的初始流场,通过不断降低叶轮进口的总压以降低有效空化余量 L_{NPSHa} 。在空化流动计算过程中,将上一次空化流动的收敛结果作为下一次空化流动的初始流场,逐步迭代进行计算。

计算中的物性参数取水温为 25 ℃,水的空化压强 $p_v = 3\,170\text{ Pa}$,空泡平均直径为 $2 \times 10^{-6}\text{ m}$,水密度 $\rho_{vw} = 996.82\text{ kg/m}^3$,流体中不溶解气体的质量组分 $f_g = 15\text{ mg/kg}$,水蒸气密度 $\rho_{vv} = 0.025\,58\text{ kg/m}^3$,空

泡表面张力 $\sigma = 0.017\,17\text{ N/m}$ 。

3 数值计算结果及分析

3.1 空化性能曲线

图 4 为 3 种方案在 $1.0Q$ 以及 $1.25Q$ 工况下 $H-L_{NPSHa}$ 曲线计算值与试验值。由图中可以看出,虽然数值模拟与试验结果有少量的偏差,但计算结果较好地模拟了扬程随有效空化余量 L_{NPSHa} 下降的情况。起初扬程随着有效空化余量的降低并没有太大的变化,当有效空化余量降低至某一值时,扬程急剧下降。这是由于在泵空化初生阶段,产生的空泡对流动道内的流动没有太大的影响,特性曲线没有明显的变化,随着空化的进一步发展,当有效空化余量达到某一临界值时,产生的空泡开始阻塞叶轮流道导致离心泵的作功能力降低,扬程开始急剧下降。依据规定,泵的扬程下降 3% 时的有效空化余量为泵的临界空化余量。对比分析 3 种方案分别在 $1.0Q$ 和 $1.25Q$ 工况下临界空化余量 L_{NPSHc} 试验值与计算值(表 1)可知,相同工况下,方案 1 的临界空化余量最小,方案 3 次之,方案 2 的临界空化余量最大,即径向回流方式(方案 1)可以有效改善该低比转数离心泵的空化性能;计算值较试验值较小,与试验值的绝对误差最大为 0.55 m,最大偏差 15.9%,证明预测结果具有一定的精度。

3.2 相对速度及静压分布

图 5 为叶轮进口总压设置为 30 000 Pa,流量 $Q = 10\text{ m}^3/\text{h}$ 时,3 种方案的叶轮中间截面静压分布与相对速度分布。由图 5a 可以看出在相同进口压力条件下,叶片进口附近的静压分布并不完全相同,这是由于平衡孔不同的回流方式,改变了叶片进口

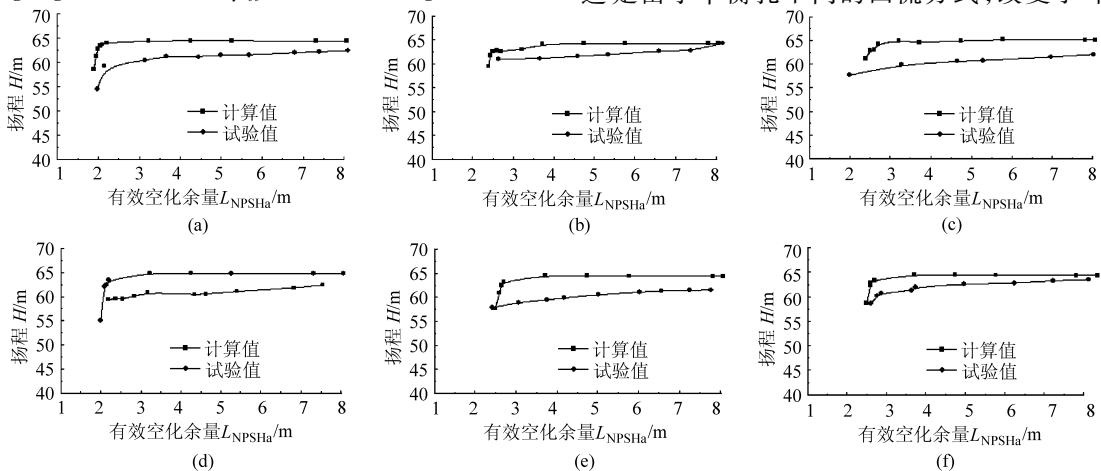


图 4 $H-L_{NPSHa}$ 计算值与试验值曲线

Fig. 4 Numerical and experimental results of $H-L_{NPSHa}$ curves

(a) 方案 1 ($Q = 10\text{ m}^3/\text{h}$) (b) 方案 2 ($Q = 10\text{ m}^3/\text{h}$) (c) 方案 3 ($Q = 10\text{ m}^3/\text{h}$)

(d) 方案 1 ($Q = 12.5\text{ m}^3/\text{h}$) (e) 方案 2 ($Q = 12.5\text{ m}^3/\text{h}$) (f) 方案 3 ($Q = 12.5\text{ m}^3/\text{h}$)

表 1 L_{NPSHc} 计算值与试验值对比

Tab.1 Comparison of numerical and experimental results of L_{NPSHc}

流量 $Q/m^3 \cdot h^{-1}$	径向回流方式(方案 1)			传统回流方式(方案 2)			无平衡孔结构(方案 3)		
	计算值/m	试验值/m	偏差/%	计算值/m	试验值/m	偏差/%	计算值/m	试验值/m	偏差/%
10	1.99	2.2	9.55	2.79	3.3	15.5	2.69	3.09	12.9
12.5	2.17	2.54	14.6	2.95	3.5	15.7	2.90	3.45	15.9

区的流场分布,因流场与压力场是相互耦合的,也相当于改变了叶轮进口处的压力分布,这可能对叶轮的抗空化性能产生影响。由图 5d 可以看出,叶轮进口区域相对速度方向与叶轮旋转速度方向几乎一致,且方案 1 的相对速度(主要表现为液体的相对圆周速度分量)最大;叶轮进口区液流绝对速度的圆周分量为牵连速度的圆周分量与相对速度的圆周分量叠加,因此方案 1 的叶片进口区液流的绝对速度圆周分量最大,又因叶片的进口液流角 $\tan\beta'_1 = v_{m1}/u_1$,其中 v_{m1} 为叶片进口区的轴面速度, u_1 为叶片进口区液流的绝对速度的圆周分量,可以推论:径向回流方式的方案 1 叶片进口区的液流角最小,即相当于增大方案 1 的叶片进口安放角;增加叶片进口安放角对设计流量点扬程、效率的影响不大,并且可以有效改善泵抗空化性能^[9]。

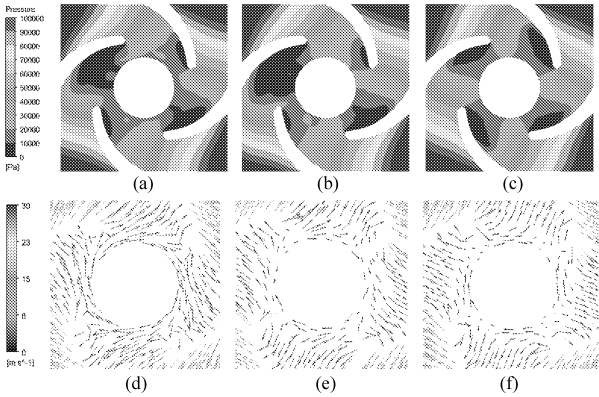


图 5 叶轮中截面静压分布与相对速度分布

Fig.5 Distribution of static pressure and relative

velocity in a middle plane of the impeller

(a) 方案 1,静压 (b) 方案 2,静压 (c) 方案 3,静压

(d) 方案 1,相对速度 (e) 方案 2,相对速度 (f) 方案 3,相对速度

3.3 空泡体积率

3.3.1 方案 1 叶轮内部空泡分布

当泵内压力小于介质工作温度下的饱和蒸汽压力时,将产生空泡。图 6 所示为流量 $Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$, 径向回流方式方案 1 条件下,不同 L_{NPSHa} 时,叶轮中截面内的空泡分布。可以看出,随着 L_{NPSHa} 的减小,泵内部的空泡体积分数逐渐变大,空泡首先在叶片吸力面进口边附近发生,随着 L_{NPSHa} 的进一步减小逐步向流道中间及叶轮出口方向扩展。当 L_{NPSHa} 下降到一定程度(如 $L_{NPSHa} = 1.89175 \text{ m}$)时,叶轮流道内

几乎完全被空泡堵塞,严重影响泵的工作特性,泵的扬程急剧下降,这与 $H-L_{NPSHa}$ 曲线是相一致的,也证明应用数值模拟方法可以较好地模拟叶轮内部空泡发展情况。

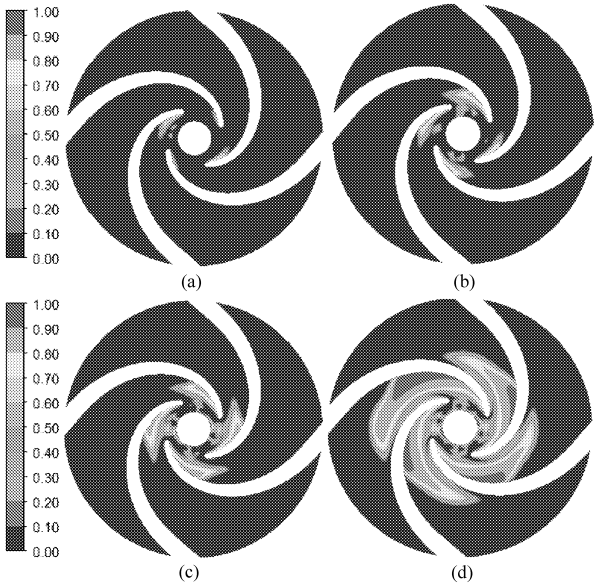


图 6 方案 1 叶轮中截面空泡分布

Fig.6 Distribution of vapor in middle plane of the impeller of scheme 1

(a) $L_{NPSHa} = 2.69856 \text{ m}$ (b) $L_{NPSHa} = 2.39175 \text{ m}$

(c) $L_{NPSHa} = 1.99404 \text{ m}$ (d) $L_{NPSHa} = 1.89175 \text{ m}$

3.3.2 3 种方案叶轮内部空泡分布

图 7 为 $Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$,3 种方案在相同 L_{NPSHa} 时离心泵叶轮内部空泡分布情况。当 $L_{NPSHa} = 2.69856 \text{ m}$ 时,方案 2 叶轮流道内空化现象最为严重,其中一流道几乎堵塞,方案 3 次之,方案 1 径向回流方式泵内则刚发生空化;当 $L_{NPSHa} = 2.39175 \text{ m}$ 时,方案 2 传统回流方式以及方案 3 无平衡孔结构泵流道内几乎完全充满气泡,泵无法正常工作,而方案 1 径向回流方式的低比转数离心泵尚未达到临界空化状态,应可正常工作。这说明设计工况下具有径向回流平衡孔的低比转数离心泵可以有效地改善该模型泵的空化性能。

3.3.3 方案 1 不同流量时叶轮内部空泡分布

对方案 1 在 $0.75Q$ 、 $1.0Q$ 及 $1.25Q$ 工况进行空化特性预测,取扬程下降 3% 时对应的 L_{NPSHa} 为泵的临界空化余量 L_{NPSHc} ,各工况下 L_{NPSHc} 分别为

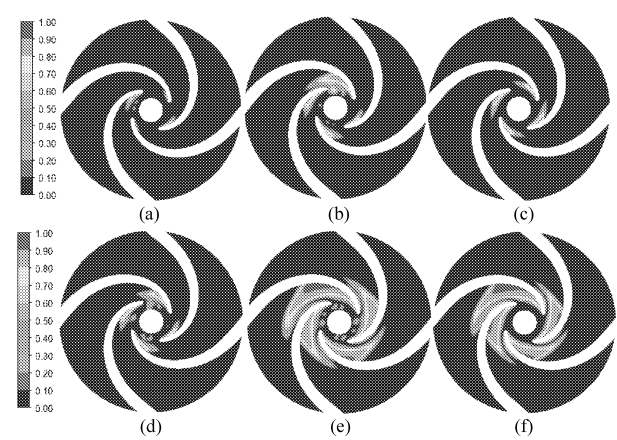


图 7 3 种方案叶轮中截面空泡分布

Fig.7 Distribution of vapor in middle plane of the impeller of scheme 1, 2 and 3

- (a) 方案 1, $L_{NPSHa} = 2.698\ 56\ \text{m}$ (b) 方案 2, $L_{NPSHa} = 2.698\ 56\ \text{m}$
(c) 方案 3, $L_{NPSHa} = 2.698\ 56\ \text{m}$ (d) 方案 1, $L_{NPSHa} = 2.391\ 75\ \text{m}$
(e) 方案 2, $L_{NPSHa} = 2.391\ 75\ \text{m}$ (f) 方案 3, $L_{NPSHa} = 2.391\ 75\ \text{m}$

1.814 47 m、1.994 03 m、2.167 47 m,即随着流量的增加泵的临界空化余量变大,空化性能变差。图 8 为方案 1 在 $0.75Q$ 、 $1.0Q$ 及 $1.25Q$ 工况,取相同有效空化余量时,该模型泵中间截面上叶轮内空泡分布情况,当 $L_{NPSHa} = 1.994\ 04\ \text{m}$ 时,泵在 $1.25Q$ 工况下泵内的空化程度最为严重,流道几乎完全堵塞,在 $1.0Q$ 工况下次之, $0.75Q$ 工况下最轻,表明泵的空

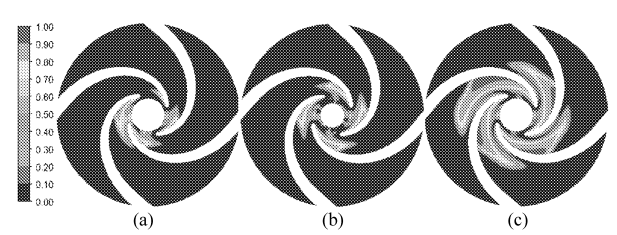


图 8 方案 1 不同流量时叶轮中截面空泡分布

Fig.8 Distribution of vapor in middle plane of impeller with different flow rates of scheme 1

- (a) $0.75Q$, $L_{NPSHa} = 1.994\ 04\ \text{m}$ (b) $1.0Q$, $L_{NPSHa} = 1.994\ 04\ \text{m}$
(c) $1.25Q$, $L_{NPSHa} = 1.994\ 04\ \text{m}$

化性能随着流量的增大而变差。

4 结论

(1) 径向回流平衡孔结构与传统的回流平衡孔结构相比,泵的扬程与轴向力的变化较小。

(2) 具有径向回流平衡孔的低比转数离心泵与传统轴向回流方式以及无回流孔结构的低比转数离心泵相比具有更好的抗空化性能,这主要是叶片进口区流场及压力分布改变的缘故。

(3) 3 种方案叶轮内部空泡分布表明:叶轮内空化主要发生在叶片吸力面靠近进口边的局部低压区部分,随着空化的发展向整个流道内逐步扩展,模拟得到的结果与试验结果趋势基本吻合。

参 考 文 献

- 弗·亚·卡列林. 轴流泵和离心泵的空化现象[M]. 吴达人,文培仁,译. 北京:机械工业出版社,1985.
- 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):836~839.
Luo Xianwu, Zhang Yao, Peng Junqi, et al. Effect of impeller inlet geometry on centrifugal pump cavitation performance [J]. J. of Tsinghua Univ.: Sci. & Tech., 2008, 48(5): 836~839. (in Chinese)
- 刘宜,李永乐,韩伟,等. 离心泵的进口几何参数对泵空化性能的影响[J]. 兰州理工大学学报,2011,37(1):50~53.
Liu Yi, Li Yongle, Han Wei, et al. Effect of geometric parameters of centrifugal pump inlet on its cavitation performance[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2011, 37(1): 50~53. (in Chinese)
- 谭磊,曹树良,桂绍波,等. 带有前置导叶离心泵空化性能的试验及数值模拟[J]. 机械工程学报,2010,46(18):177~182.
Tan Lei, Cao Shuliang, Gui Shaobo, et al. Experiment and numerical simulation of cavitation performance for centrifugal pump with inlet guide vane [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(18): 177~182. (in Chinese)
- 李晓俊,袁寿其,潘中永,等. 诱导轮离心泵空化条件下扬程下降分析[J]. 农业机械学报,2011,42(9):89~93.
Li Xiaojun, Yuan Shouqi, Pan Zhongyong, et al. Analysis of cavitation head drop in centrifugal pump with inducer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 89~93. (in Chinese)
- 王福军. 计算流体动力学分析—CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004:161.
- 陈红勋,朱兵,李随波. 轴流泵模型多叶片安放角的数值计算[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(5):378~383.
Chen Hongxun, Zhu Bing, Li Suibo. Numerical calculation of axial-flow pump model with multi-blade stagger angles [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(5): 378~383. (in Chinese)
- 吴玉林,刘树红,钱忠东. 水力机械计算流体动力学北京[M]. 北京:中国水利水电出版社,2007:139~140,172.
- 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社,1998:214~215.