

水泵水轮机转轮叶片尾缘型线多目标优化

李琪飞^{1,2} 刘洋¹ 郭明¹ 唐红强¹ 杨梓豪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: 针对抽水蓄能电站水泵水轮机在双工况下效率提升与运行稳定性的工程需求, 提出了一种结合径向基函数 (RBF) 代理模型与非支配排序遗传算法 (NSGA-II) 的多目标优化方法, 对转轮叶片尾缘的 4 个关键控制点 (P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4) 进行参数化设计。首先采用改进的最优拉丁超立方抽样生成 60 组样本, 并在 ANSYS CFX 中完成数值模拟, 建立以水泵效率与水轮机效率为输出的 RBF 预测模型, 其总体预测误差控制在 2% 以内。随后利用 NSGA-II 算法对目标函数进行优化寻优, 获得水轮机工况效率 95.67% 与水泵工况效率 92.28% 的帕累托最优解, 对比原型转轮分别提升约 4.01 个百分点与 0.921 个百分点。对优化前后叶片流场的分析结果表明, 高压峰值削弱、低压涡核收缩且尖端泄漏涡显著抑制; 研究表明, 所提出的 RBF-NSGA-II 多目标优化方法能够在有限样本下高效地探索设计空间, 实现水泵水轮机双向效率的同步提升, 为高效、稳定的抽水蓄能机组优化设计提供了有效的理论支撑与工程参考。

关键词: 水泵水轮机; 抽水蓄能; 尾缘翼型; 径向基函数; NSGA-II; 多目标优化

中图分类号: TK734 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2026)19-0300-10

OSID:



Multi-objective Optimization of Trailing-edge Profile of Pump-turbine Runner Blades

Li Qifei^{1,2} Liu Yang¹ Guo Ming¹ Tang Hongqiang¹ Yang Zihao¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems of Gansu Province, Lanzhou 730050, China)

Abstract: The engineering demand for improving efficiency and operational stability of pump-turbine units in pumped-storage power plants under both pump and turbine modes was addressed by proposing a multi-objective optimization approach that combined a radial basis function surrogate model with the non-dominated sorting genetic algorithm II. Four key control points (P_1 , P_2 , P_3 , P_4) of the runner-blade trailing-edge profile were parameterized. An improved optimal Latin hypercube sampling scheme was employed, 60 design cases were generated, and numerical simulations were performed in ANSYS CFX. A predictor with pump efficiency and turbine efficiency as outputs was established; its overall prediction error was maintained below 2%. The objectives were optimized with NSGA-II, and a Pareto-optimal solution was obtained, yielding turbine-mode and pump-mode efficiencies of 95.67% and 92.28%, which represented increases of 4.01 and 0.921 percentage points over the prototype, respectively. Flow-field comparisons revealed attenuated high-pressure peaks, contracted low-pressure cavitation cores, and a marked suppression of tip-leakage vortices after optimization. These results demonstrated that the proposed RBF-NSGA-II framework efficiently explored the design space with limited samples, achieved simultaneous efficiency gains in both operating modes, and provided robust theoretical support and practical guidance for the high-efficiency, stable design of pumped-storage pump-turbine units.

Key words: pump-turbine; pumped storage; trailing edge airfoil; radial basis function; NSGA-II; multi-objective optimization

收稿日期: 2025-06-18 修回日期: 2025-07-01

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.cn

0 引言

水泵水轮机作为一种重要的能源转换设备,在抽水蓄能电站中起着重要作用,通过其储能与负荷调节功能,有效提高了电网的稳定性,并推动了能源结构的优化^[1]。转轮设计是水泵水轮机运行效率的核心因素,尤其是叶片几何形状,直接影响设备的水力性能和整体效率。因此,针对转轮设计的优化尤为关键,特别是在能源需求日益复杂的背景下,提升水泵水轮机效率已成为技术发展的重点课题。

现有优化算法的发展推动了复杂流体机械设计的智能化。多目标优化算法,如遗传算法(GA)、粒子群优化(PSO)等,已在离心泵、风机和压缩机的叶片优化中得到广泛应用^[2-3]。这些算法在提升水力性能的同时,能够有效平衡效率和稳定性之间的矛盾。然而,传统优化算法在处理复杂非线性问题时,可能面临局部极值和计算效率低下的挑战。为了克服这一问题,研究者提出了基于径向基函数(RBF)模型与非支配排序遗传算法(NSGA-Ⅱ)的结合方法^[4]。这一方法不仅具有全局搜索的优势,还能通过 RBF 模型的局部插值能力,有效应对复杂设计空间中的非线性问题^[5]。

遗传算法在流体机械中的应用已有显著成果。例如,Wang 等^[6]将 NSGA-Ⅱ 与人工神经网络(ANN)结合,优化了离心泵叶轮的几何形状,显著提升了复杂工况下泵的水力性能。类似地,马文生等^[7]通过结合神经网络与遗传算法,优化了离心泵的抗汽蚀性能,显著提高了泵的运行稳定性;张金凤等^[8]通过高维混合模型优化离心泵叶轮的子午面几何形状,提升了复杂工况下的水力性能。此外,赵伟国等^[9]通过 NSGA-Ⅱ 算法对低比转速离心泵叶片的几何参数进行多目标优化,成功提高了设备效率和适应性。

相比之下,水泵水轮机的优化研究相对集中在转轮前缘(高压侧),特别是在叶片高压侧(即前缘)几何形状的优化方面取得了显著成果^[10-12]。然而,在复杂工况下,尤其是瞬态工况或部分负荷条件下,流体的非定常性引发了流动分离、回流等现象^[13],这不仅影响设备的运行稳定性,还加剧了空化现象的发生^[14]。尽管叶片前缘的优化能够显著提升水泵水轮机的运行效率,但叶片尾缘形状对流体分离、能量损失及压力脉动的影响同样关键,近年来,针对水泵水轮机尾缘形状优化的研究逐渐引起了关注。Zhang 等^[15]通过优化转轮叶片尾缘翼型,将导叶中的压力脉动降低了约 15%,显著提升了水泵水轮机的运行稳定性。进一步的国内研究聚焦于叶片低压

边几何与空化耦合机理:宁楠等^[16]通过缩短叶片弦长并调整尾缘曲率,削弱局部负压峰值并推迟空化初生;阮辉等^[17]指出低压边轴面后移能均化高水头工况下的叶道压差,抑制脱体涡诱导空化。上述研究表明,尾缘的优化设计能够有效提升设备的流体稳定性,并改善整体水力性能。这为水泵水轮机尾缘优化在减少压力脉动、提高运行稳定性方面提供了有力支持。

水泵水轮机与离心泵在叶片设计上有许多相似之处,特别是在进口边优化方面,离心泵的研究为水泵水轮机的尾缘优化提供了重要的借鉴。例如,陈建芳等^[18]的研究表明,通过优化单叶片离心泵叶片进口边的位置,泵的流量、扬程和抗汽蚀性能得到了显著改善;赵万勇等^[19]进一步验证了进口边几何优化对多叶片离心泵性能的提升作用。此外,叶轮进口几何形状对泵的空化性能也有显著影响^[20]。

当前针对水泵水轮机叶片尾缘的优化研究相对不足,但尾缘形状显著影响着设备的流动稳定性和能量效率。因此,转轮尾缘流动控制已成为亟待研究的关键课题。本文提出一种结合径向基函数(RBF)代理模型与非支配排序遗传算法(NSGA-Ⅱ)的多目标优化方法,以尾缘关键控制点为设计变量,开展数值模拟与优化分析,以期同步提高水泵水轮机双工况运行效率与稳定性,为抽水蓄能机组优化设计提供技术支持。

1 计算模型和数值计算

1.1 研究对象

本文选择的研究对象为某抽水蓄能电站的水泵水轮机。采用按比例缩小的模型机进行研究,确定了缩放比例为 1:10.967。使用模型机代替原型机进行分析,能够在降低计算复杂度的同时,确保研究结果的可靠性^[21],基于相似理论的换算公式为

$$Q_{vp} = Q_{vm} \frac{n_p}{n_m} \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^3 \tag{1}$$

$$H_p = H_m \frac{g_m}{g_p} \left(\frac{n_p D_p}{n_m D_m} \right)^2 \tag{2}$$

$$P_p = P_m \frac{\rho_p}{\rho_m} \frac{n_p^3}{n_m^3} \frac{D_p^5}{D_m^5} \frac{\eta_m}{\eta_p} \tag{3}$$

式中 Q_v ——体积流量 n ——转速
 D ——转轮直径 H ——扬程
 g ——重力加速度 η ——效率
 P ——功率 ρ ——密度

下角标 p 表示原型机数据, m 表示模型机数据。

1.2 模型建立及网格划分

本文研究的水泵水轮机模型流体域包含蜗壳、

固定导叶、活动导叶、转轮以及尾水管 5 部分。在水轮机工况下,水流从蜗壳进入,经过导水机构,在转轮区域实现能量转换,最后通过尾水管排出。针对模型中的各个过流部件,本文使用三维建模软件 CREO 对其进行独立建模,并最终组装成整体流体模型,如图 1、2 所示。模型主要参数如表 1 所示。

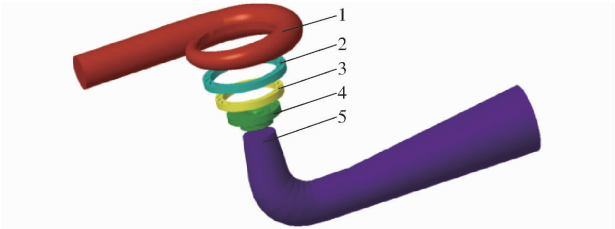


图 1 模型水泵水轮机计算区域

Fig. 1 Calculation area of model pump turbine

1. 蜗壳 2. 固定导叶 3. 活动导叶 4. 转轮 5. 尾水管

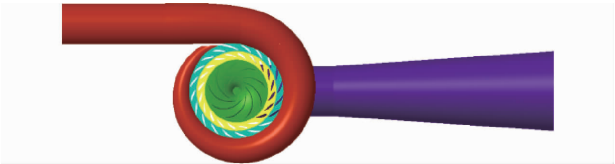


图 2 目标水泵水轮机计算域

Fig. 2 Calculation domain of target pump-turbine

表 1 模型水泵水轮机几何参数

Tab. 1 Geometry parameters of pump-turbine

参数	数值
叶片数量/个	9
活动导叶数量/个	20
转轮高压侧直径/mm	473. 6
蜗壳进口直径/mm	315
导叶高度 b_0 /mm	66. 72
固定导叶数量/个	20
转轮低压侧直径/mm	300
尾水管出口直径/mm	660
蜗壳包角 $\varphi_0/(^{\circ})$	343

本文使用 ICEM 软件对水泵水轮机的流体域进行网格生成。为了兼顾计算效率与精度,在转轮区域采用了高精度的六面体结构化网格划分。对于蜗壳和尾水管部分,采用“O”形分块方式,以适应其复杂的流动路径。转轮叶片区域由于其特殊的流动特性,采用“Y”形分割方式,以保证对其流场的准确捕捉,图 3 展示了最终的网格划分结果。

为确保计算结果不受其他条件变化的显著影响,计算前首先进行网格独立性验证。定义误差为 η_{ic}/η_{te} 。 η_{ic} 为计算得到的水轮机工况效率, η_{te} 为实验得到的水轮机工况效率。如图 4 所示,随着网格数量的增加,误差逐渐减小,但当网格数量增加到一定水平后,误差趋于平稳。当网格数量超过 $6.73 \times$

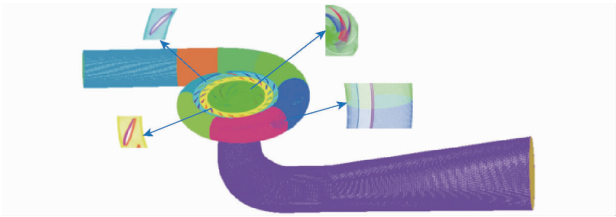


图 3 水泵水轮机全流域网格划分结果

Fig. 3 Fluid domain meshing of unit model

10^6 时,误差变化不再显著,且此时误差已经小于 2. 3%。基于精度和计算经济性,最终确定网格数量为 6.79×10^6 。

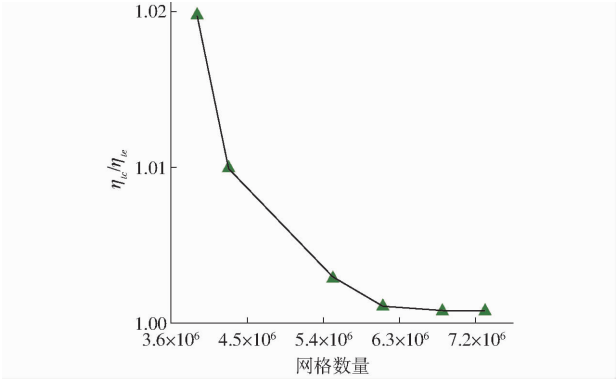


图 4 网格独立性验证

Fig. 4 Grid independence verification

本研究采用基于 ANSYS CFX 的数值模拟,流体介质为水,温度设定为 25℃,密度为 1 000 kg/m³。壁面条件为无滑移(no-slip)。在水泵水轮机作为水轮机工况下,流体域的入口设为蜗壳进口,并应用给定的质量流量作为入口边界条件,确保入口流体动量与实际工况相匹配。出口边界条件则设置在尾水管出口,采用自由出流边界条件。自由出流边界假设出口处压力梯度为零,流体以无阻力的形式离开流域,从而简化尾水管区域的流动处理。

在水泵水轮机作为水泵工况下,入口设定为尾水管出口,同样使用给定的质量流量作为入口边界条件。出口边界条件设置在蜗壳入口,并采用压力出口边界,出口压力设定为 101 325 Pa。交界面区域通过 interface 面进行耦合,收敛判定准则设定为计算流域内所有控制单元的平均残差小于 10⁻⁵,以确保不同流动区域之间的无缝衔接和准确的流场计算。

2 实验测试

本研究中的实验数据采用哈尔滨大电机研究所水力发电设备全国重点实验室进行模型水泵水轮机实验获得,图 5 为水泵水轮机实验平台示意图及实验平台。

在本研究中,基于所使用的实验台和数值模拟



图 5 实验平台示意图
Fig. 5 Test platform diagram

设置,对带初始叶片的水泵水轮机组进行了模型实验与数值模拟。图 6 展示了各工况下数值模拟与实验获得的效率对比情况。可以看出,在所研究的设计工况点下,效率的变化趋势基本一致,且差异保持在相应工况点允许的偏差范围内。其中,在高流量条件下,最大误差达到 2.74%,模拟结果与实验结果之间的误差在合理范围内,所以,文中所建立的数值模拟方法能正确模拟出水泵水轮机双工况下的工作特性。

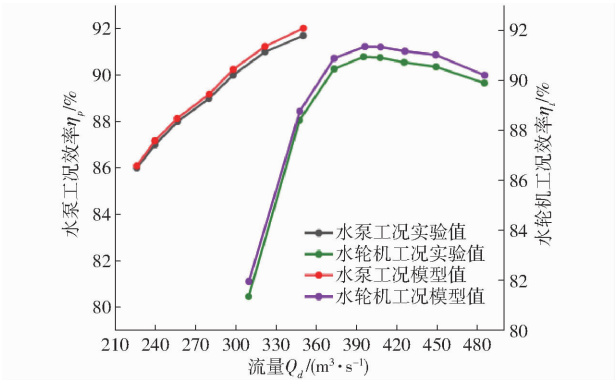


图 6 双工况下实验与模拟效率曲线

Fig. 6 Comparison chart of experimental and simulated efficiency curves under dual working conditions

3 水泵水轮机转轮多参数优化

3.1 优化参数选择以及优化目标

由于水泵水轮机转轮结构的限制,转轮的下环出口直径 D_{1s} 、上冠出口直径 D_{1h} 、进口直径 D_2 、进口宽度 b_2 以及上冠下环的形状保持不变,本文主要考虑对转轮叶片型线进行修改,在流面上叶片型线如图 7 所示。流面是一个空间曲面,直接在流面上画流线,不容易表现流线形状和角度的变化规律,因此将流面转换为圆柱面,再将圆柱面沿着母线切开,得到叶片骨线二维平面图,随后,流线根据预定的标记在展开的平面上进行描绘,然后再映射回相应的流动面。

图 7 示出了水泵水轮机及其叶片的流动面,通过设置一组沿轴向方向排列、相邻切割面间夹角为 $\Delta\theta$ 的切割面,结合垂直于轴线的径向切面,可将复杂的流动面离散为多个扇形子区域。当这些扇形的轴向弧长 Δs 与圆周弧长 Δu 相等,且区域划分足够精细时,各子区域可视为等边平面单元。尽管从进

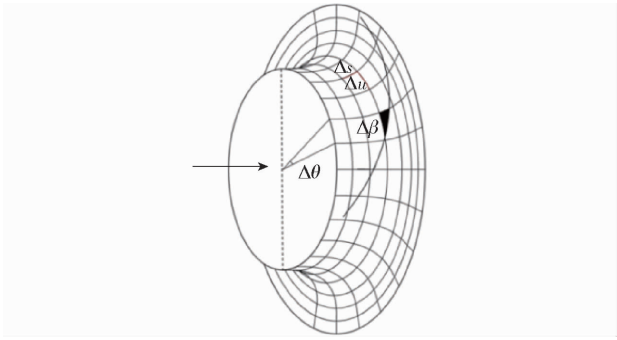


图 7 转轮叶片型线图

Fig. 7 Profile of runner blade

口到出口这些单元面积逐渐增大,但通过角度保持变换,即保角变换(conformal mapping)方法,可实现在展开过程中流线与圆周方向夹角的一致性,使角度关系在二维和三维间得以保持,这种角度相似性为叶片轮廓的平面映射提供了数学基础。

在二维展开图中,沿轴向方向截取叶片的分布位置,可获得一系列代表不同轴向位置的轮廓点。将这些点映射至轴面后,即可形成叶片在轴面上的投影曲线,构建出轴面截线。由于展开过程中流线与圆周方向夹角的一致性,这些轴面截线能够较为准确地反映三维空间中流动路径的实际走向,并确保与实际叶片几何形态之间的良好对应关系,如图 8 所示。图 9 对比展示了叶片前缘在优化前与优化后的三维几何差异,直观说明 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 调整所带来的局部外展效果。

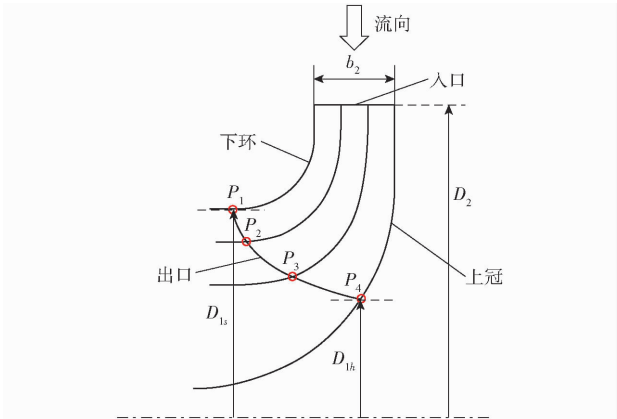


图 8 转轮轴面流程图

Fig. 8 Cross-sectional view of shaft surface of rotating wheel

在叶片型线中,控制叶片前缘的轴面截线形状对流体的进入角度和流动状态有着重要影响,进而影响到转轮的整体性能。为此,本研究选取位于叶片前缘不同高度的 4 个关键控制点 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 ,分别布置在上冠流线、下环流线及两条中间流线上,并仅允许各点沿其所属流线方向移动。控制变量采用弧长坐标 δ (单位:mm)表示,即以流线起点为零点对累计弧长进行定量描述;相较于笛卡尔横纵坐

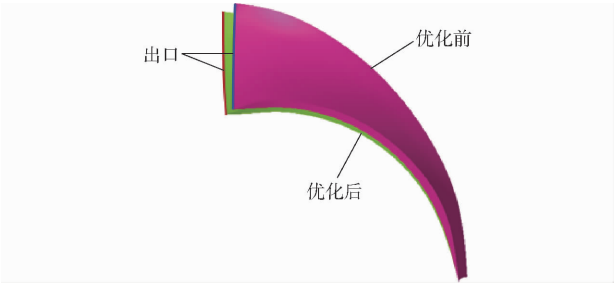


图9 叶片三维前缘对比图

Fig. 9 Three-dimensional leading edge comparison of blade

标,这种参数化方式可避免多维耦合导致的复杂定位问题。

3.2 建立样本数据库

为了建立合理的径向基函数模型分析,需要对设定的参数选定合理范围进行抽样。若控制点沿弧长坐标 δ 的位移过大($-1\text{ mm}\leq\Delta\delta\leq1\text{ mm}$),将导致相邻轴面流线间距过度拉伸或压缩,迫使前缘局部曲率半径骤变并导致壁厚减薄、叶片畸形扭曲,当最大等效应力超出材料屈服强度时,叶片将出现塑性变形和长周期疲劳裂纹,最终可能导致整体叶型失稳甚至断裂。若位移过小($-0.1\text{ mm}\leq\Delta\delta\leq0.1\text{ mm}$)又不足以提供足够的几何激励,导致代理模型难以准确识别前缘优化对水力性能的影响。因此,本文以各参数点初始位置 δ_0 为基准,选取 $\pm0.5\text{ mm}$ 作为优化范围,具体参数范围及初始位置坐标如表2所示。

表2 参数控制点优化范围

mm			
控制点	上限 $\delta_{\max}$	初始值 δ_0	下限 $\delta_{\min}$
P_1	8.739 878	8.239 878	7.739 878
P_2	11.832 4	11.332 4	10.832 4
P_3	13.823 457	13.323 457	12.823 457
P_4	14.342 027	13.842 027	13.342 027

选取水泵水轮机以双工况进行运转,其约束条件定为双工况效率超过原定模型效率为可接受的解,且开度为 27° 的设计工况下运行时的水轮机效率 $\max(f_1)$ 、水泵效率 $\max(f_2)$ 为目标函数 $\min F$,选取控制叶片前缘的4个控制点作为优化参数,其数学模型可表示为

$$\begin{cases} \max(f_1)=\eta_1 & (\eta_1>91.6\%) \\ \max(f_2)=\eta_2 & (\eta_2>91.36\%) \\ \min F=1/(\max(f_1)+\max(f_2)) \end{cases} \quad (4)$$

最优拉丁超立方设计(LHS)^[22]改进了随机拉丁超立方设计的均匀性,使因子和响应的拟合更加精确真实,具有非常好的空间填充性和均衡性。通

过模拟退火或遗传算法等优化手段,调整样本点的位置,使其在各维度上均匀且独立地分布,最大程度地覆盖变量空间。优化的样本分布增强了对变量空间的全局覆盖,避免了重要区域的遗漏。

采用最优拉丁超立方对优化参数在限定范围内进行抽样,其最小抽样数 S 与变量数 T 的关系为 $S=(T+1)(T+2)/2$,考虑到样本数与代理模型的精度有直接关系,最后采取样本数为60个,部分数据如表3所示。

表3 部分样本数据

Tab.3 Partial sample data

控制点	控制点	控制点	控制点	水轮机工况	水泵工况
P_1/mm	P_2/mm	P_3/mm	P_4/mm	效率/%	效率/%
8.265	10.849	13.434	13.969	93.930 890	91.507 422 5
8.316	11.222	13.247	13.393	92.810 291	91.789 669 9
7.960	11.612	12.857	13.715	92.557 767	91.539 883 0
8.079	11.527	13.790	13.783	89.426 066	90.140 969 7
8.045	11.290	13.688	13.410	91.672 419	91.230 132 5
8.164	11.070	13.366	14.342	92.645 637	91.407 855 3
7.875	11.714	13.468	13.935	89.751 380	90.413 731 6
8.689	11.171	12.925	13.850	92.553 355	91.806 823 2
8.384	11.392	13.485	13.698	90.331 495	90.619 540 1
8.587	11.544	13.518	13.359	89.061 430	90.559 759 4
7.892	11.104	13.281	13.376	95.105 278	90.990 197 1
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
8.503	11.154	12.976	14.274	92.532 933	91.809 805 5
7.926	11.578	13.756	14.206	89.273 907	89.738 371 9
8.672	11.426	13.146	13.545	90.524 707	90.971 744 3
8.553	11.731	12.908	13.681	89.860 586	90.895 676 9
7.791	11.324	13.417	14.291	92.220 208	90.751 554 6

3.3 RBF 模型建立

针对水泵水轮机转轮叶片几何参数与双向工况性能的非线性映射问题,本研究基于 Matlab 平台构建了一种改进的径向基函数神经网络模型。该模型以控制转轮叶片叶型的4个关键点的单坐标参数 $P_1、P_2、P_3、P_4$ 作为输入层变量,以水泵正向工况与水轮机反向工况下的最高效率($\eta_{tc}、\eta_{pc}$)为双目标输出,用于表征多工况性能与叶型参数的复杂关联。网络拓扑结构如图10所示。

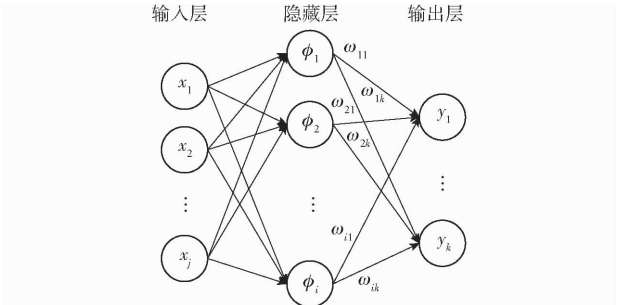


图10 RBF神经网络示意图

Fig.10 Schematic of RBF neural network

网络结构包含输入层(4 节点)、隐含层(15 节点)及输出层(2 节点),输入层 x_j 对应叶片尾缘型线优化的 4 个关键控制点 (P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4),输入数据经线性归一化至 $[0,1]$ 区间后形成输入向量 $L = (P_1, P_2, P_3, P_4)$ 。隐含层 ϕ_i 选择 Gaussian 函数作为径向基网络传递函数,对输入向量进行空间映射的变换。输出层 y_k 为网络最终输出,分别对应水泵正向工况与水轮机反向工况下的效率预测值 (η_{tc} 、 η_{pc}),整个网络核心映射关系表示为

$$y_k = \sum_{i=1}^{H'} \omega_{ik} \phi_i \quad (k=1,2)$$

其中

$$\phi_i = \exp \left(- \frac{\|L - c_i\|^2}{\sigma^2} \right)$$

$$(i=1,2,\cdots,15)$$

式中 c_i ——隐含层节点的中心向量
 σ ——全局扩展常数
 ω_{ik} ——连接权重系数
 H' ——隐含层节点数

为保证模型的预测精度与泛化性能,数据集按 70% 训练、15% 验证、15% 测试划分^[23]。

图 11 为 RBF 神经网络预测和 ANSYS CFX 计算的双工况效率对比。可以看出,RBF 神经网络预测值与 ANSYS CFX 计算值之间虽然存在一定误差,但是误差小于 2%,可认为 RBF 神经网络训练的性能预测模型准确。

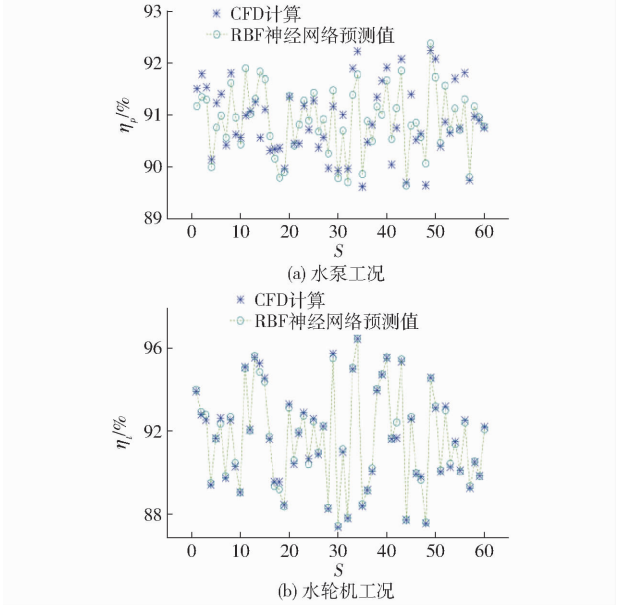


图 11 RBF 神经网络预测和 CFD 计算的双工况对比
Fig. 11 Comparison of two working conditions of RBF neural network prediction and CFD calculation

3.4 设计变量对优化变量的敏感性分析

设计变量对双向效率的敏感度如图 12 所示,4 个前缘控制点 (P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4) 的柱形均以红色表

示,说明各变量对两种工况效率的影响方向一致表现为负相关——即变量数值增大将导致效率下降。

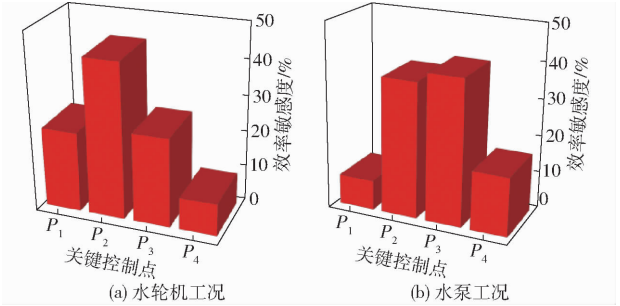


图 12 敏感度分析柱状图
Fig. 12 Bar charts of sensitivity analysis

从图 12a 可见,水轮机工况效率对控制点的敏感度由高到低依次为 P_2 、 P_3 、 P_1 、 P_4 ,其中 P_2 的影响最为显著,可视的决定性因素; P_3 和 P_1 处于次要层级,而 P_4 仅表现出微弱作用。从图 12b 可见,水泵工况效率的敏感度排序为 P_3 、 P_2 、 P_4 、 P_1 ,表明 P_3 与 P_2 共同主导水泵效率变化, P_4 对效率的影响居中,而 P_1 的单独作用最小。

综合两幅图可以看出, P_2 与 P_3 是兼顾水泵与水轮机效率提升的关键控制点, P_1 与 P_4 的单点调节空间相对有限;因此,在后续叶片前缘的几何优化中,应优先对 P_2 、 P_3 进行精细化设计,并在满足约束的前提下适度调整 P_1 、 P_4 ,以实现水泵水轮机双向效率的整体改进。

然而,单因素敏感度只揭示了控制点的独立影响,未考虑变量间耦合。为检验“完全负相关”假设并捕捉真实最优区间,本文进一步绘制了 P_2 、 P_3 与 P_1 、 P_4 组合的效率约束面,探讨多变量联动下的效率响应特征。

如图 13a 所示,水轮机效率于 $11.32\text{ mm} \leq P_2 \leq 11.38\text{ mm}$ 且 $13.60\text{ mm} \leq P_3 \leq 13.75\text{ mm}$ 区域达到 96%,而当 $P_2 \leq 11.05\text{ mm}$ 且 $P_3 \leq 13.50\text{ mm}$ 时降至 83%,沿 P_2 方向梯度最陡;对应地在图 13b 中,水泵效率在 $11.28\text{ mm} \leq P_2 \leq 11.34\text{ mm}$ 、 $13.40\text{ mm} \leq P_3 \leq 13.60\text{ mm}$ 范围维持 91% ~ 92%,而当 $P_2 \leq 11.00\text{ mm}$ 、 $P_3 \geq 13.78\text{ mm}$ 时跌至 88%。在图 13c 中,水轮机效率在 $8.25\text{ mm} \leq P_1 \leq 8.35\text{ mm}$ 、 $13.40\text{ mm} \leq P_4 \leq 13.65\text{ mm}$ 区域保持 91.8% ~ 92%,若 $P_1 \geq 8.60\text{ mm}$ 且 $P_4 \geq 14.05\text{ mm}$ 则滑落到 88.3%,并表现出对 P_1 的高敏感性;在图 13d 中,水泵效率于 $8.05\text{ mm} \leq P_1 \leq 8.15\text{ mm}$ 、 $13.55\text{ mm} \leq P_4 \leq 13.80\text{ mm}$ 区间达到 91.2% ~ 91.5%,而当 $P_1 \geq 8.30\text{ mm}$ 且 $P_4 \geq 14.25\text{ mm}$ 时同样降至 88.3%。综合可见: P_2 与 P_1 分别为两工况的主导敏感变量;维持 $11.34\text{ mm} \leq P_2 \leq 11.39\text{ mm}$ 、 $12.40\text{ mm} \leq P_3 \leq$

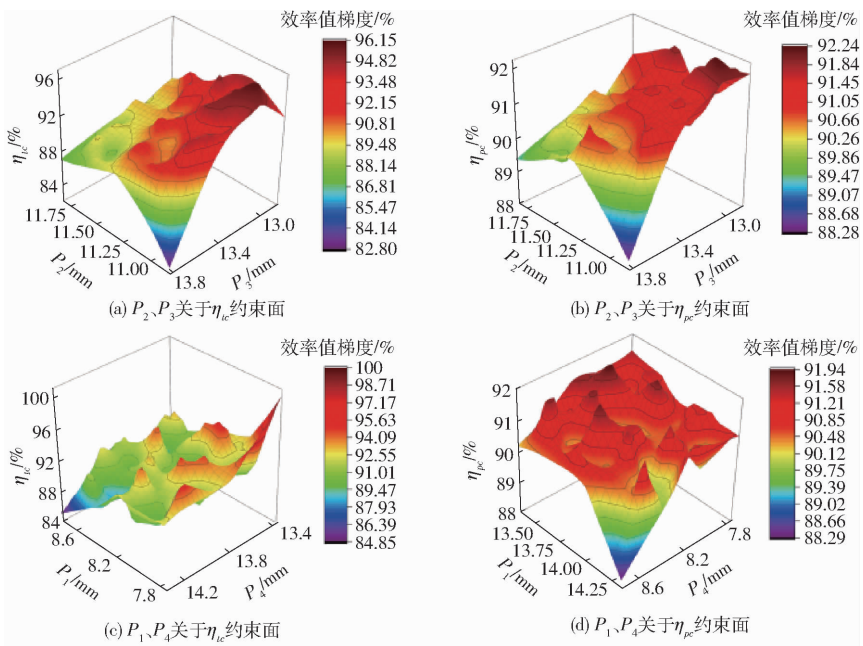


图 13 优化变量之间及与设计变量的约束面

Fig. 13 Constraint surfaces between optimization variables and design variables

13.1 mm 与 $8.05\text{ mm} \leq P_1 \leq 8.35\text{ mm}$ 、 $13.40\text{ mm} \leq P_4 \leq 13.80\text{ mm}$ 能够使水轮机与水泵效率均保持在 90% 以上,而超出上述区间,尤其是 P_2 低于 11.05 mm 或 P_1 高于 8.60 mm 时,两工况效率均会显著衰减。

3.5 NSGA-Ⅱ 遗传算法优化

针对多目标优化问题中解集收敛性与多样性难以协同提升的挑战,非支配排序遗传算法(NSGA-Ⅱ)通过融合分层排序机制与自适应多样性保持策略,为复杂工程优化提供了理论严谨的求解框架^[24]。该算法以快速非支配排序为核心,递归筛选种群中非支配层级:通过双向链表结构高效判定个体间的支配关系,将时间复杂度优化至目标数与种群规模的平方量级,显著优于传统方法的立方复杂度。精英策略通过合并父代与子代种群扩大搜索空间,优先保留高层级非支配解,同时结合拥挤距离准则筛选个体,拥挤距离通过量化目标空间中相邻解的曼哈顿距离之和,避免人为设定共享参数的主观性,确保解集分布的均匀性与延展性。遗传操作采用模拟二进制交叉与多项式变异生成子代种群,其中交叉概率与变异概率随进化代数动态调整,初期侧重全局探索,后期强化局部开发,平衡搜索效率与精度。针对工程参数的实际物理约束,算法引入边界修复算子,通过投影映射强制修正越界解,确保解的可行性。

3.6 NSGA-Ⅱ 优化结果

本文中设置初始种群个体数为 200,种群遗传代数为 800 代,遗传过程中种群个体的交叉率和变

异率分别取 0.9 和 0.65。

经过改进 NSGA-Ⅱ 遗传算法多目标寻优得到最佳方案目标函数预测值 η_{ic} 为 95.12%, η_{pc} 为 92.08%,经过 ANSYS CFX 数值计算后最终得到 η_{ic} 为 95.67%, η_{pc} 为 92.28%,优化后控制叶片型线 4 个参数变化如图 14 所示,通过与原型转轮的二维型线对比:控制点 P_1 由 8.239 878 mm 变为 8.299 mm,控制点 P_2 数值由 11.332 4 mm 变为 11.375 mm, P_3 控制点数值由 13.323 457 mm 变为 12.874 mm, P_4 控制点数值由 13.842 027 mm 变为 13.596 mm。图 14 为优化后转轮与初始转轮叶片对比图。

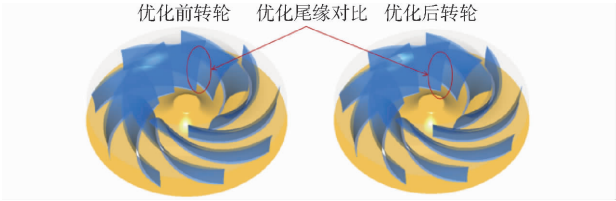


图 14 优化前后转轮叶片对比

Fig. 14 Comparison of rotor blades before and after optimization

为保证性能对比的可追溯性,本研究将原始机组与优化机组均置于统一设计工况:活动导叶开度 $\theta = 27^\circ$,水轮机工况单位转速 $n_{it} = 53.780\ 08\text{ r/min}$ 、单位流量 $Q_{it} = 0.710\ 6\text{ m}^3/\text{s}$,水泵工况单位转速 $n_{ip} = 130\text{ r/min}$,单位流量 $Q_{ip} = 0.827\ 3\text{ m}^3/\text{s}$ 。其性能对比如表 4 所示:水轮机工况效率提高约 4.01 个百分点,水泵工况效率提高约 0.921 个百分点,水泵工况扬程增幅 0.372 m。最优解与原始未优化机组

相比,机组在双工况下都达到了一个较优的工作效率。

表 4 最优解和初始机组性能对比

Tab.4 Comparison of optimal solution and initial unit performance

参数	原始机组	优化后机组	提高度
水泵工况效率/%	91.355 329 2	92.276 123 2	0.920 794 个百分点
水轮机工况效率/%	91.660 902 77	95.668 709 1	4.007 806 32 个百分点
水泵工况水头 H/m	48.399 154	48.771 018	0.371 864 m

3.7 优化前后内部流场分析

图 15a 为水轮机工况优化前后转轮流速图,优化前轮毂过渡区内的流线紧密回卷并呈螺旋汇聚,蓝绿低速核心沿叶片尾缘径向外扩,伴随明显交错的剪切条纹,显示出强烈的回流卷涡与能量滞留;优化后该低速核心被显著压缩且速度等级提升为青绿区,流线螺距拉长、径向分布对称,原有剪切条纹消失,表明叶片尾缘回流被抑制、二次流动削弱,主流在毂区的附着性与径向均匀性得到明显改善。

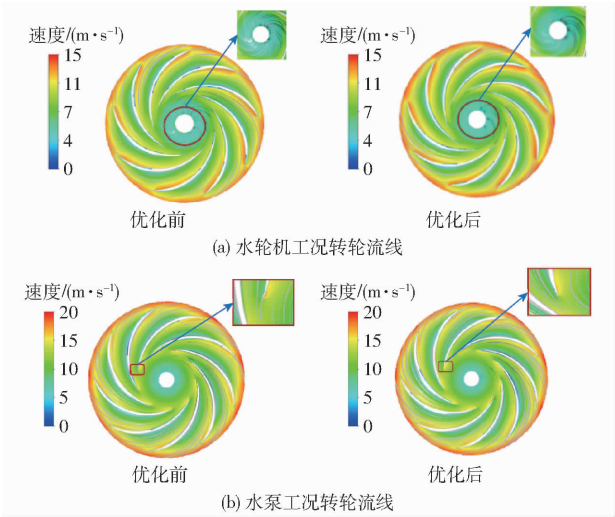


图 15 转轮流线图

Fig. 15 Rotation line charts

图 15b 为水泵工况优化前后转轮叶片流速图,在水泵工况优化前的流线分布图中,红色圆圈所示区域位于叶片叶尖靠近低压面处,流线在该区域呈现明显卷聚并局部挤压,局部流线间距迅速减小并伴随方向突变,形成一条由主流区脱出的高曲率副流,表现出典型的尖端泄漏涡结构。这种流动特征常由叶尖处压力面至低压面间存在的压差驱动,诱发局部流体跨越叶片顶端形成绕流涡核,进而引起该区域速度陡升与剪切增强。优化后,在相同区域内,原先卷聚的流线被明显展开,局部流线方向与叶

片轮廓基本平行,未再出现强烈的回卷结构,速度等值线更为均匀,流线过渡顺畅,说明叶尖泄漏通道被有效削弱。此变化与整流道流场特征密切相关:优化后的叶片几何改善了叶尖区的压力分布,有效抑制了泄漏涡的生成,减弱了主-副流干扰,从而减弱了剪切层发展,提升了叶片尾迹处的流动附着性与轴向通畅性。

图 16 所示为水轮机工况叶片压力分布,图 16a 为工作面静压分布,优化前叶片顶部呈连续红-橙高压带,沿弦向和叶高方向梯度突变;优化后,高压峰值削弱至黄-橙区,压力等值线由紧密断层转为平滑分级,表现为峰值静压降低、载荷更均匀且沿叶高分布趋于线性。背面静压分布(图 16b)中,优化前顶部仍保留橙红高压而中、下叶高出现突兀的青-蓝低压凹陷,显示局部压力骤降与潜在分离区;优化后,该低压凹陷扩展并与周围蓝区连续融合,顶部高压减弱为黄绿,压力梯度整体平缓,表明吸力面低压区被均匀拉伸,高压集中得到释放,从而减小局部脉动并改善吸力面附着流动。

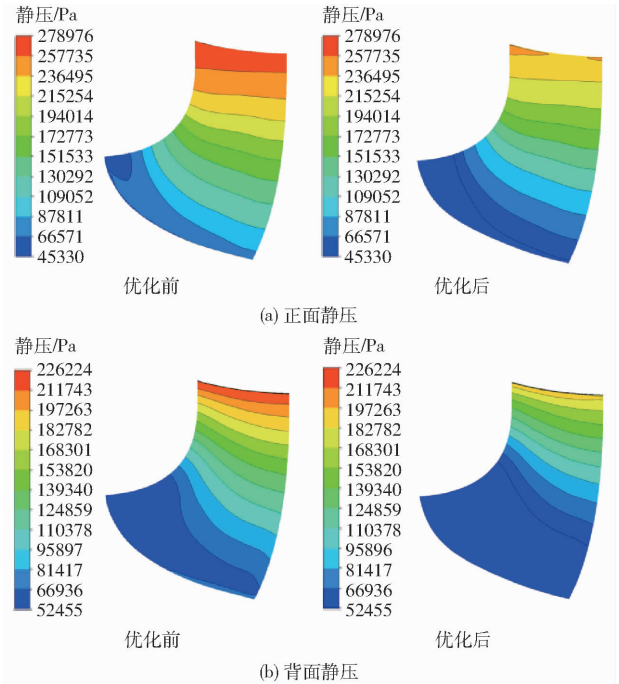


图 16 水轮机工况转轮叶片压力分布图

Fig. 16 Pressure distribution map of runner blades in turbine operating conditions

图 17 所示优化前与优化后转轮在双工况下 0.5 倍叶高处叶片的压力分布,在 0.5 倍叶高位置,水轮机工况的静压曲线显示优化引起显著载荷再分配:相对弦长 0 附近的峰值静压由初始叶片约 $2.8 \times 10^5 \text{ Pa}$ 降至 $2.4 \times 10^5 \text{ Pa}$,随后红色曲线沿弦向的衰减斜率减缓且压差带宽整体压缩,表明叶前段高压峰被削弱、载荷峰值向后推移,压力梯度更加平

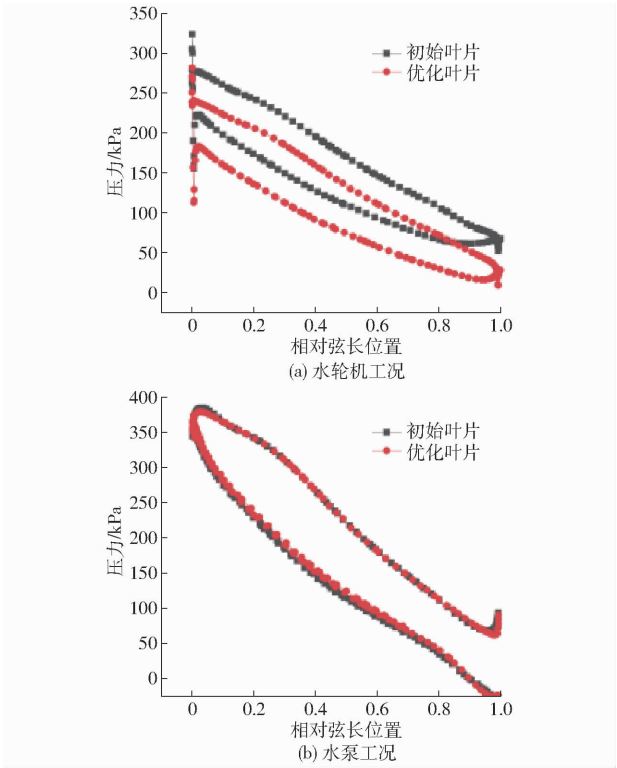


图 17 转轮叶片 0.5 倍叶高处压力曲线

Fig. 17 Pressure curves at 0.5 times blade height of runner

滑,可降低攻角突变及边界层分离风险;而在水泵工况,优化前后曲线几乎重合,仅在相对弦长 0.15 ~ 0.35 区间红色曲线略高、尾缘处略低,说明几何调整主要维持原有水泵工况压力分布,仅微幅抬升中弦段静压并收敛尾缘压差以抑制局部分离,整体载荷变化温和。二者对比揭示:本次叶片外形优化对

水轮机侧的高压峰削减和压力梯度均化作用显著,而对水泵侧仅作细微修正以保持泵送性能,体现了双向权重不对称的设计取向。

4 结论

(1) 本研究以转轮叶片尾缘 4 个控制点 (P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4) 作为优化设计变量。这 4 个点分别位于叶片尾缘轮廓关键位置,对流场结构和水力性能敏感性高,通过优化能够有效调节叶片出口流动特性,从而改善水轮机和水泵工况下的水力性能。

(2) 构建了基于 60 组拉丁超立方抽样的 RBF 代理模型,模型预测精度较高,效率预测误差控制在 2% 以内。结合 NSGA-Ⅱ 多目标遗传算法进行优化迭代,通过 800 代计算,实现了水轮机工况效率提升 4.01 个百分点、水泵工况效率提升约 0.921 个百分点的优化目标,证明了所采用方法的有效性与可靠性。

(3) 采用 CFD 数值模拟方法对优化后的转轮结构进行了详细的流场分析,结果表明优化设计显著改善了转轮内部压力分布,削弱了高压环带,低压涡核区域明显收缩,压力梯度趋于平缓,显著抑制了尖端泄漏涡的形成,有效降低了转轮表面的空化倾向。此外,优化后的转轮叶片出口流动更加均匀稳定,有效提高了整体机组内部的流动状态,使得水泵与水轮机工况下的运行更加平稳,进一步提升了机组整体的运行稳定性和可靠性。

参 考 文 献

[1] 梅祖彦. 抽水蓄能发电技术[M]. 北京:机械工业出版社,2000.

[2] Meng F, Wang L, Xiao Y, et al. Multi-objective optimization for the impeller parameters of centrifugal fan based on kriging model and GA-PSO algorithm[J]. Recent Patents on Mechanical Engineering, 2018, 11(3): 242-250.

[3] Omid M, Liu S, Mohtaram S, et al. Improving centrifugal compressor performance by optimizing the design of impellers using genetic algorithm and computational fluid dynamics methods[J]. Sustainability, 2019, 11(19): 5409.

[4] Deb K, Agrawal S, Pratap A, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-Ⅱ[J]. IEEE Trans. Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182-197.

[5] 赖宇阳. 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.

[6] Wang W, Osman M K, Pei J, et al. Artificial neural networks approach for a multi-objective cavitation optimization design in a double-suction centrifugal pump[J]. Processes, 2019, 7(5): 246.

[7] 马文生,白危宇,李方忠,等. 基于神经网络与遗传算法的离心泵汽蚀性能优化设计[J]. 中国农村水利水电, 2024(3): 206-213,224.

Ma Wensheng, Bai Weiyu, Li Fangzhong, et al. Optimization design of centrifugal pump cavitation performance based on neural network and geneticalgorithm[J]. China Rural Water Conservancy and Hydropower, 2024(3): 206-213,224. (in Chinese)

[8] 张金凤,俞鑫厚,高淑瑜,等. 基于高维混合模型的离心泵叶轮子午面优化设计[J]. 排灌机械工程学报, 2024, 42(4): 325-332.

Zhang Jinfeng, Yu Xinhou, Gao Shuyu, et al. Optimization design of meridional surface of centrifugal pump impeller based on high-dimensional hybrid model[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2024, 42(4): 325-332. (in Chinese)

[9] 赵伟国,夏添,省袁志,等. 基于 NSGA-Ⅱ 遗传算法的低比转速离心泵多目标寻优[J]. 兰州理工大学学报, 2020, 46(4): 55-61.

Zhao Weiguo, Xia Tian, Sheng Yuanzhi, et al. Multi-objective parameters optimization of low specific speed centrifugal pumps

based on NSGA-II genetic algorithm[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2020, 46(4): 55-61. (in Chinese)

[10] Qin Yonglin, Li Deyou, Wang Hongjie, et al. Optimization on high-pressure side of pump-turbine runner based on high efficiency and stability criterion via multi-objective genetic algorithm method[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2023, 237(8): 1743-1761.

[11] Qin Y L, Li Donglin, Wang Haotian, et al. Parametric design and multi-objective optimization on blade high-pressure side of a pump-turbine[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2022, 1079(1):012040.

[12] Qin Yonglin, Li Deyou, Wang Hongjie, 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.

[13] Li X,Dong H,Lu Y, et al. Study on transient flow characteristics of pump turbines during no-load condition in turbine mode startup[J]. Water, 2024, 16(19): 2741.

[14] Fu X,Li D,Wang H, et al. Numerical simulation of the transient flow in a pump-turbine during load rejection process with special emphasis on hydraulic acoustic effect[J]. Renewable Energy, 2020, 155: 1127-1138.

[15] Zhang Fangfang, Xiao Ruofu, Zhu Di, et al. Pressure pulsation reduction in the draft tube of pump turbine in turbine mode based on optimization design of runner blade trailing edge profile[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 59:106541.

[16] 宁楠,赖喜德,李萍. 短叶片低压边对水泵水轮机空化性能的影响[J]. 水力发电学报, 2019, 38(5): 97-105. Ning Nan, Lai Xide, Li Ping. Effects of low pressure edges of short blades on cavitation performance of pump-turbine[J]. Journal of Hydroelectric Power, 2019, 38(5): 97-105. (in Chinese)

[17] 阮辉,廖伟丽,罗兴铸,等. 叶片低压边的轴面位置对高水头水泵水轮机空化性能的影响[J]. 农业工程学报, 2016, 32(16): 73-81. Ruan Hui, Liao Weili, Luo Xingqi, et al. Effects of low pressure meridional position on cavitation performance for high-head pump-turbine[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(16): 73-81. (in Chinese)

[18] 陈建芳,施卫东,张德胜. 叶片进口边位置对单叶片离心泵性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2021, 39(11): 1093-1099. Chen Jianfang, Shi Weidong, Zhang Desheng. Influence of blade inlet edge position on performance of single-blade centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2021,39(11): 1093-1099. (in Chinese)

[19] 赵万勇,郭强. 叶片进口边位置对离心泵性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2019, 37(7): 568-573. Zhao Wanyong,Guo Qiang. Effects of blade leading edge position on hydraulic performances of centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2019,37(7): 568-573. (in Chinese)

[20] Zhang S,Zhang R,Zhang S, et al. Effect of impeller inlet geometry on cavitation performance of centrifugal pumps based on radial basis function[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2016, 2016: 6048263.

[21] 王福军. 水泵与泵站流动分析方法[M]. 北京:中国水利水电出版社,2020.

[22] 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 powerhybrid storage system based on variational modal decomposition-multi-fuzzy control[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2025,59(10):1498-1509. (in Chinese)

[23] 李刚,孟增. 基于 RBF 神经网络模型的结构可靠度优化方法[J]. 应用数学和力学, 2014, 35(11): 1271-1279. Li Gang, Meng Zeng. Structural reliability optimization method based on RBF neural network model[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2014, 35(11): 1271-1279. (in Chinese)

[24] 乔俊飞,李霏,杨翠丽. 一种基于均匀分布策略的 NSGA II 算法[J]. 自动化学报, 2019, 45(7): 1325-1334. Qiao Junfei, Li Fei, Yang Cuili. An NSGA II algorithm based on uniform distribution strategies[J]. Journal of Automation, 2019, 45(7): 1325-1334. (in Chinese)