

多级离心泵级间导叶性能优化^{*}

周邵萍¹ 胡良波¹ 张 浩²

(1. 华东理工大学承压系统与安全教育部重点实验室, 上海 200237; 2. 上海福斯特流体机械有限公司, 上海 201700)

摘要: 为研究多级离心泵导叶内的流动损失, 基于 DES 数值模拟方法, 对某型多级离心泵进行瞬态模拟, 并利用试验验证了数值方法的可靠性。在此基础上, 通过分析样机流场模拟结果提出导叶内损失的 3 种机理: 漩涡、环流和碰撞。为减少导叶内损失, 运用叶轮设计方法重新设计了反导叶, 并对过渡段进行光滑改进。模拟结果显示改进反导叶和过渡段均能改善泵内的流场, 泵效率分别提高 2.4% 和 1.7%; 耦合优化后导叶内的速度矢量和流线均未显示漩涡, 环流和碰撞大大降低, 泵效率提高 2.9%。

关键词: 多级离心泵 反导叶 过渡段 数值模拟

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)04-0033-07

Performance Optimization for Intermedia Stage Guide Vanes of Multistage Centrifugal Pump

Zhou Shaoping¹ Hu Liangbo¹ Zhang Hao²

(1. The Key Laboratory of Safety Science of Pressurized System, Ministry of Education, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China
2. Shanghai First Fluid Machine Co., Ltd., Shanghai 201700, China)

Abstract: In order to investigate the flow loss in guide vanes, detached eddy simulation (DES) was used to simulate the transient flow field of a multistage centrifugal pump. The obtained numerical results were compared with experimental results, and the outcome showed that mean errors of head and efficiency were less than 4%. Simulation results analyzation showed that there were three main causes of the loss, which were flow separation in return guide vane passage, circumflux in transferable channel and collision in PS side. In order to decrease the loss, return guide vanes were designed through impeller blade design methods and transferable channels were optimized. The results showed that flow separation and collision reduced when applied impeller blade design method and circumflux reduced through TZ type transferable channel, which improved pump's efficiency by 2.4% and 1.7%, respectively. The analysis of flow fields in the coupled vanes showed that circumflux, collision and separation flow were both reduced significantly, which improved pump's efficiency by 2.9%.

Key words: Multistage centrifugal pumps Return guide vanes Transferable channels Numerical simulation

引言

多级离心泵广泛应用于过程工业和矿山等领域,且是耗能的主要设备。在当前节能减排的大环境下,研究如何提高多级离心泵效率具有重要意义。

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可能。在众多计算模型中,分离涡模拟方法(DES)结合了大涡模拟方法(LES)与雷诺时均模拟方法(RANS)的优点,即在近壁区采用 RANS 模型,在远

收稿日期: 2014-06-20 修回日期: 2014-08-13
^{*} “十二五”国家科技支撑计划资助项目(2013BAF01B01)
作者简介: 周邵萍,教授,主要从事流体机械与工程研究,E-mail: shpzhou@ecust.edu.cn

离壁面的区域采用 LES 模型。DES 方法不仅可以很好地模拟高雷诺数下的湍流特性,而且可以像 LES 模型一样求解非定常的湍流流动^[1-4]。

节段式多级离心泵两级叶轮之间通过径向导叶相连,径向导叶由正导叶、过渡段和反导叶组成。其中,正导叶起压水室的作用(降低流速、消除液体旋转分量),反导叶除起压水室作用外,还起着把液体引入下一级叶轮吸水室的作用^[5]。国内外围绕如何提高多级离心泵导叶性能已经作了大量研究,并用实验验证新方法的有效性^[6-15]。虽然上述学者均对多级离心泵导叶作了大量研究,然而关于径向导叶内部引起流动损失的机理及如何减小流动损失的系统研究罕见报道。

本文基于 DES 湍流模型,采用滑移网格方法对多级离心泵进行瞬态的内流场模拟,并在此基础上分析导叶内部流动损失主要机理。提出叶轮设计方法优化反导叶叶片,并结合对过渡段的结构改进来减小级间导叶的流动损失,从而优化多级离心泵的性能。

1 计算模型及实验验证

1.1 计算模型

本研究模型为 MD450-60×4 型多级离心泵,利用 Solidworks 建立的计算模型如图 1 所示。流体从进水段进入多级离心泵,依次通过首级叶轮,经导

叶引入次级叶轮,最后由出水段流出,完成能量的转化和流体的输送。

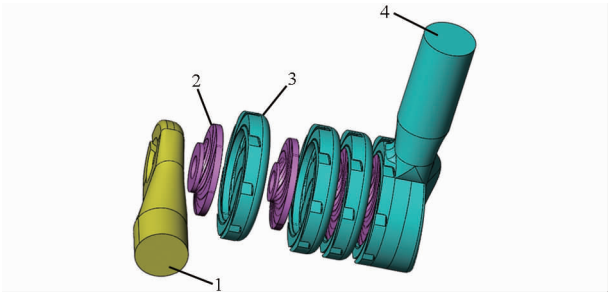


图 1 多级离心泵整机流道

Fig. 1 Flow channel of a multistage centrifugal pump

1. 进口 2. 叶轮 3. 导叶 4. 出口

1.2 数值模拟与实验验证

基于 ICEM 完成 4 级离心泵的网格划分。由于多级离心泵扭曲形叶片和正反导叶结构的复杂性,采用鲁棒性较好的四面体网格划分,并进行局部加密。通过网格无关性分析后,最终确定 7.36×10^6 计算网格。

运用非定常模拟方法,并采用滑移网格模型来进行非定常计算。以标准 $k-\varepsilon$ 模型计算得到的稳态流场作为初场,湍流模型选用 DES 型。进口边界条件设置为速度进口,速度由流量给定;出口边界条件为自由出流,在固壁处采用无滑移边界条件,动静区的交界面采用“interface”。将模拟得到的结果与实验数据对比,结果如图 2 所示。

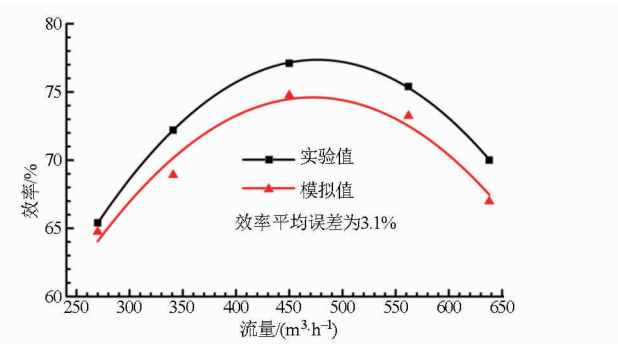
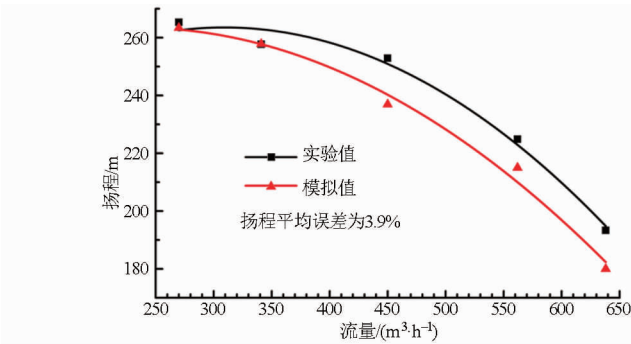


图 2 扬程和效率曲线的模拟与实验对比

Fig. 2 Comparisons of head and efficiency curves between experimental and simulation results

由图 2 可知,DES 模拟得到的扬程随着流量的增大而减小,且模拟的扬程和效率均与实验值趋势相似。由误差对比可以看出,DES 得到的扬程和效率值误差均低于 4%,满足计算要求,因此采用 DES 对多级离心泵进行模拟是可行的。

2 导叶内损失机理

图 3 示意了导叶流道内的速度矢量和流线漩涡。图 3a 显示外缘区域速度矢量方向与导叶外圆切线方向近似平行,这表明从正导叶流经过渡段的

流体液流角非常小,使液体在反导叶的外缘区域形成环流。图 3a 中“1”显示液流方向与反导叶叶片夹角 θ 随着半径减小而逐渐增大,引起液流与 SS 面流动分离而引发大量的漩涡(图 3a 中“3”和图 3b 所示),与 PS 壁面形成大角度的碰撞(图 3a 中“2”)。液流集中在反导叶 PS 侧流动,反导叶流道内速度矢量图也显示了非常明显的速度梯度。在环流、碰撞和漩涡的共同作用下,消耗了叶轮对液体做的功。通过计算流体在叶轮和导叶进出口总压水头的变化,得到多级泵导叶平均损失为叶轮作功的 13%。

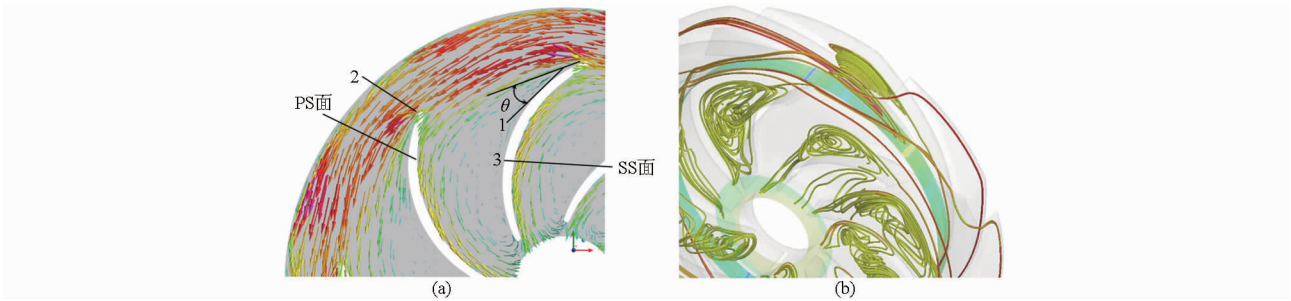


图 3 导叶流道内速度矢量和漩涡
Fig. 3 Velocity vector and vortex in guide vane channel
(a) 速度矢量 (b) 漩涡

3 反导叶及过渡段结构优化

3.1 新型反导叶设计方法

图 4a 为传统反导叶叶片设计方法,叶片形式是基于给定进出口角的一条圆弧曲线^[16]。图 4b 为根据叶轮设计方法改进制作的反导叶叶片,两者的差

异在于包角的大小以及叶片角度随半径的变化。为降低反导叶叶片进口段的碰撞并适当引流,需要减缓反导叶前半段叶片角的变化规律。反导叶叶片进口液流角由速度矩理论公式求得,即

$$\alpha'_5 = \arctan \frac{v_{m5}}{v_{u5}} = \arctan \frac{1.92}{6.79} = 15.8^\circ \quad (1)$$

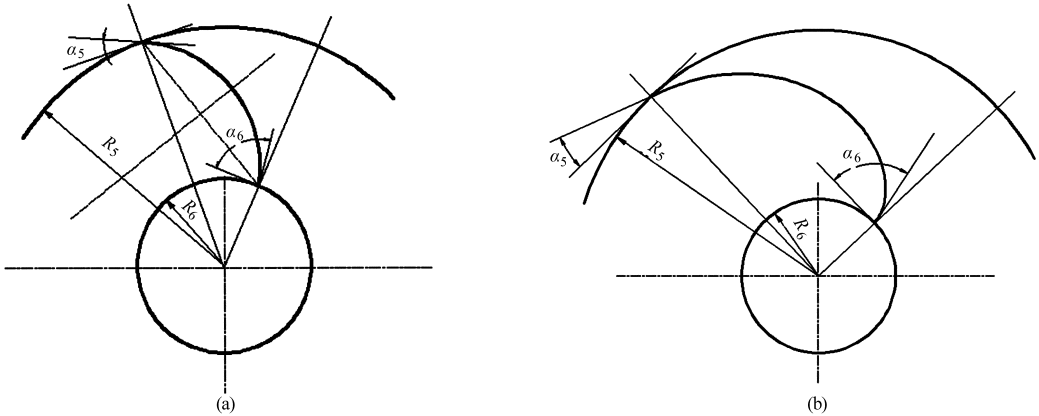


图 4 反导叶设计方法对比
Fig. 4 Comparison of return guide vane design methods
(a) 传统方法 (b) 改进方法

针对本文研究的多级离心泵有

$$v_{m5} = \frac{Q}{D_5 b_5 \pi \varphi_5} = \frac{450/3\ 600}{0.5 \times 0.046 \times \pi \times 0.9} = 1.92\text{ m/s} \quad (2)$$

$$v_{u5} = \frac{R_4}{R_5} v_{u4} = \frac{610}{500} \times 6 \times \cos 22^\circ = 6.79\text{ m/s} \quad (3)$$

- 式中 α'_5 ——反导叶叶片进口液流角
 Q ——离心泵设计流量
 φ_5 ——叶片排挤系数
 D_5 、 b_5 ——反导叶进口直径、轴向宽度
 R_4 、 R_5 ——正导叶、反导叶外径
 v_{u5} ——扩散段出口圆周速度
 v_{m5} ——轴面速度

通常为了减小反导叶的弯曲,反导叶入口需加上一定的正冲角,取正冲角 $\Delta\alpha = 5^\circ \sim 10^\circ$,最后得到反导叶进口角

$$\alpha_5 = \alpha'_5 + \Delta\alpha \quad (4)$$

出口角按照手册建议取为 $60^\circ \sim 90^\circ$,本次取 85° 。根据不同设计方式得出的反导叶三维模型如图 5 所示。

3.2 反导叶结构优化

为了验证不同导叶的水力性能,运用正交研究方法对比了 3 组叶片进口角 (15° 、 20° 、 25°) 和两组包角 (90° 、 100°) 正交后的性能,采用 Fluent 软件计算得到的结果如表 1、2 所示(表中 $85_\times \times_\times \times_\times$ 表示反导叶出口角为 85° 、进口角和包角)。

表 1 和 2 显示了不同几何参数正交后多级泵的性能。通过综合比较,新型反导叶泵的预测值相对样机预测值均有提高。当包角为 90° 时,效率结果显示泵的效率随着进口角的增大而减小;当包角为 100° 时,泵的包角随着反叶片进口角的增大而增大。而当进口角为 15° 和 20° 时,泵的效率随着包角的增加而减小;当进口角为 25° 时,泵的效率随着包角增大而增加。本文模拟没有考虑粗糙度引起的摩擦损

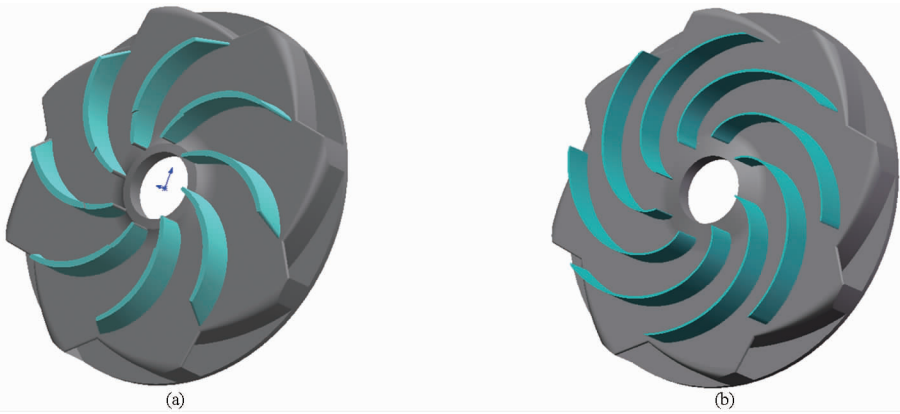


图 5 反导叶叶片模型对比

Fig. 5 Comparison of return guide vane's blade models
(a) 传统方法 (b) 改进方法

表 1 不同反导叶模型的计算扬程

Tab. 1 Head of different return guide vane models m

流量/($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	85_15_90	85_15_100	85_20_90	85_20_100	85_25_90	85_25_100	样机
270	250.3	252.9	251.1	253.3	249.3	251.5	249.1
341	247.6	248.1	245.6	247.1	243.1	247.2	241.3
450	246.1	245.3	244.2	245.4	243.5	243.4	239.0
562	223.8	218.8	219.6	216.1	221.4	219.8	214.1

表 2 不同反导叶模型计算效率

Tab. 2 Efficiency of different return guide vane models %

流量/($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	85_15_90	85_15_100	85_20_90	85_20_100	85_25_90	85_25_100	样机
270	69.2	69.6	66.7	69.6	68.8	69.1	69.1
341	75.0	74.3	74.0	74.5	74.3	74.1	74.1
450	84.8	83.7	84.2	84.0	83.8	84.2	82.4
562	83.1	81.9	81.9	81.3	82.3	82.1	80.9

失,而摩擦损失会因包角的增大而增大,所以叶片包角取 90°是合适的。当包角为 90°时,由速度矩理论计算得到的 15°叶片进口角在所有模型中性能提高最明显,为 2.4%。这也通过 CFD 计算验证了速度矩理论在导叶设计过程中的可靠性。

图 6 对比了反导叶改变前(图 6a)、后(图 6b)反导叶内的流场。速度矢量显示新型反导叶流道内液流与导叶进口液流角吻合良好,流体不会发生大尺度流动分离和碰撞,从而降低了漩涡的产生和碰

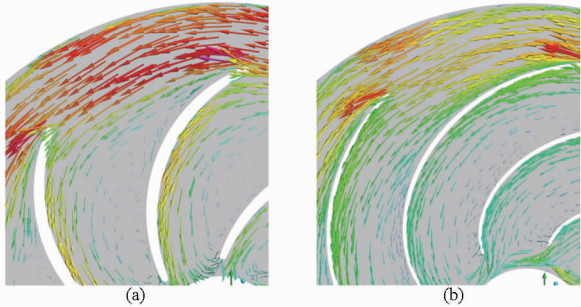


图 6 反导叶改变前、后速度矢量对比
Fig. 6 Comparison of velocity vector
(a) 样机 (b) 改进后

撞。然而新型反导叶尚不能消除外缘区域的环流,液体在反导叶流道内的速度梯度依然存在。

3.3 过渡段结构优化

基于平滑过渡的思想,分别将过渡段设计成圆柱面(CZ)过渡以及圆扭面(TZ)过渡,如图 7 所示为样机、CZ 和 TZ 3 种类型的过渡段结构。通过计算标准流量($Q = 450 \text{ m}^3/\text{h}$)下不同过渡段的性能如表 3 所示。

改变过渡段结构后,计算结果显示泵的扬程变化较小,而效率均明显增加,分别增加 1.7% (CZ) 和 1.8% (TZ)。其中圆柱型过渡段便于实际加工,所以该方法较好。

图 8 为过渡段改变前(图 8a)、后(图 8b)流体的速度矢量图。通过改变过渡段的结构,流出的液体液流角增大,外缘区域的环流强度减弱。图中红色曲线段所示为流道内有效过流区与漩涡区的分界线。过渡段结构的变化可以增加流体的液流角,使液流与叶片的夹角变小,流动分离和碰撞均减弱。从而降低了流道内的速度梯度和漩涡的强度,有效

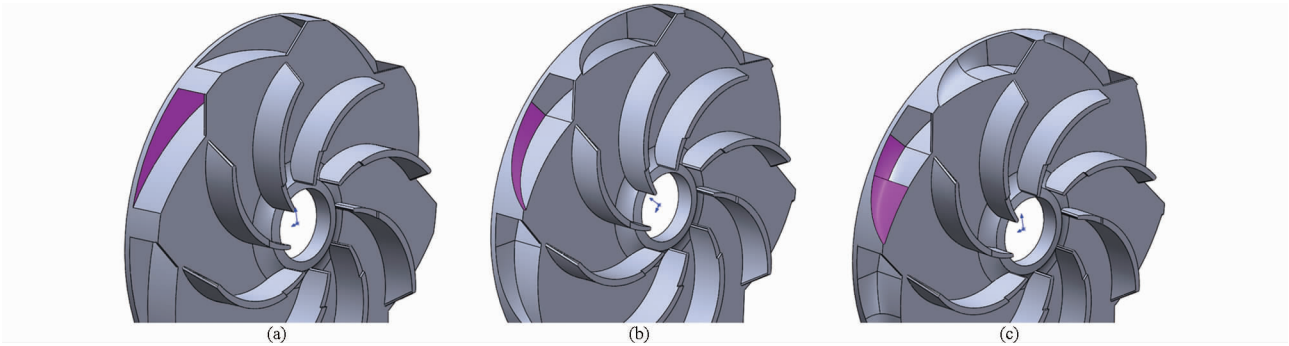


图 7 不同过渡段模型对比

Fig. 7 Comparison of different transferable channel models

(a) 样机 (b) CZ (c) TZ

表 3 不同过渡段的扬程和效率

Tab. 3 Head and efficiency under different transferable channels

参数	CZ	TZ	样机
扬程/m	245. 4	245. 4	244. 6
效率/%	84. 1	84. 2	82. 4

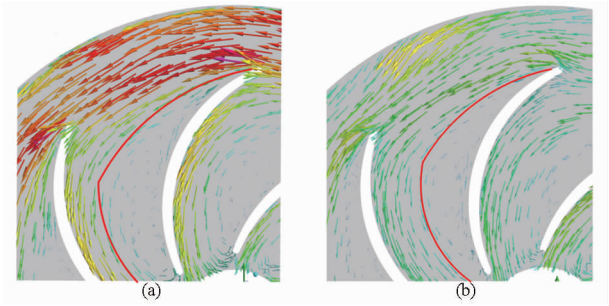


图 8 过渡段改变前、后速度矢量对比

Fig. 8 Comparison of velocity vector

(a) 样机 (b) 改进后

地提高了泵的效率。

4 过渡段与反导叶结构耦合优化

4.1 优化前后性能对比

提取优化后的反导叶和过渡段模型,分别耦合圆柱型过渡段(CZ)和 85_15_90、85_20_90 和 85_25_90 反导叶叶片,并相应命名为 CZ_CF_15、CZ_CF_20 和 CZ_CF_25。导叶模型和流道如图 9 所示。

表 4 和表 5 显示了耦合后模型的扬程和效率,优化后的模型预测值相对样机预测值在全扬程范围内效率均有明显提高,在设计流量下最高提高 2.9%。不仅如此,优化后模型在大流量下效率提高上升超过 4%,这是由于大流量下导叶内的漩涡和碰撞损失更高,耦合后的反导叶能有效降低这两类流动损失。

4.2 优化后流场分析

4.2.1 速度矢量

图 10b 为过渡段和反导叶耦合后的速度矢量

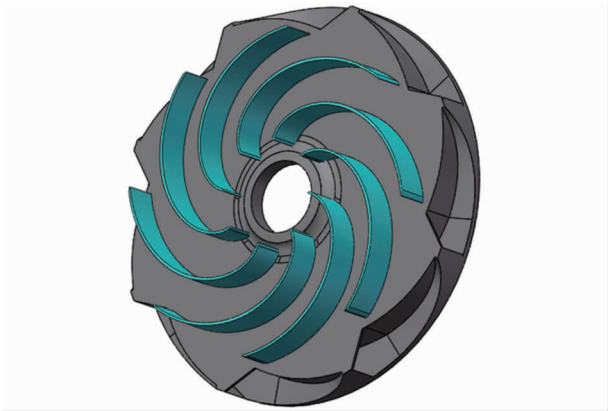


图 9 耦合导叶模型

Fig. 9 Coupled vane model

表 4 不同耦合模型计算扬程

Tab. 4 Head of different coupled vane models m

流量/(m ³ ·h ⁻¹)	CZ_CF_15	CZ_CF_20	CZ_CF_25	样机
270	253. 6	252. 0	253. 0	249. 1
341	248. 9	247. 2	249. 1	241. 3
450	242. 4	245. 2	244. 8	239. 0
562	211. 3	211. 3	213. 1	214. 1
638	183. 0	181. 0	183. 5	175. 3

表 5 不同反导叶模型计算效率

Tab. 5 Efficiency of different return guide

vane models				%
流量/(m ³ ·h ⁻¹)	CZ_CF_15	CZ_CF_20	CZ_CF_25	样机
270	70. 6	69. 8	70. 5	69. 1
341	76. 3	76. 6	76. 8	74. 1
450	84. 2	85. 3	84. 8	82. 4
562	81. 5	81. 7	82. 1	80. 9
638	74. 7	74. 3	75. 1	70. 7

场,流体从过渡段流出后的液流角相对 CZ 导叶(图 8)进一步增大,液流角与反导叶叶片角吻合,从速度矢量图中看不出环流的现象,可见过渡段内液流角与过渡段自身结构和反叶片形状均息息相关。耦合后的反导叶叶片流道内速度梯度降低,流动均匀,没有发现漩涡,这是因为新叶片有效抑制了流动分离。液体与 SS 面尾部区域会发生小角度的碰撞,

但在整个流道内不会导致明显的速度梯度。这说明改进后的叶片能够有效消除液体的旋转分量,并高效地将液体引入下一级叶轮的吸水室中。

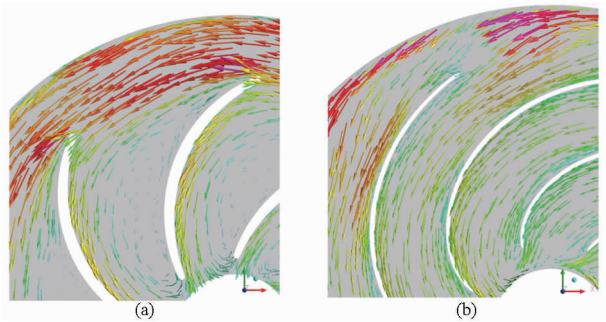


图 10 过渡段和反导叶耦合后速度矢量对比
Fig. 10 Comparison of velocity vector
(a) 样机 (b) 改进后

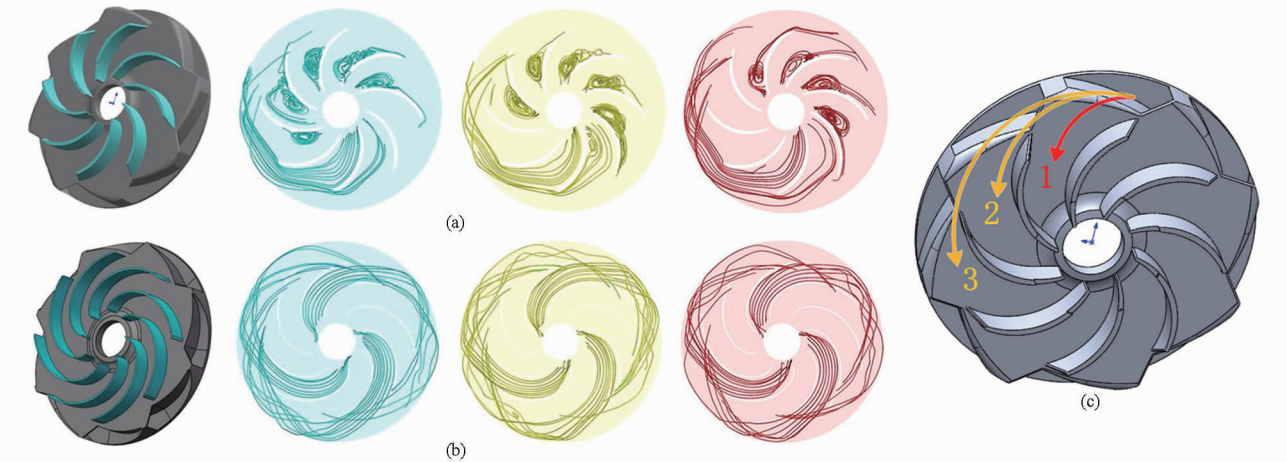


图 11 导叶内流线对比
Fig. 11 Comparison of stream line in vane channel
(a) 样机 (b) 改进后 (c) 过渡段内的 3 种流线形式

对比了改进前后导叶进出口总压水头的降低,如图 12 所示。

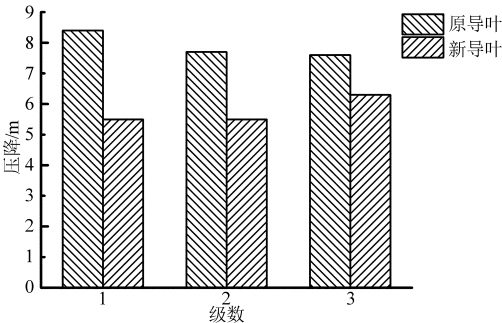


图 12 各级导叶损失
Fig. 12 Loss of different stage vanes

图 12 中显示新导叶在每一级内的损失均有明显的降低,其中第 1 级降低最明显,为 2.9 m。新导叶的 3 级总损失相对原导叶降低 27%,这说明装配新导叶的多级泵性能有了明显提高,本文提出的多级泵级间导叶的设计方法是有效的。

4.2.2 流线

图 11 分别显示了优化前后多级离心泵各级导叶内的流线。从图 11a 中可以看出,样机内各级反导叶流道内液体与 SS 面的前半部分流动分离导致 SS 面的后半部分均产生大量漩涡。同时,从正导叶内流出的液流角过小,使得液体并没有流入与之匹配的反导叶流道,而是流入下两级反导叶中,如图 11c 中的“2”和“3”所示。导叶结构改变后,从过渡段流出的液体流体能流入与之对应的反导叶流道中,流动均匀,并没有漩涡的产生。如图 11b 和图 11c 中“1”所示。

4.3 优化前后导叶损失对比

为了研究导叶内损失,本文根据数值模拟结果

5 结论

- (1)传统设计方法制作的反导叶内部液体与 PS 面入口处有大角度的碰撞,与 SS 面前半段发生流动分离引发后半段强漩涡,并在导叶外缘区域形成环流,是导叶流动损失的三大机理。
- (2)运用叶片设计方法设计反导叶叶片,计算结果表明反导叶流道内的漩涡和碰撞均降低,但外缘区域的环流并没有减弱,泵的效率能提高 2.4%;改变过渡段的结构能降低外缘区域的环流强度,并减小反导叶流道内的漩涡区域,泵的效率能提高 1.7%。
- (3)过渡段内的液流角受过渡段和反叶片共同影响。计算结果显示将反导叶和过渡段优化后的模型耦合后,过渡段流出的液体液流角增大,环流、碰撞和漩涡均大大降低,泵效率提高 2.9%。

参 考 文 献

- 1 Russell M C, Andreas Schütte. Detached-eddy simulation of the vortical flow field about the VFE-2 delta wing[J]. Aerospace Science and Technology, 2013,24(1): 66-76.
- 2 Spalart P R, Jou W H, Strelets M, et al. Comments on the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach[C]// Proceedings of first AFOSR international conference on DNS/LES, Ruston, LA: Greyden Press, 1997.
- 3 黄剑峰,张立翔,王文全,等. 混流式水轮机三维非定常流分离涡模型的精细模拟[J]. 中国电机工程学报,2011,31(26): 83-89.
Huang Jianfeng, Zhang Lixiang, Wang Wenquan, et al. Fine simulation of 3-D unsteady flows in a Francis hydro-turbine on detached eddy simulation[J]. Proceedings of the CSEE, 2011,31(26):83-89. (in Chinese)
- 4 丛国辉,王福军. 双吸离心泵隔舌区压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报,2008,39(6):60-67.
Cong Guohui, Wang Fujun. Numerical investigation of unsteady pressure fluctuations near volute tongue in a double-suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(6): 60-67. (in Chinese)
- 5 闫国军. 叶片式泵风机原理及设计[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2009.
- 6 周岭,施卫东,陆伟刚,等. 深井离心泵数值模拟与试验[J]. 农业机械学报,2011,42(3):69-73.
Zhou Ling, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Numerical simulation and experiment on deep-well centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(3):69-73. (in Chinese)
- 7 施卫东,张启华,陆伟刚. 新型井泵水力设计及内部流动的数值模拟[J]. 江苏大学学报:自然科学版, 2006,27(6):528-531.
Shi Weidong, Zhang Qihua, Lu Weigang. Hydraulic design of new-type deep well pump and its flow calculation [J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2006,27(6):528-531. (in Chinese)
- 8 周岭,施卫东,陆伟刚. 基于数值模拟的深井离心泵导叶性能分析[J]. 农业工程学报, 2011,27(9):38-42.
Zhou Ling, Shi Weidong, Lu Weigang. Performance analysis on deep-well centrifugal pump guide vanes based on numerical simulation[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(9): 38-42. (in Chinese)
- 9 Cukurel B, Lawless P B, Fleeter S. Particle image velocity investigation of a high speed centrifugal compressor diffuser: span wise and loading variations[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2010, 132(2): 1-9.
- 10 Zhou Ling, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Numerical investigation and performance experiments of a deep-well centrifugal pump with different diffusers[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2012,134:071102(1-8).
- 11 张启华,徐燕,施卫东,等. 多级离心泵圆周弯扭式导叶设计及性能试验[J]. 农业工程学报, 2013,29(5):37-43.
Zhang Qihua, Xu Yan, Shi Weidong, et al. Design and performance test of circumferential crankle guide vane of multistage centrifugal pumps[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(5):37-43. (in Chinese)
- 12 Zhang Qihua, Shi Weidong, Xu Yan, et al. A new proposed return guide vane for compact multistage centrifugal pumps[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2013:1-11.
- 13 Svetlana L Y, Pavel Olshtynsky, Andrey Rudenko, et al. Revisited designing of intermediate stage guide vane of centrifugal pump [J]. Procedia Engineering, 2012, 39:223-230.
- 14 丁晓霞. 多级离心泵的性能预测及结构优化[D]. 上海:华东理工大学, 2013.
Ding Xiaoxia. Performance prediction and structure optimization of multistage centrifugal pump[D]. Shanghai: East University of Science and Technology, 2013. (in Chinese)
- 15 黄思,邓庆健,王宏君. 应用滑移网格技术分析多级离心泵的三维瞬态流动[J]. 流体机械, 2009,37(3):24-27.
Huang Si, Deng Qingjian, Wang Hongjun. 3-D analysis for transient flow in a multistage centrifugal pump using sliding mesh [J]. Fluid Machinery, 2009,37(3):24-27. (in Chinese)
- 16 查森. 叶片泵原理及水力设计[M]. 北京:机械工业出版社, 1988.