doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.10.036

不同可逆翼型双向轴流泵叶轮优化

孙壮壮[1]　朱亚东[1,2]　陈加琦[3]　吕　宁[1]　汤方平[2]　陈松山[3]

（1.扬州职业技术大学机械工程学院，扬州 225100；2.扬州大学水利与科学工程学院，扬州 225100；
3.扬州大学电气与能源动力工程学院，扬州 225100）

摘要：为提高城市应对复杂气候的能力、满足城市双向抽水的需要，针对广泛应用的双向轴流泵开展优化研究，以提高双向轴流泵的水力性能、减小水泵能耗。首先基于工作面为前凹后凸、前凸后凹的 S 翼型与平板翼型，采用组合优化策略与数值模拟相结合的方法，对一比转数为 1 200 的双向泵叶轮进行优化设计，并对比 3 种翼型叶轮优化设计结果，从中选择性能最优的翼型方案展开全参数优化。研究结果表明：由前凹后凸的 S 翼型设计得到的叶轮综合性能最优，内部流态最为平稳，平板翼型次之，前凸后凹的 S 翼型最差。前凹后凸的 S 翼型可作为双向泵设计的优选方案，而前凸后凹的 S 翼型叶轮为空化性能约束所需的盘面比较大，叶轮效率明显低于其它方案，不适宜作水力机械设计使用。同时适当减小轮缘和轮毂处翼型拱度、增大叶片中部翼型拱度，有利于双向泵性能的提升。经过叶片参数优化，0.8、1.0、1.2 倍正向设计流量工况下叶轮效率上升 1.7、1.8、5.2 个百分点，研究结果可为可逆式旋转机械的优化设计提供参考。

关键词：双向轴流泵；叶轮优化设计；可逆翼型；优化拉丁超立方设计；序列二次规划法

中图分类号：TH313　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2025)10-0420-09　　**OSID**：

Optimization of Impeller for Bidirectional Axial Flow Pumps with Different Reversible Hydrofoils

SUN Zhuangzhuang[1]　ZHU Yadong[1,2]　CHEN Jiaqi[3]　LÜ Ning[1]　TANG Fangping[2]　CHEN Songshan[3]

(1. *School of Mechanical Engineering, Yangzhou Polytechnic University, Yangzhou* 225100, *China*
2. *College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou* 225100, *China*
3. *College of Electrical and Energy Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou* 225100, *China*)

Abstract: Aiming to enhance the capability of cities to cope with complex climate conditions and satisfy the need for bi-directional pumping, an optimization study was conducted on widely used bi-directional axial flow pumps. The aim was to improve their hydraulic performance and reduce energy consumption. Initially, based on the S-hydrofoil with concave-convex and convex-concave profiles relative to the working face, as well as flat plate hydrofoils, a combined optimization strategy was employed in conjunction with numerical simulation to optimize the impeller design of a bi-directional pump with a specific speed of 1 200. The optimized designs of impellers using these three types of hydrofoils were compared, and the optimal hydrofoil configuration was selected for further full-parameter optimization. The research findings indicated that the impeller designed by using the concave-convex S-hydrofoil exhibited the best overall performance, with the most stable internal flow pattern, followed by the flat plate hydrofoil, and the convex-concave S-hydrofoil performed the worst. The concave-convex S-hydrofoil can be considered as the preferred option for bi-directional pump design. In contrast, the convex-concave S-hydrofoil impeller required a relatively large blade area radio due to cavitation performance constraints, resulting in significantly lower impeller efficiency compared with other designs, making it unsuitable for hydraulic machinery applications. Additionally, appropriately reducing the camber of the hydrofoil at the shroud and hub while increasing it in the middle of the blade favors enhanced bi-directional pump performance. Following blade parameter optimization, the impeller efficiency was increased by 1.7, 1.8,

收稿日期：2024－07－01　修回日期：2024－07－29

基金项目：江苏省自然科学基金项目(SBK2023042972)、中国博士后科学基金项目(2023M741499)、江苏省高效节能大型轴流泵站工程研究中心开放课题(ECHEAP022)、扬州市绿杨金凤计划项目(2023)和扬州市自然科学基金项目(YZ2024193)

作者简介：孙壮壮(1994—)，男，讲师，博士，主要从事泵及泵装置优化设计研究，E-mail：sunyzu@163.com

and 5.2 percentage points at 0.8, 1.0, and 1.2 times the forward design flow conditions, respectively. The research result can provide valuable insights for the optimization design of reversible rotating machinery.

Key words: bidirectional axial flow pump; impeller optimized design; reversible hydrofoil; optimized Latin hypercube design; non-linear programming by quadratic Lagrangian

0　引言

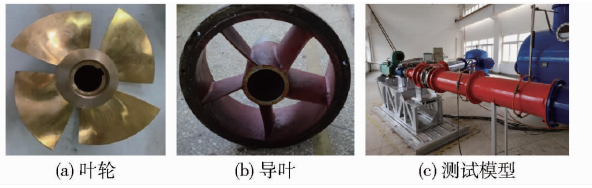
近年来极端天气频发、强发，干旱和洪涝交替频繁，受城市用地规划、工程投资等因素的制约，传统单向抽水泵站难以同时满足城市应对干旱和洪涝的调水需求。在此背景下，具有双向抽水功能的双向轴流泵应用日趋广泛[1-3]。为获得较高的正、反向性能，双向泵通常采用可逆翼型设计，可逆翼型设计的双向泵叶轮理论上具有相近的正反向性能。旋转机械设计时常用的可逆翼型主要分为两类：S 翼型和平板翼型[4-5]，S 翼型拱度线为 S 型曲线，平板翼型拱度线为直线，其中 S 翼型又可分为工作面为前凹后凸和前凸后凹两类。可逆翼型作为双向泵的基本要素，研究不同可逆翼型对双向泵性能的影响，对于双向泵优化设计和推广应用具有重要意义。

近年来，众多学者针对可逆翼型和可逆式旋转机械展开研究。在可逆风机领域，文献[6]以部分 NACA 4 位数系列翼型前半部分为基础，反向叠加构造出性能良好的 S 翼型，并以此设计了具有较高正反向效率的可逆式风机。文献[7-8]也采用类似方法设计了适用于可逆风机的 S 翼型。以上研究中可逆翼型工作面均为前凹后凸，而文献[9]为了提高可逆风机的效率，设计了一种工作面为前凸后凹的可逆翼型，并基于该翼型设计了一款单转子可逆轴流风机。文献[10-13]则采用平板翼型设计了高性能可逆风机。在水力机械领域，常用的可逆翼型包括前凹后凸的 S 翼型和平板翼型，文献[14]基于 NACA24112 翼型改型的 S 翼型设计了潮流能水轮机，指出该 S 翼型的最佳设计攻角在 12°～16°之间。文献[15]认为 S 翼型在潮汐发电用可逆式水泵水轮机的设计中具有潜在应用价值。文献[16]设计了适用于低扬程双向泵的 S 翼型，相较于平板翼型，该翼型具有较优的效率和空化性能。此后，文献[17-19]研究了该 S 翼型及双向泵的能量性能和空化性能。文献[20-21]采用平板翼型设计了用于潮汐能转化的水平轴潮汐涡轮机。

目前关于何种可逆翼型适合双向泵设计的研究较少，为了进一步提高双向泵的水力性能、减小水泵能耗，本文就不同可逆翼型双向泵叶轮性能展开研究。首先基于前凹后凸、前凸后凹的 S 翼型和平板翼型，研究不同可逆翼型方案对双向泵性能的影响，并从 3 种可逆翼型中选择最佳方案，对叶片进行包括翼型弦长、螺距角和拱度的全参数优化研究，以进一步提升双向泵的性能。

1　研究对象

以某比转数 1 200（正向运行）左右的双向轴流泵为对象，该轴流泵叶轮采用 S 翼型设计，主要设计参数包括：叶轮叶片数为 4，导叶叶片数为 5，叶轮直径 D = 0.3 m，轮毂比 d_h = 0.4，叶片盘面比 a_E = 0.786。其正向运行设计流量 Q_{df} = 0.368 m^3/s，设计扬程 H_{df} = 3.77 m，最高效率 η_{df} = 80.37%；反向运行设计流量 Q_{db} = 0.316 m^3/s，设计扬程 H_{db} = 3.66 m，最高效率 η_{db} = 70.37%，双向泵叶轮、导叶及测试模型如图 1 所示。

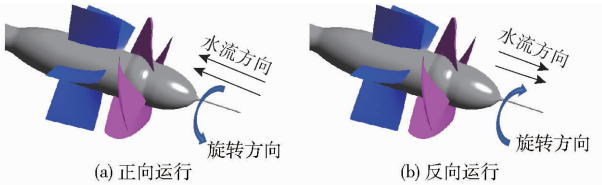


(a) 叶轮　(b) 导叶　(c) 测试模型

图 1　双向泵叶轮、导叶及测试模型

Fig. 1　Bidirectional pump impeller, guide vane and test model

图 2 为双向泵正、反向运行示意图。正向运行时，水流先经过叶轮、后经过导叶，从叶轮出口看叶轮为顺时针旋转；反向运行时，水流先经过导叶、后经过叶轮，从叶轮出口看叶轮为逆时针旋转。由于反向运行时导叶起到反向预旋的作用，叶轮入流状态较差，双向泵反向性能通常相对较差。双向泵正向运行居多，其正向性能更为重要，且对于由可逆翼型设计的双向泵叶轮而言，正向性能改善的同时反向性能通常也会改善，故本研究在进行双向泵优化设计时主要针对其正向性能。



(a) 正向运行　(b) 反向运行

图 2　双向泵正、反向运行示意图

Fig. 2　Schematics of forward and reverse operation of bidirectional pump

基于优化的拱度线和厚度分布构造了 3 种可逆翼型，分别为前凹后凸、前凸后凹的 S 翼型和平板翼型，记为 P1、P2 和 P3，翼型结构示意图如图 3（图中 x 表示横向坐标）所示。3 种方案厚度分布一致（最大厚度 t_{max} 和最大厚度位置 x_{tmax} 分别为 0.05c 和 0.5c，c 为弦长），仅拱度线存在差异：方案 P2 拱度线通过方案 P1 垂直翻转得到，其最大拱度 f_{max} 和最大拱度位置 x_{fmax} 分别为 0.009c 和 0.22c，方案 P3 拱度线为直线。

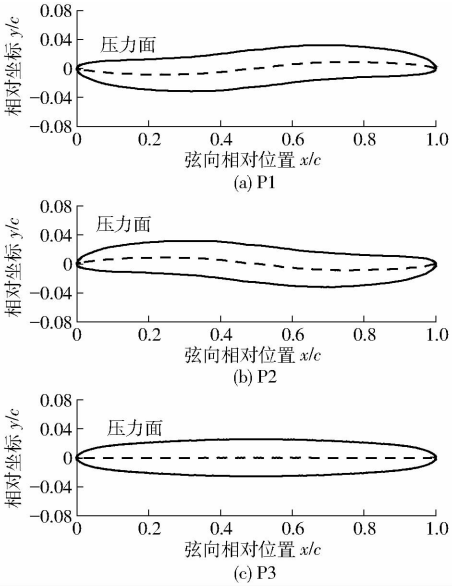


图 3 翼型结构示意图

Fig. 3 Hydrofoil structure diagrams

2 数值计算方法及准确性验证

2.1 数值计算方法

通过求解雷诺时均的 N－S 方程预测双向泵性能，湍流模型选用 SST $k-\omega$ 模型，SST $k-\omega$ 模型考虑了湍流剪切应力的传输，对于负压力梯度条件下流体的流动分离具有较高的预测精度，综合了 $k-\omega$ 模型在近壁面处精度高与 $k-\varepsilon$ 模型在湍流充分发展区计算速度快的优点。采用 Turbogrid 进行六面体结构化网格划分，同时对近壁面网格进行加密处理，保证其 y^+ 在 60 以内。为使流动充分发展，在正向运行时叶轮进口及导叶出口分别设置延伸段，长度约为 1.5 倍叶轮直径，整个计算域包括进口段、叶轮、导叶和出口段，水泵计算域网格如图 4 所示。

水泵计算域分为旋转域和静止域，其中叶轮为旋转域，叶轮转速 1 450 r/min，其余区域为静止域，采用“Stage”交界面（也称为混合平面模型）处理叶轮进口及叶轮出口与导叶段之间动静耦合时流动的参数传递。计算时采用总压进口和流量出口条件，进口段、出口段、叶轮的轮毂、外壳及导叶体等固体壁面应用无滑移条件。在正向运行、设计流量

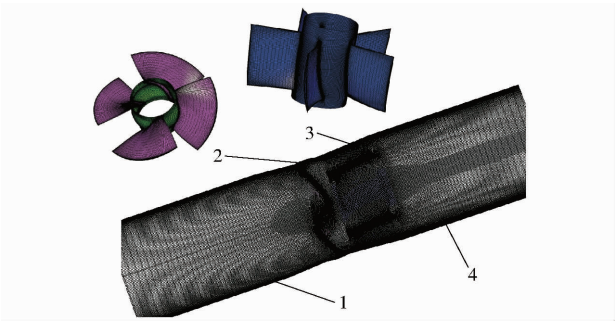


图 4 水泵计算域网格

Fig. 4 Calculation domain grid of water pump

1. 进口段 2. 叶轮 3. 导叶 4. 出口段

0.368 m^3/s 工况下，以扬程为指标进行网格无关性检测，图 5 为双向泵网格无关性检测结果。当网格数大于 5×10^6 时，继续增加网格对计算结果影响较小，综合考虑计算精度和时间，最终确定水泵计算网格总数为 5.48×10^6。

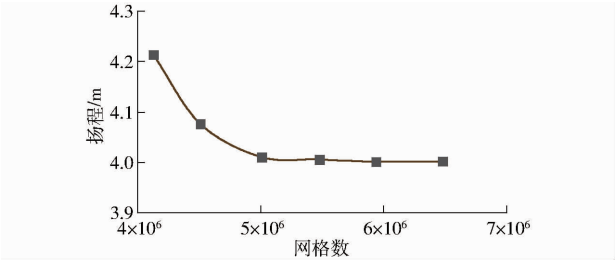


图 5 双向泵网格无关性检测结果

Fig. 5 Grid independence test result of bidirectional pump

2.2 准确性验证

图 6 为数值计算和试验得到的双向泵外特性对比。由于对计算模型进行了简化，忽略了弯管损失，

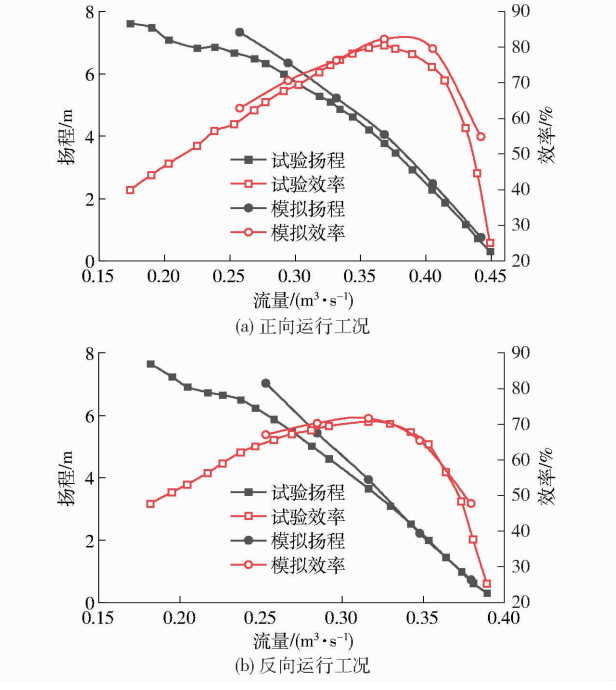


图 6 数值计算和试验得到的双向泵外特性对比

Fig. 6 Comparison of external characteristics of bidirectional pump obtained from numerical calculation and experiment

数值计算得到的双向泵正、反向扬程和效率略高于试验值。在计算的流量范围内，数值计算结果与试验值变化趋势基本一致，数值计算误差最大点出现在马鞍区附近，主要是由于马鞍区附近流动具有较强的不稳定性。正、反向设计流量工况下，数值计算得到的扬程和效率误差小于 5%，数值模拟具有较高的预测精度，数值计算方法较为合理。

3　双向泵叶轮优化设计方法

3.1　叶片参数化造型

从轮毂到轮缘沿径向分为 10 个剖面，定义无因次半径 x'，公式为

$$x' = \frac{r}{R} \tag{1}$$

式中　R——叶顶半径，m

　　r——断面半径，m

由式(1)可知，研究对象轮毂和轮缘处 x' 分别为 0.4 和 1。

本研究保持轮毂比和叶片数不变，对双向泵叶型参数进行优化设计，根据文献[22－23]可知，各径向断面叶型参数通常包括：弦长、螺距角、最大拱度比和最大厚度。参考现有的水力模型资料发现，性能优越的轴流泵几何参数沿径向变化平缓，几何参数在径向位置通常不存在突变。为保证双向泵水力性能、提高优化效率，对双向泵几何参数作出以下设定：

(1)翼型弦长沿径向线性变化，弦长 c 径向分布为

$$c = kx' + b_0 \tag{2}$$

斜率 k 和截距 b_0 通过给定轮毂和轮缘断面弦长确定。

(2)螺距角沿径向为二次函数分布，螺距角 φ 径向分布为

$$\varphi = a_1 x'^2 + b_1 x' + c_1 \tag{3}$$

系数 a_1、b_1、c_1 通过给定 $x' = 0.4$、0.73、1 的螺距角确定。

(3)叶型最大拱度比 $f_{\max}/c$ 沿径向同样为二次函数分布，拱度优化时，最大拱度比 $f_{\max}/c$ 径向分布为

$$f_{\max}/c = a_2 x'^2 + b_2 x' + c_2 \tag{4}$$

系数 a_2、b_2、c_2 通过给定 $x' = 0.4$、0.73、1 的最大拱度比确定。

(4)最大厚度出现在叶根位置，厚度分布从叶根至叶尖均匀减小，厚度分布与研究对象一致。

综上可知，双向泵叶片设计变量共 8 个，参考研究对象自身参数和文献[22－23]，各变量取值范围如表 1 所示，表中下角标 h、m、t 分别对应 $x = 0.4$、0.73、1 断面。原叶轮设计时未考虑拱度的影响，各断面翼型仅按弦长和最大厚度进行缩放，故本研究在第 1 部分对比不同翼型方案对双向泵叶轮性能影响时同样忽略了翼型拱度，优化参数主要包括：$(c/D)_h$、$(c/D)_t$、φ_h、φ_m 和 φ_t。在确定翼型拱度方案后，第 2 部分叶片全参数优化时则考虑了最大拱度的影响，优化参数包括：$(c/D)_h$、$(c/D)_t$、φ_h、φ_m、φ_t、$(f_{\max}/c)_h$、$(f_{\max}/c)_m$ 和 $(f_{\max}/c)_t$。

表 1　叶轮设计参数

Tab. 1　Impeller design parameters

设计参数	低水平(－)	高水平(＋)
$(c/D)_h$	0.3	0.45
$(c/D)_t$	0.6	0.85
φ_h/(°)	46.0	50.0
φ_m/(°)	23.5	28.0
φ_t/(°)	17.6	19.8
$(f_{\max}/c)_h$/%	1.1	2.5
$(f_{\max}/c)_m$/%	0.2	1.0
$(f_{\max}/c)_t$/%	0	0.8

3.2　叶轮优化目标

为拓宽双向泵正向高效区范围，提高双向泵的整体性能，除正向设计流量工况外，兼顾小流量和大流量工况点效率，以 $0.8Q_{df}$、Q_{df}、$1.2Q_{df}$ 处的加权效率 η^* 最大为优化目标，加权效率目标为

$$\max\eta^* = \sum_{i=1}^{3} \lambda_i \eta_i \tag{5}$$

式中　η——效率，%　　λ——权重因子

$i = 1$、2、3 分别表示 $0.8Q_{df}$、Q_{df}、$1.2Q_{df}$。某双向泵站内外河水位相差较小，长期运行于大流量、低扬程工况，故在保证设计流量处效率同时，对大流量工况效率赋予更高的权重，参考文献[24]，λ_1、λ_2、λ_3 取值分别为 0.279、0.406、0.315。

空化性能是双向泵的另一重要指标，为保证优化后双向泵设计流量工况下的临界空化余量不大于原方案，参考文献[25]提出的基于面积比的泵空化余量预测方法，约束设计流量工况下压力为 P_{iso} 的低压等值面与叶片面积之比 R_{iso} 小于或等于原方案，压力 P_{iso} 计算公式为

$$P_{iso} = \overline{P}_{t1} - \rho g NSPH_{re} \tag{6}$$

式中　$NSPH_{re}$——临界空化余量，m，原方案设计流量工况下临界空化余量为 7.5 m

　　P_{iso}——面积比为 R_{iso} 时的低压等值面压力，Pa

　　$\overline{P}_{t1}$——进口平均总压，Pa

　　ρ——流体密度，kg/m^3

　　g——重力加速度，m/s^2

为保证优化前后泵比转数基本一致，满足工程

应用要求,设计流量下叶轮扬程变化不宜过大,故约束叶轮优化前后扬程变化小于 0.1 m。

最终,双向泵叶轮优化模型可简化为

$$\begin{cases} \boldsymbol{X} = ((c/D)_h, (c/D)_t, \varphi_h, \varphi_m, \varphi_t, \\ \qquad (f_{max}/c)_h, (f_{max}/c)_m, (f_{max}/c)_t) \\ \max \eta^* \\ \text{s.t.} \begin{cases} H_{ipR} - 0.1 \leqslant H_{ipH} \leqslant H_{ipR} + 0.1 \\ R_{isoH} \leqslant R_{isoR} \end{cases} \end{cases} \tag{7}$$

式中 H_{ipR}、H_{ipH}——优化前、后叶轮扬程,m

R_{isoR}、R_{isoH}——优化前、后压力为 P_{iso} 等值面与叶片面积比,%

3.3 优化策略

目前常用的智能优化算法主要分为 3 类:数值优化算法(广义下降梯度法、序列二次规划法(Nonlinear programming by quadratic Lagrangian,NLPQL)等)、直接搜索算法(霍克-吉维斯直接搜索法、下山单纯形法等)和全局探索法(遗传算法、粒子群算法等)。其中数值优化算法利用函数的导数、梯度等数学特征进行快速寻优,具有优化效率高的特点,但求解复杂的优化模型时往往容易陷入局部最优解。本研究采取基于试验设计和数值优化算法相结合的组合优化策略,首先应用试验设计方法在设计空间中均匀采样,捕捉整个设计空间内有效的设计区域,随后应用数值优化算法在设计区域中进行寻优,最终获得最佳设计结果。

通过 Isight 平台搭建双向泵叶轮自动优化设计系统,本研究选取的试验设计方法和数值优化方法为优化拉丁超立方设计(Optimizing Latin hypercube design,OLHD)和序列二次规划法:OLHD 使所有的试验点尽量均匀地分布在设计空间,具有非常好的空间填充性和均衡性;NLPQL 将非线性问题转变为二次规划问题,在处理非线性问题时优势明显,具有边界搜索能力强、收敛速度快及稳定性高等优点。本研究通过 OLHD 方法在设计空间内生成 250 组样本点,NLPQL 参数设置采用 Isight 默认配置,具体见文献[26]。优化过程涉及大量的数值计算,包含叶轮和导叶的全通道计算时间过长,且导叶等部件对上游叶轮性能影响较小,为减少优化时间、提高优化效率,本研究在优化阶段引入周期性假设,对叶轮进行单通道计算,同时对轮毂和轮缘形状进行简化,按圆柱面处理。

4 结果与分析

4.1 不同翼型方案叶轮优化结果

经试验设计和 NLPQL 算法寻优,得到加权效率更高叶轮参数组合,如表 2 所示,其中原方案叶轮记为 F0,由翼型 P1 ~ P3 设计的叶轮记为 F1 ~ F3。由表 2 可知,优化后各设计参数均在设计空间内,参数范围选择较为合理。根据优化结果对叶轮重新造型,优化前后叶片形状对比如图 7 所示(图中负值表示叶轮中心线以下,正值表示叶轮中心线以上)。与原方案相比,优化后方案 F1 ~ F3 叶片形状变化主要表现为叶片弦长变长、盘面比变大,螺距角等参数则根据翼型升阻力特性进行了相应调整。与方案 F1 相比,方案 F2 和 F3 盘面比增加明显,这主要与翼型的空化性能变化有关:原方案和 F1 翼型均为前凹后凸结构,翼型前缘附近的压力分布与普通翼型相近,设计工况下具有更优的空化性能,为满足优化函数中空化性能约束所需的盘面比也较小;而方案 F2 和 F3 中弧线分别为反弯和直线结构,与普通翼型差异较大,其空化性能相对较差,满足空化性能约束所需的盘面比相对更大。

表 2 优化后叶轮参数组合

Tab. 2 Optimized impeller parameters combination

参数	F0	F1	F2	F3
$(c/D)_h$	0.370	0.362	0.337	0.376
$(c/D)_t$	0.660	0.706	0.790	0.744
φ_h/(°)	46.58	48.09	46.73	48.72
φ_m/(°)	26.89	25.95	24.71	25.37
φ_t/(°)	17.99	18.89	19.50	18.55
a_E	0.786	0.816	0.861	0.855

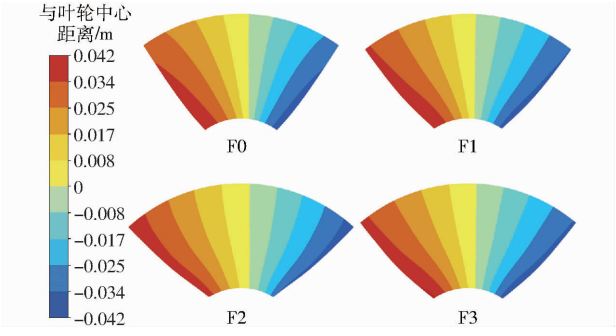


图 7 优化前后叶片外形对比

Fig. 7 Comparison of blade shapes before and after optimization

4 种方案叶轮外特性对比如图 8 所示。不同流量 Q 工况下 4 种方案叶轮扬程基本一致,设计流量工况下,优化后方案 F1 ~ F3 扬程变化小于 0.1 m,满足了优化模型的扬程约束。与原方案 F0 相比,由翼型 P1 设计得到的叶轮方案 F1 性能得到明显提升,0.8Q_{df}、Q_{df} 和 1.2Q_{df} 流量工况下叶轮效率提高 0.9、1.8、3.9 个百分点;由翼型 P2 设计得到的叶轮方案 F2 性能相对较差,0.8Q_{df}、Q_{df} 和 1.2Q_{df} 流量工况下叶轮效率下降 0.8、1.3、0.8 个百分点;由翼型

P3 设计得到的叶轮方案 F3 主要改善了设计流量和大流量工况的性能，Q_{df}和 1.2Q_{df}流量工况下叶轮效率上升 0.7、3.2 个百分点。

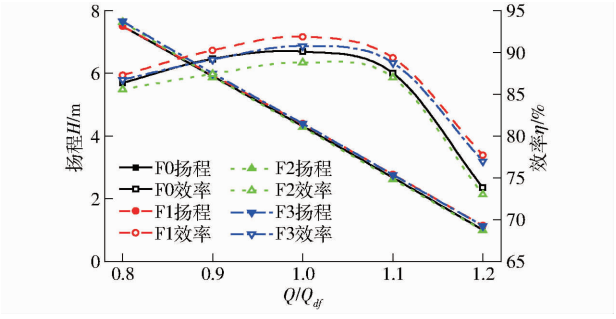


图 8　优化前后叶轮外特性对比

Fig. 8　Comparison of impeller external characteristics before and after optimization

4.2　不同翼型叶轮内部流场分析

为阐明优化后双向泵叶轮性能改善原因，对优化前后叶轮内流场进一步分析，定义归一化半径 r^*，公式为

$$r^* = \frac{r - R_h}{R - R_h} \tag{8}$$

式中　R_h——轮毂半径，m

图 9 为叶片背面总压升高系数和流线分布，其中总压升高系数 Y_p定义为

$$Y_p = \frac{P_t - \overline{P}_{t1}}{\overline{P}_{t1} - \overline{P}_1} \tag{9}$$

式中　P_t——总压，Pa

$\overline{P}_1$——进口平均静压，Pa

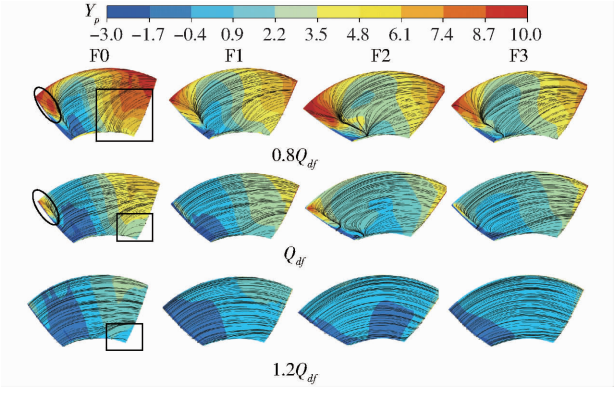


图 9　叶片背面总压升高系数及流线分布

Fig. 9　Total pressure rise coefficient and streamline distribution on blade back surface

由图 9 可知，在 0.8Q_{df}和 Q_{df}流量工况下，叶片背面主要存在两处流动分离区：叶片前缘（图中椭圆区域）和叶片轮毂靠近尾缘处（图中矩形区域），在 1.2Q_{df}流量工况下，叶片背面流动分离区域则主要集中在叶片轮毂靠近尾缘处（图中矩形区域）。叶片进口边处的流动分离与靠近轮缘的总压高值区有关，水流在总压梯度的作用下发生偏转，一方面诱导了指向进口边的回流，另一方面诱导了由轮毂到轮缘的二次流；叶片轮毂处的流动分离同样与总压分布不均有关，出口边轮缘附近存在局部总压高值区，由轮毂指向轮缘的总压梯度，使水流向轮缘方向发生偏转。不同流量工况下，方案 F1 叶片背面进口边和出口边轮缘附近的总压分布得到明显改善，总压分布更为均匀。在 0.8Q_{df}和 Q_{df}流量工况下，方案 F2 叶片背面进口边和轮毂附近的流动分离强度最大，在 1.2Q_{df}流量工况下，轮毂附近存在较大范围的总压低值区，此外叶片长度整体变大，这无疑加大了摩擦所引起的沿程损失，使其水力性能恶化严重。

湍动能（Turbulent kinetic energy，TKE）是衡量湍流脉动强度的主要物理量，一定程度上与流动稳定性和流动损失有关，其无量纲形式 TKE^* 为

$$TKE^* = \frac{TKE}{v_a^2} \tag{10}$$

式中　v_a——进口轴向速度，m/s

图 10 为不同展向断面湍动能分布，由轮毂到轮缘依次截取了 r^*=0.15、0.5、0.85 断面。在 0.8Q_{df}和 Q_{df}流量工况下，湍动能主要分布在叶片背面进口边，与原方案 F0 相比，方案 F1 各展向断面湍动能较小，流动更为平稳；方案 F2 各展向断面湍动能增大，尤其是轮毂和轮缘附近湍动能增大明显；方案 F3 主要减小了 r^*=0.5、0.85 断面的湍动能分布，轮毂处湍动能有所增大。在 1.2Q_{df}流量工况下，湍动能主要分布在叶片后半部分和尾迹处，叶片工作面和背面均存在较强的湍动能分布，方案 F1 和 F3 有效减小了 r^*=0.15 断面的湍动能分布，而方案 F2 不仅加大了叶片表面的湍动能，叶片尾迹处的湍动能也有所增加。

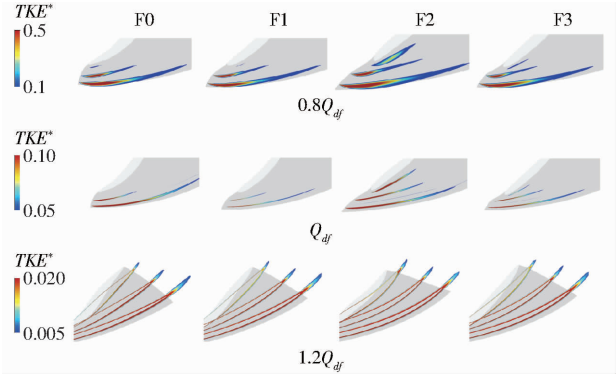


图 10　不同展向断面湍动能分布

Fig. 10　Turbulent kinetic energy distribution at different spanwise sections

图 11 为叶轮损失系数沿叶高分布，叶轮损失系数 κ 定义[27]为

$$\kappa = \frac{u_2 w_2 - u_1 w_1 - \dfrac{P_{t2} - P_{t1}}{\rho}}{0.5 u_t^2} \tag{11}$$

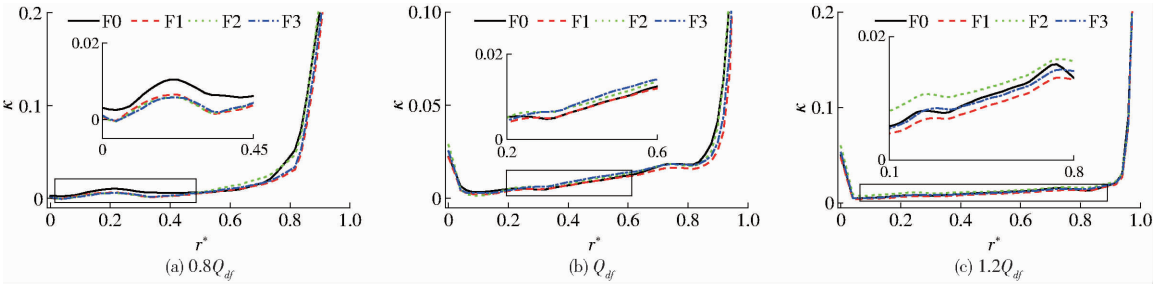


图 11 不同流量工况叶轮损失系数分布

Fig. 11 Distributions of impeller loss coefficient under different flow conditions

式中 P_{t1}、P_{t2}——进、出口断面总压,Pa

u_1、u_2——进、出口断面圆周速度,m/s

w_1、w_2——进、出口断面相对切向速度,m/s

u_t——叶顶圆周速度,m/s

由图 11 可知,0.8Q_{df}流量工况下,在 $r^*=0\sim0.25$ 叶高范围,叶轮损失系数由大到小依次为 F0、F1、F2、F3;在 $r^*=0.25\sim0.5$ 叶高范围,损失系数由大到小依次为 F0、F3、F2、F1,而在 $r^*=0.6\sim1$ 叶高范围,F1 损失系数最小,F3 次之,F2 损失系数最大。Q_{df}流量工况下,在 $r^*=0\sim0.2$ 叶高范围,4 种方案叶轮损失系数接近,在 $r^*=0.2\sim0.6$ 叶高范围,叶轮损失系数由大到小依次为 F3、F2、F0、F1;而在 $r^*=0.6\sim1.0$ 叶高范围,方案 F0 和 F2 叶轮损失系数接近,明显大于方案 F1 和 F3,方案 F1 损失系数同样属于最小值。1.2Q_{df}流量工况下,在 $r^*=0.1\sim0.8$ 叶高范围,叶轮损失系数由大到小依次为 F2、F0、F3、F1,其余叶高范围内 4 种方案叶轮损失系数大致相等。综合以上分析发现,不同流量工况下,S 翼型 P1 在 $r^*=0.25\sim0.8$ 叶高范围损失系数基本属于最小值,平板翼型 P3 在小流量工况下轮毂附近具有较小的损失系数,而大流量工况下,在 $r^*=0.8\sim1.0$ 叶高范围 4 种方案损失系数基本一致。

4.3 叶轮全参数优化结果分析

由 4.1 节及 4.2 节分析可知,由翼型 P2 设计得到叶轮 F2 综合性能较差,不适宜作水力机械设计使用;由翼型 P1 设计得到的叶轮 F1 综合水力性能最优,叶轮损失系数较小,叶片表面总压分布更为均匀,流动更为平稳,故将该方案翼型作为优选方案,供叶片全参数优化选用。

经过对叶片弦长、螺距角和拱度的全参数优化,得到新的叶轮,记为 F4,图 12 为方案 F1 和 F4 的主要参数对比。与方案 F1 相比,方案 F4 叶轮外特性的变化主要表现为 0.8Q_{df}和 1.2Q_{df}流量工况下效率的提高(分别提高 0.8、1.3 个百分点),设计流量工况下扬程和效率基本一致;与原方案 F0 相比,0.8Q_{df}、Q_{df}和 1.2Q_{df}流量工况下叶轮效率提高 1.7、1.8、5.2 个百分点。优化前后螺距角分布基本一

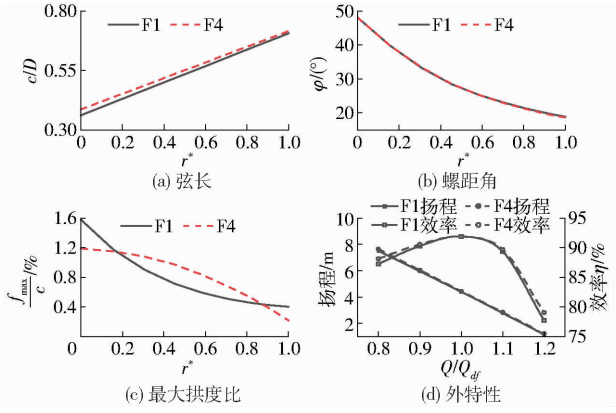


图 12 方案 F4 和 F1 的参数对比

Fig. 12 Comparison of parameters between scheme F4 and F1

致,叶片外形变化主要表现在弦长和拱度分布上:方案 F4 各断面弦长略有增加,盘面比由 0.816 增大到 0.842,介于 F1 和 F3 之间,同时在 $r^*=0.2\sim0.85$ 叶高范围内最大拱度比增大,其余范围内最大拱度比减小,这与前文不同翼型方案叶轮损失系数有关。对于由前凹后凸 S 翼型设计的双向泵而言,适当减小轮缘和轮毂处翼型拱度,同时增加叶片中部翼型最大拱度,有利于双向泵性能的提升。

方案 F4 主要改善了 0.8Q_{df}和 1.2Q_{df}流量工况下的叶轮性能,故主要对比这两个工况下叶轮内部流场以阐明性能提升原因。图 13 为方案 F1 和 F4 叶片背面总压升高系数和流线分布,0.8Q_{df}流量工

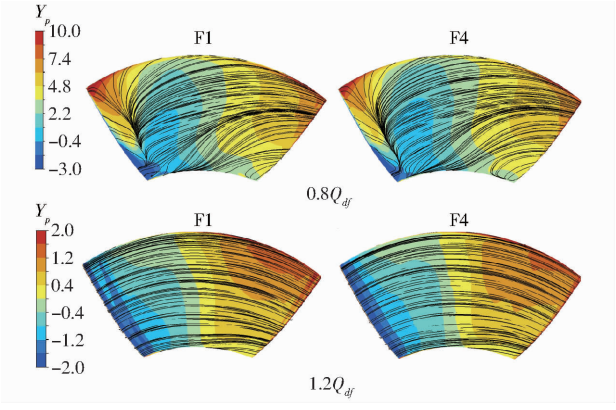


图 13 方案 F1 和 F4 叶片背面总压升高系数及流线分布

Fig. 13 Total pressure rise coefficient and streamline distribution on the back of scheme F1 and F4 blades

况下，方案 *F*4 叶片进、出口边靠近轮缘处总压局部高值区减小，相应的叶片背面流动分离强度减小；1.2Q_{df}流量工况下，方案 F4 同样减小了叶片出口边靠近轮缘处总压局部高值区，同时叶片进口边附近总压梯度更为合理，总压梯度的改善有利于提高叶片的水力性能。结合图 14 可知，0.8Q_{df}流量工况下 $r^*=0\sim0.8$ 和 1.2Q_{df}流量工况下 $r^*=0.05\sim0.75$ 叶高范围内，方案F4叶轮损失系数减小明显，这也是其性能提升的主要原因。

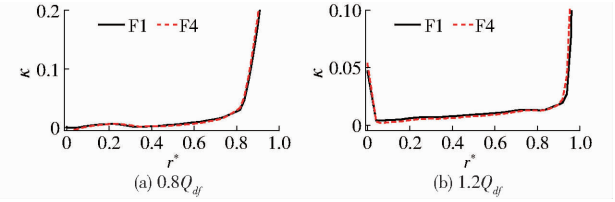


图 14　方案 F1 和 F4 叶轮损失系数分布

Fig. 14　Distributions of loss coefficient of scheme F1 and F4 impellers

5　结论

（1）提出了基于组合优化策略和数值模拟的双向泵优化设计方法，经过不同翼型方案和叶轮全参数优化，0.8、1.0、1.2 倍正向设计流量工况下叶轮效率上升 1.7、1.8、5.2 个百分点。

（2）由工作面为前凸后凹的 S 翼型设计得到叶轮综合性能较差，满足空化性能约束所需的盘面比较大，不适宜作水力机械设计使用；而由工作面为前凹后凸的 S 翼型设计得到的叶轮综合水力性能最优，平板翼型次之，前凹后凸的 S 翼型可作为双向泵设计的优选方案。

（3）双向泵设计时，适当减小轮缘和轮毂处翼型拱度，同时增加叶片中部翼型最大拱度，有利于双向泵性能的提升。

参　考　文　献

[1] 刘超. 轴流泵系统技术创新与发展分析[J]. 农业机械学报，2015，46(6)：49－59.
LIU Chao. Researches and developments of axial-flow pump system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2015，46(6)：49－59. (in Chinese)

[2] 刘超. 水泵及水泵站[M]. 北京：中国水利水电出版社，2009.

[3] 张仁田. 双向泵站进水流道优化水力设计与试验研究[J]. 农业机械学报，2003，34(6)：73－76，72.
ZHANG Rentian. Optimum hydraulic design and experiment for dual-directional inlet passage in pumping station[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2003，34(6)：73－76，72. (in Chinese)

[4] 杨帆，金燕，刘超，等. 双向潜水贯流泵装置性能试验与数值分析[J]. 农业工程学报，2012，28(16)：60－67.
YANG Fan，JIN Yan，LIU Chao，et al. Numerical analysis and performance test on diving tubular pumping system with symmetric aerofoil blade[J]. Transactions of the CSAE，2012，28(16)：60－67. (in Chinese)

[5] SPASIĆ Ž T，BEGOVIĆ V S，MILANOVIĆ S M，et al. Aerodynamic performance of the reversible axial fan for high air temperatures[J]. Thermal Science，2023，27(6B)：5053－5062.

[6] 黄典贵. S 型叶片可逆式轴流风机的全三维优化设计[J]. 机械工程学报，2005，41(12)：182－185.
HUANG Diangui. 3D optimum design of reversible axial flow fan with S-type blades[J]. Journal of Mechanical Engineering，2005，41(12)：182－185. (in Chinese)

[7] 谢蓉，高博，赵锐. 非对称可逆轴流风机 S 型翼型的设计与性能研究[J]. 风机技术，2012，12(2)：12－17.
XIE Rong，GAO Bo，ZHAO Rui. Design and performance study of asymmetric S-shaped hydrofoil for reversible axial fan[J]. Fan Technology，2012，12(2)：12－17. (in Chinese)

[8] 王海民，高涌东，胡峰，等. 利用 Clark Y 构造非对称翼型风机的正向通风性能对比[J]. 流体机械，2020，48(1)：46－52.
WANG Haimin，GAO Yongdong，HU Feng，et al. Comparative analysis of forward ventilation performance for fans with asymmetric hydrofoils reconstructed using Clark Y hydrofoil[J]. Fluid Machinery，2020，48(1)：46－52. (in Chinese)

[9] SPASIĆ Ž，JOVANOVIĆ M，BOGDANOVIĆ-JOVANOVIĆ J，et al. Numerical investigation of the influence of the doubly curved blade profiles on the reversible axial fan characteristics[J]. Facta Universitatis Series Eechanical Engineering，2020，18(1)：057.

[10] SARMIENTO A L E，DE OLIVEIRA W，CAMACHO R G R. Influence of the vortex design method in the performance characteristics of reversible axial rotors[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering，2017，39(5)：1575－1588.

[11] SARMIENTO A L E，GAMBOA Y F Q，DE OLIVEIRA W，et al. Performance analysis through computational fluid dynamics of axial rotor with symmetric blades used in tunnel ventilation[J]. HIDRO and HYDRO：PCH NOTÍCIAS and SHP NEWS，2014，60(1)：22－35.

[12] 张森，席德科，李华星. 可逆风机用翼型气动特性分析与实验研究[J]. 机械科学与技术，2019，38(2)：165－169.
ZHANG Sen，XI Deke，LI Huaxing. Aerodynamic characteristic analysis of hydrofoils and experimental investigation for reversible air fan[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering，2019，38(2)：165－169. (in Chinese)

[13] 李景银，陈魏巍，吕峰. 带有前后导叶的新型可逆轴流风机数值研究[J]. 机械工程学报，2010，46(2)：139－144.
LI Jingyin，CHEN Weiwei，LÜ Feng. Numerical study of a new reversible axial flow fan with front and rear guide blades[J].

Journal of Mechanical Engineering,2010,46(2): 139 - 144. (in Chinese)
[14] 王世明,杨志乾,田卡,等. 双向直驱式潮流能发电轮机性能实验研究[J]. 海洋工程,2017,35(3):119 - 124.
WANG Shiming, YANG Zhiqian, TIAN Ka, et al. Experimental study on the performances of bidirectional direct-drive power turbine[J]. The Ocean Engineering,2017,35(3):119 - 124. (in Chinese)
[15] MICHA P T, CHATTERJEE D. Computational analysis of flow over a cascade of S-shaped hydrofoil of fully reversible pump-turbine used in extracting tidal energy[J]. Renewable Energy,2015,77(5):240 - 249.
[16] 汤方平,刘超,周济人,等."S"翼型叶片双向轴流泵设计[J]. 水泵技术,2002(5):11 - 13.
TANG Fangping, LIU Chao, ZHOU Jiren, et al. Design of a reversible axial flow pump with S shaped hydrofoil[J]. Pump Technology,2002(5):11 - 13. (in Chinese)
[17] 谢传流. S 形翼型双向轴流泵能量与空化特性的研究[D]. 扬州:扬州大学,2018.
XIE Chuanliu. Study on energy and cavitation characteristic of S-shaped hydrofoil bidirectional axial flow pump[D]. Yangzhou: Yangzhou University,2018. (in Chinese)
[18] LIU H, LIN P, TANG F, et al. Experimental study on the relationship between cavitation and lift fluctuations of S-shaped hydrofoil[J]. Frontiers in Energy Research,2021,9:813355.
[19] LIU H, GUO Q, SHI L, et al. Lift-drag characteristics of S-shaped hydrofoil under different cloud cavitation conditions[J]. Ocean Engineering,2023,278:114374.
[20] HUANG B, ZHUG J, KANEMOTO T. Design and performance enhancement of a bi-directional counter-rotating type horizontal axis tidal turbine[J]. Ocean Engineering,2016,128(12):116 - 123.
[21] LIU P, BOSE N. Prototyping a series of bi-directional horizontal axis tidal turbines for optimum energy conversion[J]. Applied Energy,2012,99(11): 50 - 66.
[22] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社,2011.
[23] 关醒凡. 轴流泵和斜流泵:水力模型设计试验及工程应用[M]. 北京:中国宇航出版社,2009.
[24] 王梦成,焦海峰,周正富,等. 基于变环量设计的混流泵叶轮多工况优化[J]. 农业机械学报,2023,54(9):227 - 235.
WANG Mengcheng, JIAO Haifeng, ZHOU Zhengfu, et al. Multi-conditions optimization of mixed flow pump impeller based on variable circulation design[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2023,54(9):227 - 235. (in Chinese)
[25] 龙云. 喷水推进泵水力优化设计方法及空化研究[D]. 上海:上海交通大学,2018.
LONG Yun. Study on the hydraulic optimization design method and cavitation of waterjet pump[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University,2018. (in Chinese)
[26] 赖宇阳,姜欣. Isight 参数优化理论与实例详解[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2012.
[27] 吴艳辉,刘军,安光耀,等. 单级轴流压气机叶端区二次流动的研究[J]. 航空动力学报,2016,31(10):2376 - 2386.
WU Yanhui, LIU Jun, AN Guangyao, et al. Investigation of secondary flows near the endwall region in a single-stage axial-flow compressor[J]. Journal of Aerospace Power,2016,31(10): 2376 - 2386. (in Chinese)