doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.05.029

基于 RSM－HDMR 代理模型与 NLPQLP 算法的水泵水轮机导叶翼型双向流动优化

李琪飞[1,2]　姚　磊[1]　辛　路[1]

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

摘要：以水泵水轮机活动导叶翼型优化为目标，通过 B 样条参数化活动导叶型线，为保证活动导叶翼型结构强度，在水泵水轮机活动导叶优化过程中保持导叶枢轴直径和导叶形状沿叶高方向基本不变，选取活动导叶翼型上下型线共 12 个控制点，在给定区间中利用拉丁超立方抽样，改变控制点坐标实现活动导叶翼型几何重构；以效率为目标函数，分析了 360 组不同导叶翼型对水泵水轮机效率的影响，兼顾水泵、水轮机两种工况的流动机理，引入综合损失系数，利用 RSM－HDMR 代理模型得到综合损失系数对导叶型线参数的适应函数，通过 NLPQLP 算法对适应函数做最小化寻优求解，并运用数值模拟验证活动导叶翼型 RSM－HDMR 代理模型的预测数据。结果表明，优化后导叶型线在基本不改变原水泵工况点内流能量特性的条件下，使得高效点后移，同时对水轮机工况内流特性改善，减少湍动能流失，尾部的能量耗散减小，效率提高了 0.379 个百分点，证明该种导叶翼型优化方法可行，可为水泵水轮机活动导叶翼型设计和改型提供方法和理论指导。

关键词：水泵水轮机；活动导叶；翼型优化；代理模型；NLPQLP 算法

中图分类号：TK734　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2026)05-0314-11　　**OSID**：

Bidirectional Flow Optimization of Guide Vane Airfoils for Pump Turbine Based on RSM－HDMR Surrogate Model and NLPQLP Algorithm

LI Qifei[1,2]　YAO Lei[1]　XIN Lu[1]

(1. *School 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: Taking the optimization of the active guide vane airfoil shape of the pump turbine as the objective, the active guide vane shape was parameterized by B-splines, and in order to ensure the structural strength of the active guide vane airfoil, the pivot diameter of the guide vane and the shape of the guide vane along the height direction of the vane were kept unchanged in the optimization of the active guide vane of the pump turbine, a total of 12 control points of the active guide vane airfoil shape up and down, and the control points were changed by the use of Latin supercube sampling to realize the geometric reconfiguration of the active guide vane airfoil shape in the given interval. The geometrical reconstruction of the guide vane airfoil was achieved by changing the control points in a given interval by using Latin hypercubic sampling, and the influence of 360 different guide vane airfoils on the efficiency of the pump-turbine was analyzed with the efficiency as the objective function, and the comprehensive loss coefficients were introduced by taking into account the flow mechanisms of the pump and the turbine in two working conditions. Numerical simulation was used to validate the prediction data of the RSM－HDMR proxy model for the active guide vane airfoil. The results showed that the optimized guide vane profile shifted the high-efficiency point backward without changing the energy characteristics of the internal flow at the original pump operating point, and at the same time, it improved the internal flow characteristics of the turbine operating condition, reduced the loss of turbulence kinetic energy, and reduced the energy dissipation at the tail, and improved the efficiency by 0.379 percentage points, which proved that the optimization method of this guide vane airfoil profile was feasible, and it can provide methodological and theoretical guidance for the design and modification of the pump turbine's movable guide vane airfoil profile.

Key words: pump turbine; active guide vane; airfoil optimization; surrogate model; NLPQLP algorithm

收稿日期：2024－12－05　修回日期：2025－01－03

基金项目：国家自然科学基金项目(52066011)

作者简介：李琪飞(1975—)，男，教授，博士，主要从事流体机械流动理论研究，E-mail：Lqfy@lut.edu.cn

0　引言

在水泵水轮机复杂的流体机械系统中，工况的多变性要求该装置在实现水泵与水轮机两种功能时均需展现出色的能量转换效率。特别是，在水轮机模式下的发电操作与水泵模式下的水输送操作之间系统频繁进行工况切换，这就要求设备不仅要注重峰值水力效率[1]的达成，更要确保设备在各个运行点范围内都能维持相对较高的效率，使之具备较为宽广的高效区域。

作为水泵水轮机中重要的导流部件，当前对于活动导叶研究主要集中在异步导叶布置[2-3]上，开发导叶开启和关闭规律[4]，使之能够实时响应流量和压力变化；研究非同步导叶的调节策略[5-7]，以优化水力机械在各种运行条件下的性能。由于翼型设计涉及众多设计参数，如弦长、扭转角度及展弦比，并且导叶翼型结构对于控制和引导流体动力行为有着显著影响，但针对导叶翼型结构本身的优化研究相对匮乏。目前，文献[8]以导叶强度为约束，结合 B 样条曲线和遗传模糊算法的中心-半径型线参数化方法，对导叶型线进行优化，提高导叶开度为 5° 的机组并网运行稳定性。文献[9]借鉴驼背鲸鳍状肢前缘的突起结构，设计了不同的仿生突起结构应用于导流叶片，仿生突起可以有效破坏流场湍流拟序结构，从而改善流道内部流态，有效地改善驼峰特性。

高维模型表示方法（High-dimensional model representation，HDMR）[10]，是一种有效地解决多变量耦合对系统输出影响的表示问题方法，结合响应面（Response surface model，RSM）方法[11]，可以形成 RSM－HDMR 代理模型，有效逼近函数关系并解决多变量耦合问题。因此，RSM－HDMR 代理模型在活动导叶翼型优化中具有潜在的应用前景。

此外，NLPQLP（Nonlinear programming by quadratic lagrangian with a proximal point method）算法[12]擅长于处理复杂的非线性约束问题。由于水泵水轮机导叶翼型的流动优化问题通常包含多个非线性约束，该算法能有效求解问题，在确保约束得到满足的情况下寻找全局最优解或可接受的局部最优解，在与 RSM－HDMR 代理模型协同使用时，NLPQLP 算法不需要在每次迭代时都进行耗时的全尺度流体动力学模拟，而是在较为简洁的响应表面上进行搜索，极大降低了寻优过程中的计算成本。

考虑水泵水轮机的双向流动综合性能[13-14]，本文将以活动导叶的翼型型线为优化对象，通过 B 样条得到型线控制点，选取 12 个控制点作为活动导叶控制参数进行优化设计，引入综合损失系数，利用 RSM－HDMR 代理模型建立适应函数，通过 NLPQLP 算法对适应函数进行寻优求解。最后，通过数值模拟和试验验证活动导叶翼型 RSM－HDMR 代理模型预测数据的准确性。

1　RSM－HDMR 代理模型理论

RSM－HDMR 代理模型[14]的思想可简单表述为：对一确定黑箱系统，首先根据 HDMR 理论将一个高维复杂函数解构为多个单一输入变量的一维函数及其相互之间的低维耦合函数的总和[10]。系统输出函数 $f(\boldsymbol{x})$ 表示为与输入各维变量 $\boldsymbol{x}=(x_1,x_2,\cdots,x_n)$ 之间的函数。其次输入各维内函数的具体形式及输入各维之间耦合函数的具体形式，则需要根据 RSM 理论拟合出相应的函数形式。具体的 RSM－HDMR 代理模型理论及活动导叶 RSM－HDMR 代理模型构建流程阐述如下。

1.1　HDMR 理论

根据 HDMR 理论，在 n 维空间中，系统输出 $f(\boldsymbol{x})$ 与输入 $\boldsymbol{x}=(x_1,x_2,\cdots,x_n)\in\mathbf{R}^n$ 之间存在映射关系，即

$$f(\boldsymbol{x})=f_0+\sum_{i=1}^{n}f_i(x_i)+\sum_{1\leqslant i<j\leqslant n}f_{ij}(x_i,x_j)+\cdots+\sum_{1\leqslant i_1<\cdots<i_k\leqslant n,2<k<n}f_{i_1i_2\cdots i_k}(x_{i_1},x_{i_2},\cdots,x_{i_k})+\cdots+f_{12\cdots n}(x_1,x_2,\cdots,x_n)\tag{1}$$

式中，f_0 为零阶函数项，常量；$f_i(x_i)$ 为一阶函数项，是由变量 x_i 对 $f(\boldsymbol{x})$ 单独的贡献量；$f_{ij}(x_i,x_j)$ 为二阶函数项，是由变量 x_i 和 x_j 的耦合对 $f(\boldsymbol{x})$ 的贡献量；$f_{12\cdots n}(x_1,x_2,\cdots,x_n)$ 为所有输入变量共同对 $f(\boldsymbol{x})$ 的贡献量。在实际应用中，拥有二阶函数项的 $f(\boldsymbol{x})$ 已能满足精度要求[15]，故式(1)可重新表示为

$$f(\boldsymbol{x})=f_0+\sum_{i=1}^{n}f_i(x_i)+\sum_{1\leqslant i<j\leqslant n}f_{ij}(x_i,x_j)\tag{2}$$

1.2　RSM 理论

综合响应面理论[16]及高维代理模型理论，响应面高维代理模型可以表示为

$$f(\boldsymbol{x})=f_0+\sum_{i=1}^{n}f_i(x_i)+\sum_{i=1}^{n}f_{ii}x_i^2+\sum_{i=1}^{n}\sum_{j>i}^{n}f_{ij}x_ix_j\tag{3}$$

根据 RSM－HDMR 代理模型理论，活动导叶翼型 RSM－HDMR 代理模型构建流程如图 1 所示。

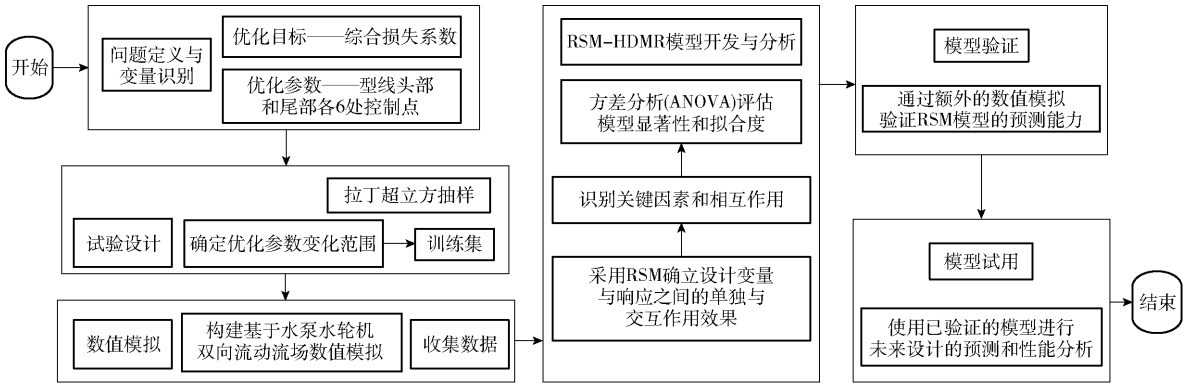


图 1 活动导叶翼型 RSM－HDMR 代理模型构建流程图

Fig. 1 Active guide vane airfoil RSM－HDMR surrogate model construction process

2 导叶翼型优化策略

2.1 翼型优化思路及方法

首先,通过 Matlab 软件利用非均匀 B 样条曲线[17]参数化活动导叶叶片型线,一般地,B 样条曲线随着控制点的增加,曲线拟合的精度相应增加,但控制点过多,优化问题也将变得更加复杂。所以为了权衡 B 样条曲线的逼近准确性和控制点个数,同时保持活动导叶翼型结构强度,在水泵水轮机活动导叶优化过程中保持导叶枢轴直径和导叶形状沿叶高方向基本不变,仅选取导叶型线头部和尾部各 6 处控制点,固定各控制点极轴,用极角的取值区间实现几何重构,生成 RSM－HDMR 代理模型的训练集。

本文通过在 Matlab 中设置好的非均匀 B 样条曲线对原水泵水轮机二维活动导叶图提取控制点,根据其对优化目标的敏感度选取导叶型线共 12 个控制点,如图 2 所示,并反求非均匀 B 样条曲线验证通过。由非均匀 B 样条曲线程序编程过程可得,叶片型线的形状将随着控制点位置的变化而改变。定义活动导叶叶片型线极径为 ρ,极角为 θ,如表 1 所示。

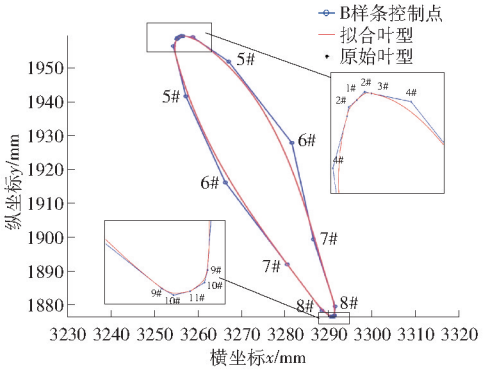


图 2 活动导叶上下型线控制点示意图

Fig. 2 Schematic of control points of upper and lower profile of active guide vane

在保证结构强度的基础上,其中固定极轴,用极角的变化区间(－0.006°,0.006°)实现活动导叶的几何重构,利用拉丁超立方抽样[15]抽取 360 组,作为样本训练集。

表 1 活动导叶翼型控制点取值区间

Tab. 1 Value intervals for control points of movable guide vane airfoils

翼型	控制点	极径 ρ/mm	极角 θ/(°)
上型线	2	3 800.192 4	31.039
	3	3 800.495 6	31.035
	4	3 802.279 4	31.015
	8	3 790.313 2	29.718
	9	3 788.862 1	29.690
	10	3 788.704 7	29.692
下型线	2	3 799.103 3	31.038
	3	3 798.835 4	31.028
	4	3 797.074 4	31.013
	8	3 787.078 2	29.752
	9	3 787.998 7	29.705
	10	3 788.116 7	29.691

其次,综合运用 Matlab、Creo 及 Fluent 软件,按照 RSM－HDMR 代理模型构建流程,构建基于水泵水轮机双向流动流场数值模拟,在求解出转轮的双向流动后,可以对转轮的能量性能进行预估,本文选取效率作为评价能量性能的指标。

对于水轮机工况,效率计算公式为

$$\eta_T = \frac{M\omega}{\rho_{\text{water}} Q_T H_T} \times 100\% \tag{4}$$

式中 η_T——水轮机工况下效率,%

M——转轮对轴的力矩,N·m

ω——水轮机旋转角速度,rad/s

ρ_{water}——水的密度

Q_T——水轮机质量流量,kg/s

H_T——水头,m

对于水泵工况,效率计算公式为

$$\eta_P = \frac{\rho_{\text{water}} Q_P H_P}{M_0 \omega} \times 100\% \tag{5}$$

式中　η_P——水泵工况下效率，%

Q_P——水泵质量流量，kg/s

H_P——扬程，m

在评价抽水蓄能电站的经济效益时，其综合效率 η 可表示为

$$\eta = \eta_T \eta_P \tag{6}$$

定义综合损失系数 ξ 为

$$\xi(\theta) = 1 - \eta(\theta) = 1 - \eta_T(\theta)\eta_P(\theta) \tag{7}$$

构建以综合损失系数为目标的代理模型适应函数，最后通过 NLPQLP 寻优求解适应函数的最小化问题，根据代理模型适应函数的最优值反馈叶片型线参数，并运用数值模拟和试验的方法验证分析获得的数据。

2.2　翼型优化基本流程

基于 RSM－HDMR 代理模型的优化策略流程如图 3 所示。

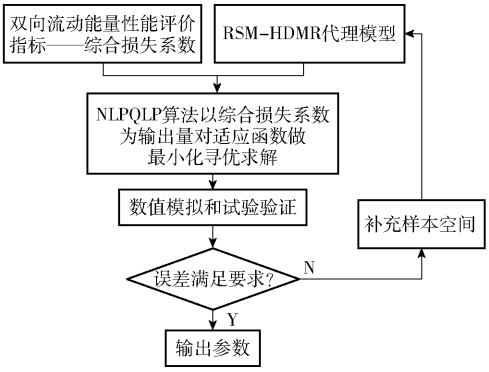


图 3　活动导叶优化策略流程图

Fig. 3　Flowchart of optimization strategy for active guide vane

3　数值计算与结果分析

3.1　计算对象

本研究对象为国内某抽水蓄能电站的模型机[5－6]，结构如图 4 所示，具体参数如表 2 所示。

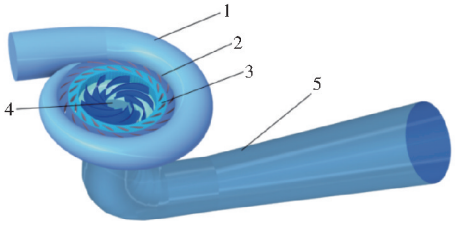


图 4　模型水泵水轮机水体示意图

Fig. 4　Schematic of water body of model pump turbine

1. 蜗壳　2. 固定导叶　3. 活动导叶　4. 转轮　5. 尾水管

采用 ANSYS 软件中的 FLUENT Meshing 模块中的 poly-hexcore 技术进行计算域网格的划分，定义误差为 $(H_C - H)/H$，其中 H_C 为计算水头（扬程），H 为试验水头（扬程），观测误差随网格数变化情况作为判断标准，经过图 5 网格无关性检验以后，最终使用总网格单元数为 16 216 022，最小网格质量为 0.38 的网格进行计算，其网格如图 6 所示。

表 2　模型水泵水轮机结构参数

Tab. 2　Structural parameters of model water pump turbine

参数	数值
转轮叶片数	9
活动导叶数	20
导叶高度/mm	66.72
转轮高压侧直径/mm	473.6
转轮低压侧直径/mm	300
蜗壳进口直径/mm	315
尾水管出口直径/mm	660
导叶分布圆直径/mm	564
导叶高度 b_0/mm	66.72

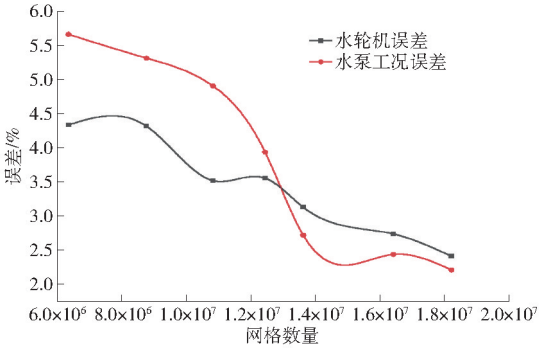


图 5　网格无关性检验图

Fig. 5　Grid irrelevance test diagram

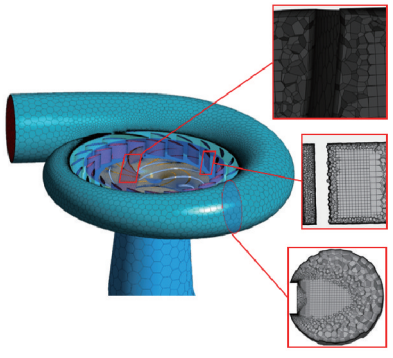


图 6　水泵水轮机网格示意图

Fig. 6　Schematic of water pump turbine grid

3.2　边界条件

在 Fluent 定常数值计算中，湍流模型采用 SST $k-\omega$[17－18]，壁面函数采用标准壁面函数，模拟水轮机工况试验水头 $H_m = 30$ m，尾水管的出口采用自由出流，蜗壳进口为给定质量流量进口。交接面设置为 interface 面，动静干涉之间传递数据采用滑移网格（Sliding mesh）。本模拟水泵工况试验的扬程 $H = 22.778$ m，尾水管的入口采用压力入口，蜗壳出口为质量流量出口。最大迭代步数为 1 200 步，时

间步长为 0.000 344 83 s,收敛精度为 10^{-6},对优化前后最优工况进行定常数值模拟。

非定常数值计算结果以定常计算结果为初始条件,对优化前后 Q_d(Q_d 表示额定工况流量)工况内进行非定常数值模拟。计算叶轮旋转 10 圈的结果,最大迭代步数设置为 5 步,叶轮每旋转 3°为一个时间步,则时间步长为 0.000 344 35 s,总时间为 0.413 223 14 s,收敛精度设置为 10^{-5}。同时在计算过程中监测一些关键物理量(如扬程、效率、水泵水轮机进出口的质量流量等),当曲线呈稳定的周期性波动时,认为计算开始收敛。保证各个工况点变量唯一,除流量外其他设置均相同。

3.3 代理模型构建

根据叶片型线控制点的取值范围生成代理模型训练空间,构建模型所需要的 360 组训练点经过数值计算进行对比分析,以各工况效率作为指标预估了水泵水轮机双向流动的能量性能,兼顾两种工况的流动状况,引入综合损失系数建立了可以综合评价双向流动性能的目标函数[19]

$$\xi(\theta)=\boldsymbol{A}[\theta_i]+\boldsymbol{B}[\theta_i]^{\mathrm{T}}[\theta_i]+\varepsilon \tag{8}$$

式中 $[\theta_i]$——控制点矩阵

$\boldsymbol{A}$——一次项系数矩阵

$\boldsymbol{B}$——交叉项和二次项系数矩阵

ε——误差项

经过 360 组水力模型的流场特性学习,构建出 RSM - HDMR 代理模型,综合损失系数 $\xi(\theta)$ 对于选定的 12 个控制点的敏感程度[18]不同。由图 7(图中下角标 U 表示上型线,D 表示下型线,数字表示控制点)控制点对综合损失系数的贡献图可知,对于上下型线而言,下型线对综合损失系数影响较大,θ_{D3}、θ_{D8} 和 θ_{D10} 对其呈负向影响,其中 θ_{D10} 最大(-94.26%);θ_{D3}、θ_{D8} 和 θ_{D9} 对其呈正向影响,其中 θ_{D8} 最大(93.84%)。对于整体来说,相对于活动导叶头部而言,尾部对于综合损失系数影响较大,说明对于本模型,活动导叶尾部优化空间较大。由图 8 控制点对综合损失系数的主效应曲线看出各控制点之间是否具有线性关系。由图 8 可以看出,θ_{U9} 和 θ_{D8} 两个控制点与综合损失系数呈线性关系,均为负相关,其余控制点与综合损失系数呈二次函数关系。

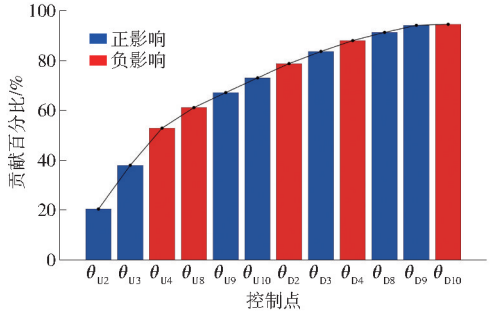


图 7 各控制点对综合损失系数的贡献图

Fig. 7 Plot of contribution of each control point to combined loss factor

综上所述,得到水泵水轮机的 RSM - HDMR 代理模型的系数矩阵为

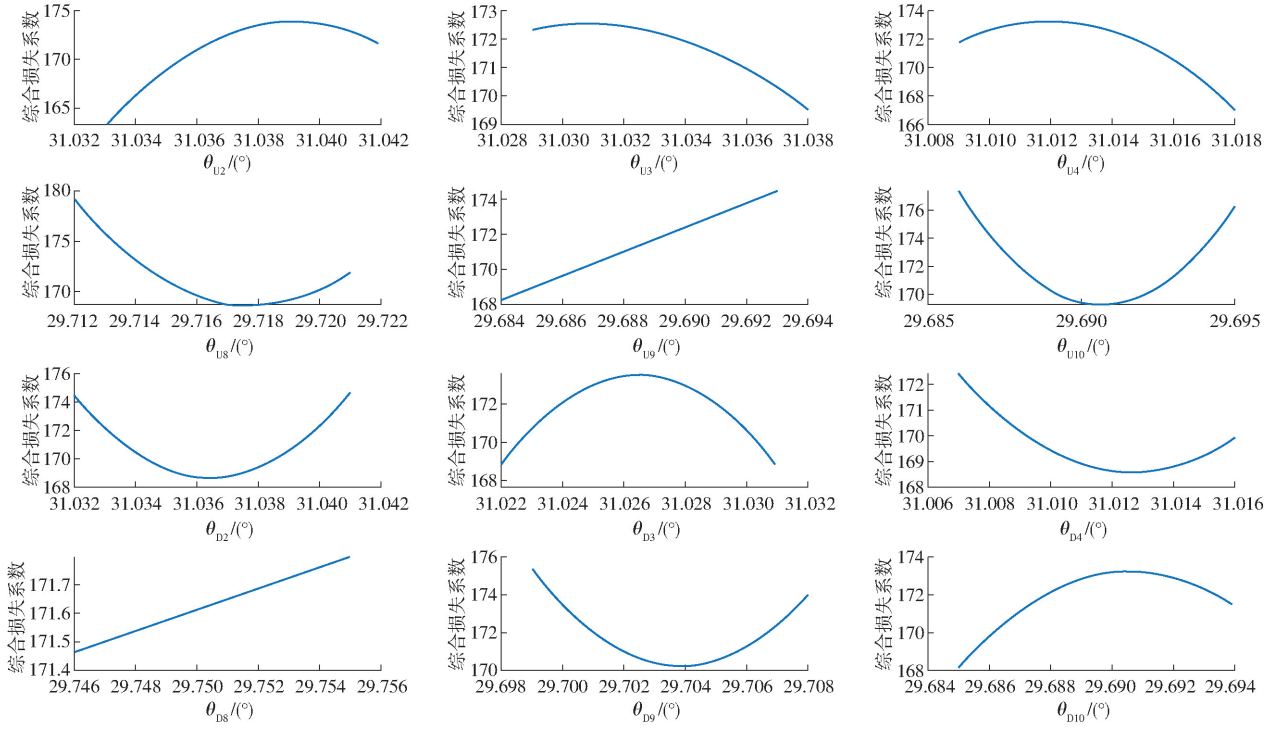


图 8 各控制点对综合损失系数的主效应图

Fig. 8 Plot of main effect of each control point on combined loss factor

$$\boldsymbol{A}=[\ -1\ 472\ 2357.997\ 072\quad 8\ 453\ 244.226\ 962\quad 7\ 276\ 468.475\ 650\quad -38\ 453\ 102.218\ 473\quad -11\ 271\ 439.594\ 130$$
$$12\ 535\ 658.924\ 125\quad -21\ 166\ 370.244\ 339\quad 51\ 788\ 612.642\ 873\quad -1\ 083\ 356.966\ 160\quad 15\ 486\ 311.732\ 983$$
$$15\ 201\ 501.578\ 629\quad 45\ 175\ 410.994\ 875\quad 320\ 223.691\ 819\ ]^{\mathrm{T}} \tag{9}$$

$$\boldsymbol{B}=$$

$$\begin{bmatrix}
-58\,056.47 & 259\,758.63 & -103\,930.62 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
259\,758.63 & -172\,089.24 & -143\,079.64 & 285\,905.90 & -72\,738.34 & 278\,126.37 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
-103\,930.62 & -143\,079.64 & 318\,573.20 & 0 & 64\,259.03 & 154\,166.57 & -340\,822.33 & 0 & 0 & 199\,281.38 & 0 & 0\\
0 & 285\,905.90 & 0 & 373\,766.65 & 447\,500.25 & 103\,702.17 & 0 & 0 & -73\,655.52 & -123\,730.06 & 0 & 0\\
0 & -72\,738.34 & 64\,259.03 & 447\,500.25 & 0 & -455\,895.34 & 144\,115.89 & 0 & -87\,884.76 & 0 & 0 & 140\,625.21\\
0 & 278\,126.37 & 154\,166.57 & 103\,702.17 & -455\,895.34 & 289\,356.15 & -89\,089.67 & -395\,116.89 & -182\,790.31 & 0 & 0 & 47\,063.36\\
0 & 0 & -340\,822.33 & 0 & 144\,115.89 & -89\,089.67 & -234\,789.19 & -270\,312.25 & -94\,396.18 & -108\,762.18 & 0 & 232\,401.72\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -395\,116.89 & -270\,312.25 & 118\,058.01 & -164\,852.92 & 0 & 0 & -362\,807.90\\
0 & 0 & 0 & -73\,655.52 & -87\,884.76 & -182\,790.31 & -94\,396.18 & -164\,852.92 & 217\,972.92 & -540\,453.04 & 256\,008.72 & -110\,449.33\\
0 & 0 & 199\,281.38 & -123\,730.06 & 0 & 0 & -108\,762.18 & 0 & -540\,453.04 & 0 & 322\,533.31 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 256\,008.72 & 322\,533.31 & -160\,970.94 & -287\,350.68\\
0 & 0 & 0 & 0 & 140\,625.21 & 47\,063.36 & 232\,401.72 & -362\,807.90 & -110\,449.33 & 0 & 287\,350.68 & 0
\end{bmatrix} \tag{10}$$

$$\varepsilon=-1\ 047\ 849\ 414.650\ 060 \tag{11}$$

3.4　响应面图和等高线图分析

选取 6 组典型位置的交互项，左侧和右侧分别为响应曲面图和等高线图[20]，如图 9 所示。

如图 9a 所示，当 θ_{U2} 一定时，θ_{U4} 在（31.01°，31.02°）范围内均与综合损失系数呈负相关变化规律，综合损失系数随 θ_{U4} 的增大而减小，高效区范围较小，即保证综合损失系数的前提下，θ_{U2} 与 θ_{U4} 取值范围较小。综合损失系数最小值为 0.125，大部分区域集中在 0.16 以上。由等高线图可以看出，当 θ_{U4} 在（31.008°，31.014°）范围内时，综合损失系数随 θ_{U2} 先增大后减小；当 θ_{U4} 大于 31.014°时，θ_{U2} 与综合损失系数也基本上呈现正相关性。θ_{U4} 在（31.014°，31.02°）范围内，出现综合损失系数高效区，且 θ_{U2} 取最小值时，综合损失系数取得最小值。如图 9b 所示，θ_{U4} 和 θ_{U10} 的响应曲面图，整体呈倒置的马鞍形，高效区范围较大，综合损失系数最小值为 0.16 以下，主要集中在 0.16～0.17 之间，随 θ_{U4} 的增大而减小。当 θ_{U4} 一定时，综合损失系数随 θ_{U10} 的增大先减小后缓慢增大，由等高线图可以看出，高效区主要集中于 θ_{U4} 在（31.008°，31.02°）范围内并且 θ_{U10} 在（29.69°，29.696°）范围内。如图 9c 所示，θ_{U8} 和 θ_{U10} 的响应曲面图整体呈网兜形，高效区范围较大，综合损失系数最小值为 0.16，主要集中在 0.185 以下，综合损失系数最大值为两控制点同时取最大或最小值时。由等高线图可以看出，当 θ_{U8} 一定时，综合损失系数随 θ_{U10} 的增大而减小，θ_{U8} 在（29.712°，29.716°）并且 θ_{U10} 在（29.696°，29.892°）范围内，保证综合损失系数低于 0.17。如图 9d 所示 θ_{U2} 和 θ_{D2} 的响应曲面图，高效区由 θ_{D_2} 主要控制，综合损失系数最小值为 0.15，综合损失系数最大值为两控制点同时取最大值时。由等高线图可以看出，当 θ_{U2} 集中在（31.032°，31.036°）范围内，综合损失系数随 θ_{U10} 的增大基本保持不变，当 θ_{U2} 大于 31.036°后，综合损失系数随 θ_{U10} 的增大而增大，θ_{U8} 在（31.032°，31.034°）范围并且 θ_{D2} 在（31.036.892°，31.042°）范围内，保证综合损失系数集中在 0.15。

如图 9e 所示，θ_{U4} 和 θ_{D10} 的响应曲面图，高效区范围较小，综合损失系数最小值为 0.135，主要集中在 0.16 以上，综合损失系数最小值为两控制点同时取最大值时。由等高线图可以看出，当 θ_{U4} 一定时，综合损失系数随 θ_{U10} 的增大而减小，当 θ_{U10} 一定时，综合损失系数随 θ_{U4} 的增大先减小后增大，并且随着 θ_{U10} 增大，综合损失系数减小的速率加快。如图 9f 所示，θ_{D2} 和 θ_{D3} 的响应曲面图，高效区范围较小，综合损失系数最小值为 0.145。由等高线图可以看出，当 θ_{D3} 一定时，综合损失系数随 θ_{D2} 的增大先减小后增大，当 θ_{D2} 一定时，综合损失系数随 θ_{D3} 的增大而减小。θ_{D2} 在（31.032°，31.04°）范围内并且 θ_{D3} 在 31.03°以上，保证综合损失系数低于 0.155。

3.5　误差分析及外特性对比

综合损失系数的均方根误差为 1.99，R^2 值为 0.984，系数接近 1，在考虑了模型中控制点的数量，剔除由于加入过多的控制点可能会导致的过拟合，得到的调整后 R^2 为 0.911[20]，表示即使考虑到模型复杂度，模型依然具有良好的拟合度；F

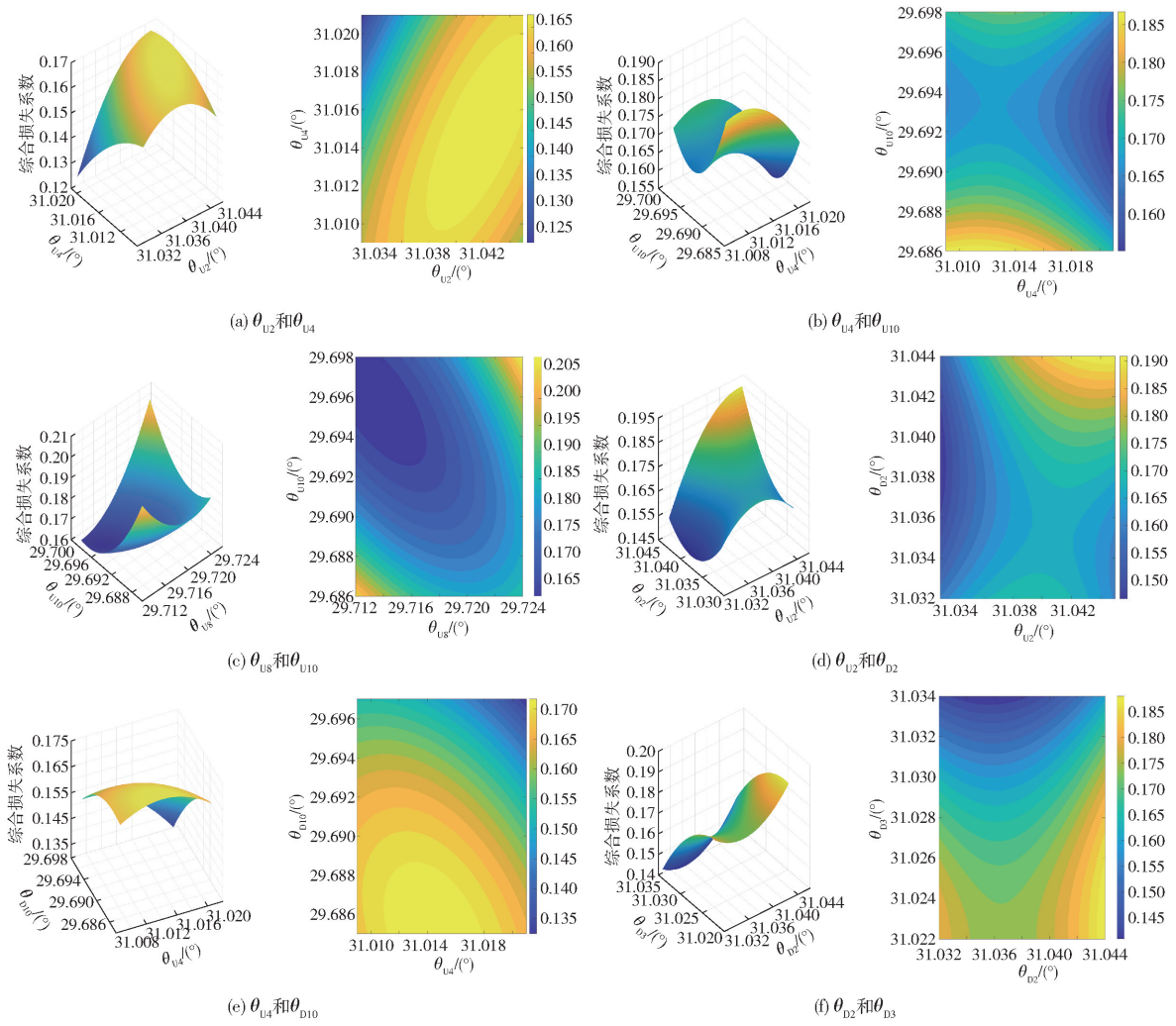


图 9 部分交互项的响应面图和等高线图

Fig. 9 Response surfaces and contour plots for some of interaction terms

统计量为 13.5，P 值为 1.78×10^{-7}，较大的 F 值和较小的 P 值（远小于 0.05）表示模型整体上是显著的。R^2 和调整后的 R^2 均非常高。从而可以说明 RSM－HDMR 代理模型可以较为准确地描述综合损失系数与优化参数之间的函数关系。

由得到的 RSM－HDMR 模型得到的拟合函数，经过 NLPQLP 算法做最小化寻优得到的控制点参数如表 3 所示，对应得到的综合损失系数预测值为 0.155 6，水轮机工况效率预测值为 92.72%，水泵工况效率预测值为 91.07%。

表 3 各控制点取值

Tab. 3 Values for each control point

参数/(°)	取值	参数/(°)	取值
θ_{U2}	31.033 303	θ_{D2}	31.034 95
θ_{U3}	31.036 866	θ_{D3}	31.028 807
θ_{U4}	31.010 739	θ_{D4}	31.015 546
θ_{U8}	29.720 471	θ_{D8}	29.747 815
θ_{U9}	29.684 076	θ_{D9}	29.705 05
θ_{U10}	29.686 151	θ_{D10}	29.688 328

优化后的活动导叶翼型型线与原翼型型线对比，如图 10 所示，优化后的活动导叶在叶片枢轴直径变大和导叶形状沿叶高方向加宽，并且头部变窄，尾部下型线提高，上型线上翘。

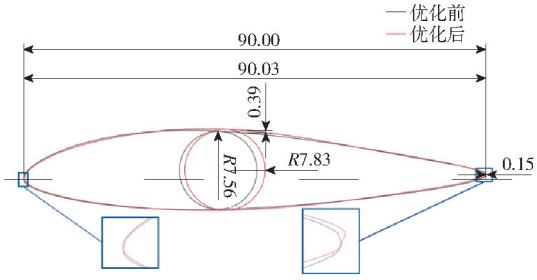


图 10 优化前后活动导叶翼型型线对比图

Fig. 10 Comparison of active guide vane airfoil profiles before and after optimization

如图 11 所示，水轮机工况在该出力区内，试验和数值计算结果呈现相同的变化规律，均随着单位流量的增大，转速的同步减小而逐渐进入高效区，由图 11a 和图 11b 可知，数值计算得到的效率均略大于试验值，在 840 L/s 流量和 52.2 r/min 转速下，误

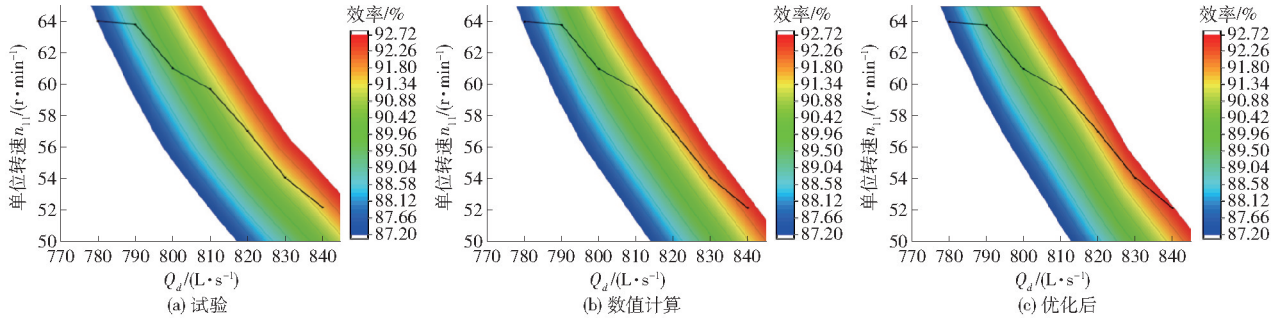


图 11　水轮机工况外特性对比

Fig. 11　Comparison of turbine external characteristics

差最大，最大误差为 0.844%。对于效率来说，数值模拟的效率数值稍大于试验的结果是正常的，这是因为在进行模拟计算的过程中忽略了机械损失，优化后的导叶主要提高的是最优效率点，由原先的 92.341% 提升至 92.72%，提升 0.379 个百分点，同时在其他不同流量和转速下，效率也有小幅地提高，总体来说，优化后的叶片对于该开度下的水轮机工况有较好适应性。

如图 12 所示，对比优化的水泵水轮机在数值模拟计算与试验的扬程、效率发现，在流量发生变化时三者呈现相同的变化规律。模拟比试验的效率略高，但模拟计算得到的扬程要比试验数值略低。对于在小流量情况下，两者的扬程偏差比较大，最大相对误差为 4.33%，小于 5%。随着流量增大，两者的扬程偏差逐渐缩小，可能是由于在小流量工况下，叶轮内流场流动比较混乱，导致数值计算难以收敛，因此造成较大的偏差。对于效率来说，数值模拟的效率稍大于试验的结果是正常的，这是因为在进行模拟计算的过程中忽略了机械损失。对于优化后的扬程而言，除小流量工况下得到的扬程偏小，最大相对误差为 2.98%，但是高效率点出现后移，其余均和数值模拟得到的结果基本保持一致。

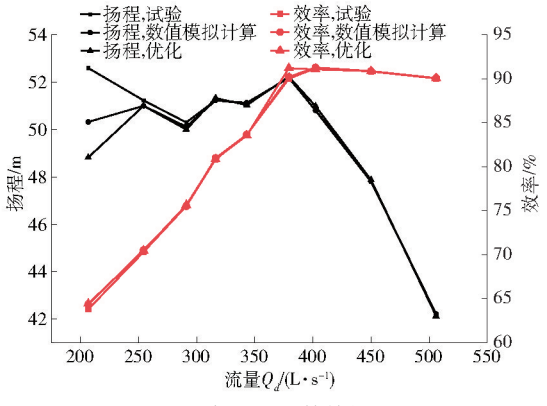


图 12　水泵工况外特性对比

Fig. 12　Comparison of external characteristics of water pump

3.6　优化前后内流场分析

对优化后的活动导叶进行水轮机工况和水泵工况下数值模拟仿真，得到与原活动导叶翼型相对应的压力云图、速度流线图、湍动能场和湍流涡黏场[21－22]，如图 13 所示。水轮机工况下，来流通过导叶区，会受到导叶结构的分流作用，水流被分割后进入上下叶栅流道，随后在其尾端汇集；受环形叶栅结构影响，在分流过程中同时受到上、下导叶片分流后水流的相互挤压作用，并且影响了整个导叶区域。在上述综合因素的影响下必然造成导叶区环形叶栅之间的局部流态混乱。图 13b 为导叶尾部区域局部流线示意图。由导叶出口区域边界层的转捩、分离等现象导致出现的尾涡强弱，也会影响进入无叶区乃至转轮区域的水流流速与流量，导致局部能量损失。

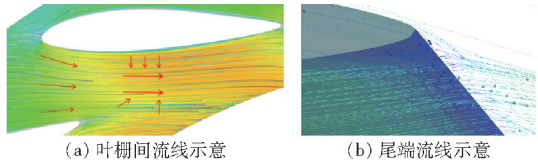
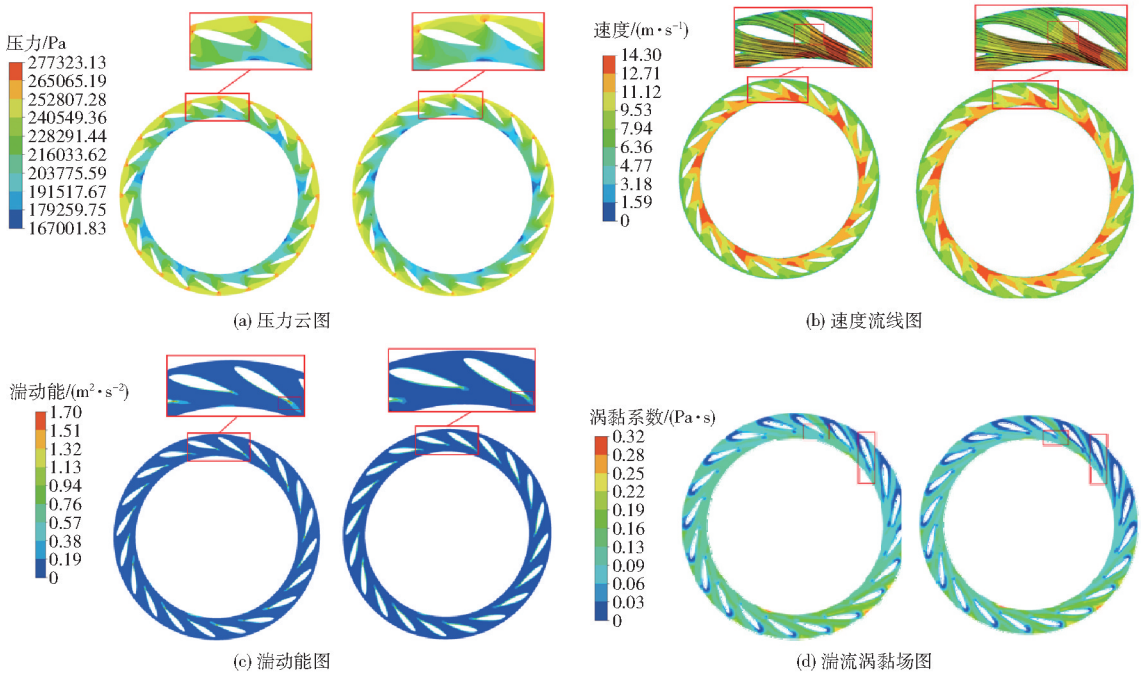


图 13　活动导叶流线图

Fig. 13　Flow diagrams of movable guide vane

如图 14 所示，同等条件下，优化后的活动导叶头部产生的次高压区收缩，由于叶片枢轴直径变大和导叶形状沿叶高方向的加宽，叶片间对流体的挤压作用更强，叶片间的流线排布更加均匀，翼型尾端的凸起使得优化后的导叶区在相对空间中增强了导叶间的过水压力，这也迫使流道水流流态趋于正常，尾端翼型结构的上翘，进一步减弱蜗壳、固定导叶来流的旋转惯性，导致导叶间水流更加顺畅地通过活动导叶区间，同时也提升了无叶区区域流态的有序性，尾流能量留存能力增强，强湍动能区域缩小，湍动能输运强度减弱，尾部的能量耗散明显减小。由湍动能输运方程可知，湍动能的减弱直接导致雷诺应力生成项减小，根据雷诺应力的 Boussinesq 涡黏假设[22]，说明优化后的涡黏场强度也会相应减弱，由湍流涡黏场图可知，优化后近壁面低涡黏场区域均有不同程度扩大，说明近壁面区由于流速的下降滞留此处的部分水流造成能量小规模的相对损失减



(a) 压力云图 (b) 速度流线图

(c) 湍动能图 (d) 湍流涡黏场图

图 14 水轮机设计工况(左侧为原型,右侧为优化)

Fig 14 Turbine design conditions (prototype on left, optimization on right)

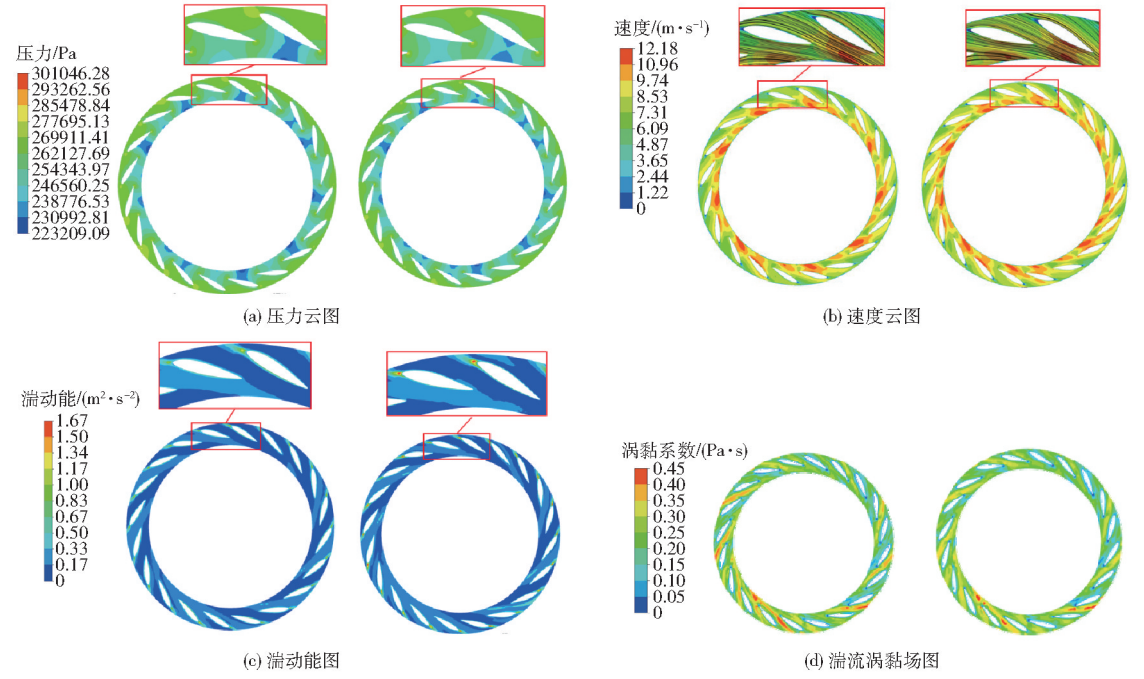
小,进一步证明优化后的叶片更有利于压力能的转化。

如图 15 所示,水泵工况下,来流方向与水轮机工况相反,优化后的导叶翼型尾端的凸起受到来流的冲击作用,出现小范围局部高压区,但对于过流速度而言,对于速度总体影响不大,但叶片间对流体的挤压作用使得叶片间的流线排布更均匀,由于导叶头部尺寸缩减,头部上下的来流冲击更为剧烈,头部原有的高湍动能区加大,由湍流涡黏场图可知,高强度区域集中表现在叶片间,低强度区域主要集中在叶片表面,优化后的高湍流涡黏场中心小范围收缩,叶片间的能量损失减小。

3.7 误差分析

根据整个导叶翼型优化过程,可以将优化结果的误差归结为 3 个阶段误差的叠加。

(1)B 样条曲线反求导叶翼型与原翼型几何参数的误差。B 样条曲线反求导过程可能引入参数化误差和数值计算误差,采用的 12 个控制点虽



(a) 压力云图 (b) 速度云图

(c) 湍动能图 (d) 湍流涡黏场图

图 15 水泵工况(左侧为原型,右侧为优化)

Fig. 15 Pumping conditions (prototype on left, optimized on right)

然可以反映出原翼型的基本形状，但仍可能无法捕捉到关键部位如活动导叶头部和尾部的细节信息。理论上控制点越多，活动导叶的详细信息捕捉得越完善，但之后的代理模型构建难度呈几何倍数增长，在满足需求的前提下，一般不必增加模型控制点。

（2）RSM－HDMR 代理模型得到的适应函数引起的误差。RSM－HDMR 代理模型通常是基于一系列假设来建立模型，活动导叶的各个控制点之间可能存在复杂的相互耦合作用，并且在构建代理模型时[23－24]，剔除了部分对综合损失系数不显著影响的因素，导致模型预测结果与实际情况存在偏差，模型预测结果均方根误差为 1.99，R^2 为 0.984，可以解释 98.4% 的预测结果，较为准确地描述综合损失系数与优化参数之间的函数关系。

（3）代理模型的预测值与反馈翼型几何参数对应的数值模拟值之间的误差。在最优工况点 RSM－HDMR 代理模型的综合损失系数预测值为 0.167，比数值模拟值高 0.002 3，这主要是代理模型的训练区间样本量决定的[10]，增加模型训练样本对数据驱动型代理模型精度的提高具有明显的效果，但所需的综合效率计算资源会呈几何级增加。所以在满足需求的前提下，一般不必增加模型训练样本。

4　结论

（1）本文将 RSM－HDMR 代理模型结合 NLPQLP 算法用于活动导叶型线优化，通过给定极角取值区间（－0.006°，0.006°），定性分析了头部、尾部等位置控制点与综合损失系数之间的相关性，得到具有高代表性的水泵水轮机活动导叶优化代理模型。

（2）水轮机工况在该开度出力区内，优化后的导叶主要提高的是最优效率点，由原先的 92.341% 提升至 92.72%，提升 0.379 个百分点。同时在其他不同流量和转速下，效率也均有提高，高效区得到拓宽。优化后叶片间对流体的挤压作用更强，改善速度与压力分布，尾端翼型的上翘使得尾部的能量耗散减小。总体来说，优化后的叶片更有利于压力能的转化，对于该开度下的水轮机工况有较好适应性。

（3）在水泵工况下，对于优化后的扬程而言，除小流量下得到的扬程偏小，最大相对误差为 2.98%，但最高效率点出现后移，其余均和数值模拟得到的结果基本保持一致。来流流经转轮后到达活动导叶，活动导叶对于整体流态的影响有限，主要表现在叶片间对流体的挤压作用更强，叶片间的流线排布更加均匀，叶片头部出现局部高湍动能区，由于涡黏场强度中心收缩，叶片间的能量损失减小，基本可以保持原有工况效率。

参　考　文　献

[1] 夏水晶. 轴流泵的叶片优化及内部流动特性研究[D]. 镇江：江苏大学，2016.
XIA Shuijing. Study on the blade optimization and inner flow characteristics of an axial flow pump[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2016. (in Chinese)

[2] 肖若富，孙卉，刘伟超，等. 预开导叶下水泵水轮机 S 特性及其压力脉动分析[J]. 机械工程学报，2012，48(8)：174－179.
XIAO Ruofu, SUN Hui, LIU Weichao, et al. Analysis of S characteristics and its pressure pulsation of pump-turbine under pre-opening guide vanes[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(8): 174－179. (in Chinese)

[3] 肖若富，孙卉，杨魏，等. 水泵水轮机预开导叶的优化分析[J]. 排灌机械工程学报，2013，31(2)：128－131.
XIAO Ruofu, SUN Hui, YANG Wei, et al. Optimization of misaligned guide vanes scheme of pump-turbine[J]. Journal of Irrigation and Drainage Machinery Engineering, 2013, 31(2): 128－131. (in Chinese)

[4] 郭建强，王少华，倪马兵，等. 导叶关闭规律对可逆式机组甩负荷工况轨迹线的影响[J]. 水电能源科学，2022，40(7)：198－201.
GUO Jianqiang, WANG Shaohua, NI Mabing, et al. Effect of closing rule of load rejection on tiack line in pumped storage plants[J]. Hydropower Energy Science, 2022, 40(7): 198－201. (in Chinese)

[5] 李琪飞，陈祥玉，蔡婷，等. 非同步导叶在不同布置方式下对机组特性影响的研究[J]. 太阳能学报，2021，42(8)：23－31.
LI Qifei, CHEN Xiangyu, CAI Ting, et al. Study on inflence of asynchronous guide vane on unit characteristics under different arrangement modes[J]. Journal of Solar Energy, 2021, 42(8): 23－31. (in Chinese)

[6] 李琪飞，陈祥玉，辛路，等. 不同开度下水泵水轮机叶道内流畸变对转轮的受力影响研究[J]. 农业机械学报，2025，56(8)：333－340.
LI Qifei, CHEN Xiangyu, XIN Lu, et al. Impact of blade passage flow distortions on runner forces in pump-turbine under different guide vane openings[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(8): 333－340. (in Chinese)

[7] 吕文娟. 非同步导叶对混流式水泵水轮机“S”特性影响研究[D]. 兰州：兰州理工大学，2014.

LÜ Wenjuan. Research on the influence of the characteristics in pump turbin with misaligned gide vanes[D]. Lanzhou:Lanzhou University of Science and Technology, 2014. (in Chinese)

[8] ZHANG F, FANG M, PAN J, et al. Guide vane profile optimization of pump-turbine for grid connection performance improvement[J]. Energy, 2023,274:127369.

[9] ZHAO Y, LI D, CHANG H, et al. Suppression effect of bionic guide vanes with different parameters on the hump characteristics of pump-turbines based on entropy production theory[J]. Energy, 2023,283:128650.

[10] 孟原, 史宝军, 张德权. Kriging-高维代理模型建模方法研究与改进[J]. 机械工程学报, 2024,60(5):249 - 263.
MENG Yuan, SHI Baojun, ZHANG Dequan. Research and improvement of Kriging - HDMR modeling method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024,60(5):249 - 263. (in Chinese)

[11] 张贺鲲, 张振东. 基于响应面模型的喷油器电磁阀动态响应特性优化研究[J]. 机械设计, 2024,41(10):143 - 150.
ZHANG Hekun, ZHANG Zhendong. Optimization study on dynamic response characteristics of solenoid valve used in fuel injector based on RSM[J]. Mechanical Design, 2024,41(10):143 - 150. (in Chinese)

[12] 孙文浩. 海底管道射流式挖沟机结构研究与喷射臂优化[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2021.
SUN Wenhao. Research on structure of submarine jet trencher and optimization of jet arm[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2021. (in Chinese)

[13] 李凤超, 樊红刚, 陈乃祥. 水泵水轮机双向流动控制优化设计[J]. 水力发电学报, 2010,29(1):223 - 228.
LI Fengchao, FAN Honggang, CHEN Naixiang. Optimum design of pump-turbine for bidirectional flow control[J]. Journal of Hydropower Generation, 2010,29(1):223 - 228. (in Chinese)

[14] QIN Y, LI D, WANG H, et al. Multi-objective optimization design on high pressure side of a pump-turbine runner with high efficiency[J]. Renewable Energy, 2022,190:103 - 120.

[15] 刘万刚, 宋述芳, 樊维超, 等. 模型替代方法在优化设计中的应用[J]. 中国工程机械学报, 2017,15(2):119 - 124.
LIU Wan'gang, SONG Shufang, FAN Weichao, et al. Comparison of different metamodeling methods for optimization design [J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2017,15(2):119 - 124. (in Chinese)

[16] YANG W, XIAO R. Multiobjective optimization design of a pump-turbine impeller based on an inverse design using a combination optimization strategy[J]. Journal of Fluids Engineering, 2014,136(1):014501.

[17] 李小艳. 基于非均匀 B 样条曲线曲面逼近方法研究[D]. 武汉:武汉理工大学, 2018.
LI Xiaoyan. Research on curve and surface approximating methods based on non-uniform B-splines[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2018. (in Chinese)

[18] 文哲男, 巴德纯, 邓文娟, 等. ISIGHT 在混流式水轮机活动导叶优化设计中的应用[J]. 机械设计与制造, 2017(5):5 - 8.
WEN Zhenan, BA Dechun, Deng Wenjuan, et al. Application of ISIGHT to optimization design of francis turbine guide vane [J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2017(5):5 - 8 (in Chinese)

[19] 李建林, 孙浩元, 赵文鼎, 等. 基于变分模态分解-多模糊控制的风电混储系统功率分配策略[J]. 上海交通大学学报,2025,59(10):1498 - 1509.
LI Jianlin, SUN Haoyuan, ZHAO Wending, et al. Power allocation strategy for wind power hybrid storage system based on variational modal decomposition-multi fuzzy control[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University,2025,59(10):1498 - 1509. (in Chinese)

[20] 李存明. 可逆式水泵水轮机导叶对性能影响的数值研究[D]. 兰州:兰州理工大学, 2013.
LI Cunming. Numerical analysis of influence of guide vane on the properties of reversible pump-turbine[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Science and Technology, 2013. (in Chinese)

[21] QIN Y, LI D, WANG H, et al. Comprehensive hydraulic performance improvement in a pump-turbine : an experimental investigation[J]. Energy, 2023,284:128550.

[22] 高琳. 可压缩 $k-\xi$ 湍流模式理论研究[J]. 西安石油大学学报(自然科学版), 2020,35(2):84 - 90.
GAO Lin. Theoretical analysis of compressible $k-\xi$ turbulence model[J]. Journal of Xi'an Petroleum University (Natural Science Edition), 2020,35(2):84 - 90. (in Chinese)

[23] MIAO S, YANG J, SHI G, et al. Blade profile optimization of pump as turbine[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2015,7(9):1 - 9.

[24] 国网新源控股有限公司. 抽水蓄能机组及其辅助设备技术——水泵水轮机[M]. 北京:中国电力出版社, 2019.