

液环真空泵叶轮与壳体型线的协同优化

张人会^{1,2}, 徐啸宇^{1*}, 郭广强^{1,2}

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

摘要: 为研究液环泵叶轮与壳体型线对其性能的耦合影响关系, 采用高阶 Bezier 曲线和直接自由曲面变形 (DFFD) 方法对叶轮及壳体型线进行参数化控制, 根据拉丁超立方 (LHS) 抽样方法, 建立液环泵叶轮和壳体型线参数与真空度和效率间的径向基函数 (RBF) 代理模型, 基于 NSGA-II 算法实现液环泵叶轮和壳体型线耦合多目标优化。结果表明: 叶轮与壳体耦合多目标优化得到的模型 K(真空度最优模型)的真空度提高了 11.2%, 模型 J(效率最优模型)的效率提高了 4.1%; 叶片包角的增大和扩张的吸气段壳体型线有助于提高泵的进口真空度, 出口安放角的增大、收缩的吸气段型线以及扩张的排气段型线可降低泵内水力损失, 提升效率; 叶轮与壳体型线的耦合优化效果明显优于独立优化; 在相同代理模型条件下, 叶轮与壳体的分步优化与耦合优化结果基本一致。

关键词: 液环真空泵; 叶轮与壳体型线; 径向基函数; 多目标优化

中图分类号: TH36 文献标志码: A 文章编号: 1673-159X(2024)06-0071-09

doi:10.12198/j.issn.1673-159X.4965

Collaborative Optimization of Impeller and Casing Profile of Liquid-ring Vacuum Pump

ZHANG Renhui^{1,2}, XU Xiaoyu^{1*}, GUO Guangqiang^{1,2}

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

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050 China)

Abstract: In order to study the coupling effect between the impeller and the casing profile of liquid ring pump on its performance, the profile of the blade and the casing were parameterized by using the high order Bezier curve and Direct Free Form Deformation (DFFD) method, respectively. A radial basis function (RBF) surrogate model was established for the relationship between the profile of the blade and the casing of liquid ring pump and vacuum degree and efficiency by using the LHS sample method. Multi-objective optimization was realized based on NSGA-II algorithm. The optimization results show that the vacu-

收稿日期: 2023-06-10

基金项目: 甘肃省重点研发计划项目 (21YF5GA077); 国家自然科学基金项目 (51979135); 甘肃省产业支撑计划项目 (2021CYZC-14); 甘肃省双一流重点项目。

第一作者: 张人会 (1977—), 男, 教授, 博士, 博士生导师, 主要研究方向为流体机械内部流动及性能优化。

ORCID: 0000-0003-1063-5694 E-mail: zhangrhut@163.com

* 通信作者: 徐啸宇 (1995—), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为液环泵性能优化。

ORCID: 0009-0007-0192-4650 E-mail: m13366956550_1@163.com

引用格式: 张人会, 徐啸宇, 郭广强. 液环真空泵叶轮与壳体型线的协同优化 [J]. 西华大学学报(自然科学版), 2024, 43(6): 71-79.

ZHANG Renhui, XU Xiaoyu, GUO Guangqiang. Collaborative Optimization of Impeller and Casing Profile of Liquid-ring Vacuum Pump [J]. Journal of Xihua University(Natural Science Edition), 2024, 43(6): 71-79.

um degree of the optimal model K(The optimal model for vacuum) is increased by 11.2%, and the efficiency of the optimal model J (The optimal model for efficiency) is increased by 4.1%. The increase of the blade wrap angle and the expanding casing profile of suction section help to improve the vacuum of the pump inlet. The increase of outlet blade angle, the contracting casing profile of suction section profile would reduce the hydraulic loss and improve the pump efficiency. The comparisons of coupling optimization, independent optimization and step by step optimization of impeller and casing profile show that the coupling optimization results are obviously better than that of independent optimization. With the same surrogate model, the step by step optimization results of impeller and casing are basically consistent with the coupling optimization results..

Keywords: liquid-ring vacuum pump; impeller and casing profile; radial basis function; multi-objective optimization

液环泵是一种以液体作为媒介来抽送气体的流体机械,具有吸气量大、等温压缩、结构简单以及使用维护方便等优点。液环泵工业用途广泛,作为真空泵使用时多用于矿山瓦斯抽放、电站抽冷凝气、真空蒸发、真空干燥等。作为气体压缩机时常被用于石油化工、造纸和医药等行业抽送易燃易爆、有毒有害以及腐蚀性等气体。

由于液环泵内部存在复杂的气液两相流,导致其效率很低,难以进行性能优化。对于液环泵内复杂的气液两相流动特性研究,国内外相关研究人员已做了一定的前期工作: Raizman 等^[1]采用压力传感器对液环泵内液环的压力分布进行了实验测试,并对液环的速度场进行分析;高芳^[2]和黄思等^[3]采用数值模拟方法对液环泵内部流动进行计算,分析了泵内的压力场、相态场及速度场分布特性;Kakuda 等^[4]运用移动离子半隐式方法(MPS)对液环泵内部黏性流动问题进行数值计算,分析了泵内气液自由分界面的形状及速度分布;张人会等^[5-6]和郭广强等^[7]采用数值模拟与实验相结合的方法进行液环泵内复杂流动的研究,提出基于本征正交分解(POD)方法的液环泵内气液两相流场重构的代理模型。在提升液环泵性能的研究中:Teteryukov^[8]提出采用三段圆弧方法设计非圆柱形泵壳体来优化液环泵的性能,实验结果表明非圆柱泵壳体对泵的性能有一定的改善;张人会等^[9-10]通过数值模拟研究了叶轮与壳体间的径向间隙及叶片型线对液环泵性能的影响;梁孟等^[11]和刘桂洪等^[12]采用直接自由曲面变形方法对液环泵壳体型线进行了优化分析;张敬贤等^[13]研究采用扭曲叶片对

液环泵水力性能和流场的影响;蒋利杰等^[14]研究了排气口前端单向阀的开启对液环压缩机性能的影响;郭广强^[15]采用梯度优化方法对液环泵叶片型线参数进行优化;赵万勇等^[16]运用正交试验结合数值模拟的方法对液环真空泵叶轮进行了优化设计。

目前,对液环泵叶轮及壳体型线的优化设计研究均为壳体型线^[11-12,17]或叶轮型线^[15]的单独优化,对叶轮和壳体型线未进行耦合优化,叶轮型线与壳体型线的耦合机制尚不明晰。基于此,本研究提出对液环泵叶轮及壳体型线进行耦合优化分析,建立叶轮及壳体型线参数与性能间的径向基函数(radial basic function, RBF)神经网络代理模型,基于多目标的非支配排序遗传算法 NSGA-II (non-dominated sorted genetic algorithm-II) 进行叶片型线和壳体型线的耦合优化分析,为后续研究提供参考。

1 模型参数和型线参数化控制

1.1 模型参数

研究对象是在 2BEA-203 型液环泵模型基础上进行修改设计的,将原双吸式结构改为传动端为吸、排气端,非传动端设计可视化视窗,液环泵结构如图 1 所示,表 1 为该型号液环泵的几何参数。

1.2 叶片及壳体型线的参数化控制

根据液环泵叶轮与壳体型线的不同特点,分别采用 Bezier 曲线方法和直接自由曲面变形方法(DFFD)对叶片型线和壳体型线实现参数化控制。

1.2.1 叶片型线参数化控制

叶片的型线参数化控制必须要能够方便地根

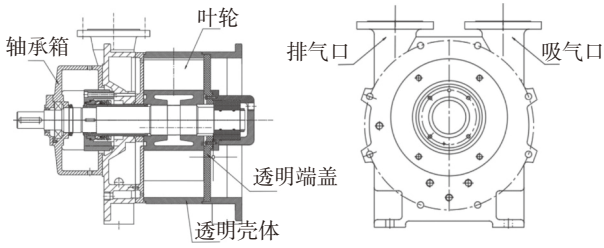


图 1 液环泵结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of the liquid-ring pump

表 1 液环泵几何参数

Tab. 1 Basic parameters of liquid-ring pump

| 几何参数 | 数值 |
|---|------|
| 壳体半径 R/mm | 212 |
| 叶轮轴向宽度 B/mm | 130 |
| 叶轮半径 r_2/mm | 183 |
| 轮毂半径 r_1/mm | 91 |
| 叶轮轴向间隙 f_d/mm | 0.5 |
| 偏心距 e/mm | 23.1 |
| 叶片数 Z | 18 |
| 额定转速 $n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$ | 1450 |

据叶轮进出口直径、进口安放角、出口安放角等来进行型线的精确参数化。根据课题组前期提出的 5 控制点的 4 阶 Bezier 曲线方法^[18],可以方便地进行液环泵叶片型线参数化控制(见图 2),由 A 、 B 、 C 、 D 、 E 共 5 个控制点可实现对不同叶片进口和出口安放角 (β_1 、 β_2)、不同叶片包角 (φ) 叶片型线的参数化控制。

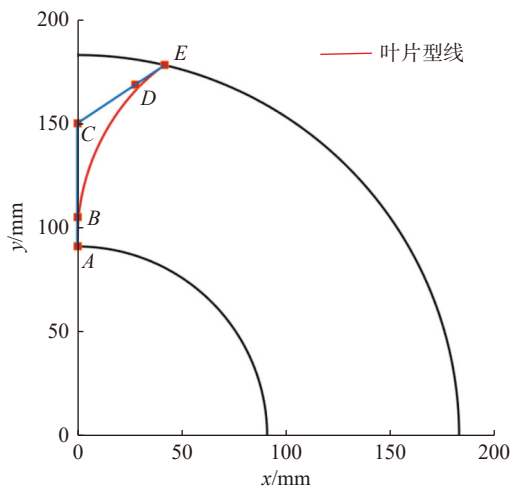


图 2 Bezier 曲线参数化控制叶片型线

Fig. 2 Parameterized control blade profile using Bezier method

1.2.2 壳体型线参数化控制

与叶轮叶片型线不一样,壳体型线为一封闭的

曲线,难以用 Bezier 方法进行参数化控制,因此引入直接自由曲面变形方法 (DFFD)^[18]对液环泵壳体型线进行参数化控制。其不仅具有较好的局部变形能力及无须初始化拟合等优点,而且可直接控制待变形几何的变形量,实现几何变形量的精确控制。液环泵壳体型线及控制晶格点阵如图 3 所示。

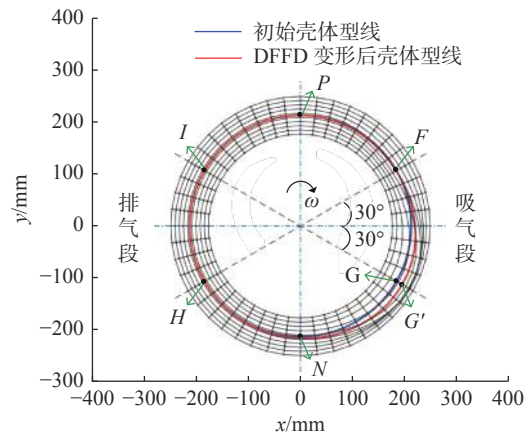


图 3 DFFD 方法控制壳体型线

Fig. 3 Parameterized control casing profile using DFFD methods

通过 DFFD 方法可以将壳体上的点作为直接控制点,改变其位置从而改变壳体型线。选择壳体上直接控制点为 F 、 G 、 H 、 I 、 P 、 N ,其中将 F 、 G 、 H 、 I 控制点的径向位移 R 作为壳体上的优化变量 R_F 、 R_G 、 R_H 、 R_I 。为保证叶顶间隙及叶轮淹没深度不变, P 、 N 两点固定,其径向位移为 0。

2 数值模拟和实验验证

2.1 计算域及网格划分

液环泵计算域包括叶轮、壳体、吸气口和排气口 4 个部分(见图 4)。分别将叶轮及壳体参数化的数据导入三维软件进行造型,采用 ICEM 软件对计算域进行六面体结构网格划分,经过网格无关性检验(见图 5),综合考虑计算精度和计算量,确定网格数约为 170 万。

2.2 数值计算

采用 Fluent 软件对泵内流动进行数值模拟计算。由于液环泵内气液两相流动呈分离状态且存在明显交界面,选取对自由界面捕捉能力较强的 VOF 气液两相流模型,湍流模型选取 RNG $k-\epsilon$ 模型,采用滑移网格方法处理叶轮转子与定子间数据传递,采用质量流量进口和压力出口。时间步长取

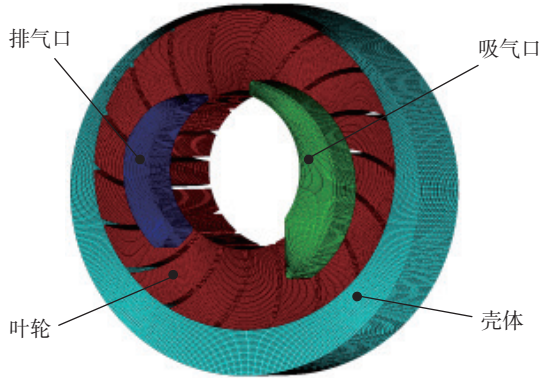


图4 计算域网格

Fig. 4 Computing domain grid

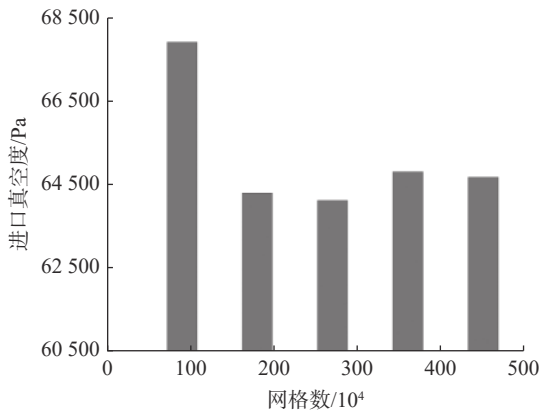


图5 网格无关性验证

Fig. 5 Grid independent

3×10^{-5} s, 当迭代步数为 6 000 步时, 泵内流场数据基本稳定, 为了减少误差, 总迭代步数取 8 500 步。由于计算的非稳态流动时间较短, 可暂不考虑补液管液体进口流量对系统的影响。液环泵效率可按照下式计算:

$$\eta = \frac{P_1 Q_V \ln(P_2/P_1)}{M\omega} \quad (1)$$

式中: P_1 为吸气口压力, Pa; P_2 为排气口压力 (大气压), Pa; Q_V 为进口气体体积流量, m^3/s ; M 为主轴扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; ω 为角速度, rad/s 。

2.3 实验验证

测试实验台如图 6 所示, 主要由模型液环泵、电机、进口管路、出口管路及补液管路等组成。进口管路安装有孔板流量计、进口压力调节阀、真空表等, 用于调节与测量进口流量及真空度。出口管路分别设有出口单向阀、气液分离罐、压力表等, 补液管路由流量计及调节阀等组成。泵的输入功率由动力控制柜测量。

图 7 为泵性能曲线的模拟与试验结果对比。

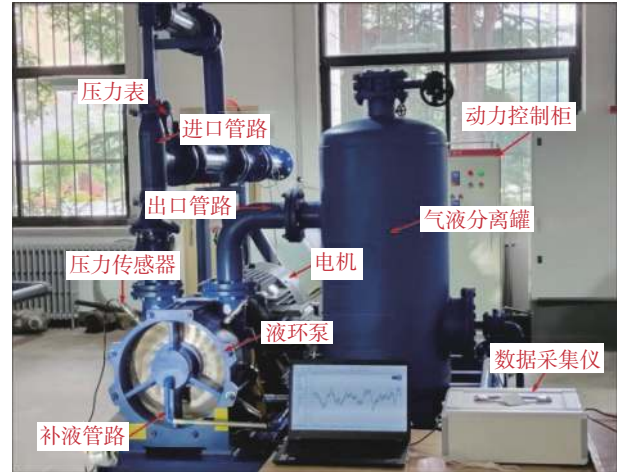


图6 实验台示意图

Fig. 6 Experimental diagram

可以看出数值模拟与试验结果的变化趋势基本一致。由于未考虑间隙泄漏与叶轮轴端间隙对液环泵性能的影响, 模拟值的吸气压力 (绝对压力) 小于实验值, 且随着流量增大, 泄漏量增加, 误差逐渐增大。总体上数值结果基本能够反映液环泵的性能曲线及其变化特征, 因此可以运用数值模拟对液环泵内部的流动和性能优化进行研究。

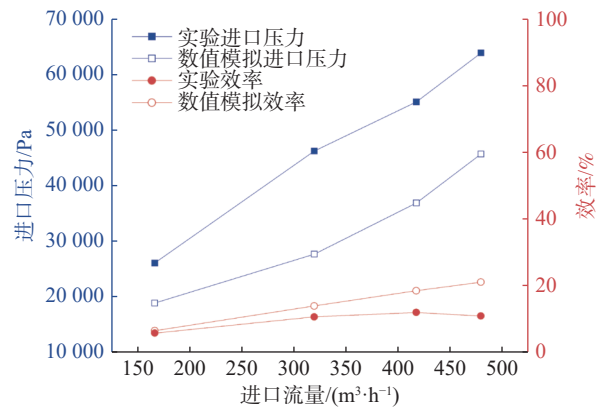


图7 实验与数值模拟对比

Fig. 7 Comparison between experiment and numerical simulation

3 叶轮与壳体型线多目标优化分析

3.1 径向基函数代理模型的建立

在叶轮与壳体型线的 NSGA-II 多目标优化分析中, 需要通过遗传算法不断生产新的子代模型, 使用代理模型可以预测对比其性能, 因此建立较为精确的代理模型是多目标遗传算法的基础。

根据 1.2 节叶轮及壳体型线参数化方法, 2BEA-203 型液环泵的叶轮叶片初始安放角及包角

分别为 $\beta_2=47^\circ$ 、 $\varphi=13.23^\circ$ ，在初始叶片型线基础上分别给定扰动量 $\pm 14^\circ$ 和 $\pm 6^\circ$ 。壳体型线的 4 个变形量范围为在原始型线基础上沿径向扰动 $\pm 7\text{ mm}$ 。进行液环泵叶轮及壳体耦合优化分析，共有 6 个变量（见表 2）。采用拉丁超立方 (latin hypercube sampling, LHS) 实验设计方法，其最小抽样数 M 与变量数 N 的关系为： $M=(N+1)(N+2)/2$ ，综合考虑仿真结果精度与计算效率，取 56 个样本。

表 2 优化变量及优化范围
Tab. 2 Optimize variables and variable constraints

| 项目 | 优化变量 | 初始 | 下限 | 上限 |
|----|--------------------|-------|-------|-------|
| 叶轮 | $\varphi/(^\circ)$ | 13.23 | 7.23 | 19.23 |
| | $\beta_2/(^\circ)$ | 47.00 | 33.00 | 61.00 |
| 壳体 | R_F/mm | 212 | 205 | 219 |
| | R_G/mm | 212 | 205 | 219 |
| | R_H/mm | 212 | 205 | 219 |
| | R_I/mm | 212 | 205 | 219 |

由数值模拟方法对各样本的性能进行数值模拟，并通过 RBF 方法建立 6 个控制变量与液环泵进口真空度及效率间的代理模型。

3.2 代理模型误差及其规律分析

对建立的 RBF 代理模型进行精度分析，采用留一交叉验证 (leave one out, LOO) 方法对代理模型进行误差检验，计算所得各样本相对误差如图 8 所示。由图可知各样本的效率相对误差在 5.5% 内，进口真空度相对误差在 3% 内。各样本的效率相对误差较大的原因是根据式 (1) 可知其影响因素较多，数值计算过程中误差会增大。总体上 RBF 代理模型符合精度要求，可以用于遗传算法优化。

对样本数据集进行相关性分析，计算其皮尔逊相关系数，可得到与液环泵效率和进口真空度显著相关的变量及其相关系数（见表 3）。由表可知：进

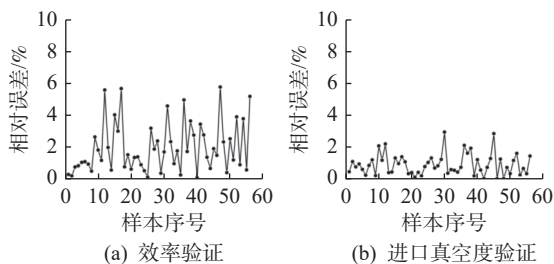


图 8 代理模型的 LOO 交叉验证结果

Fig. 8 Cross validation results of proxy models using LOO method

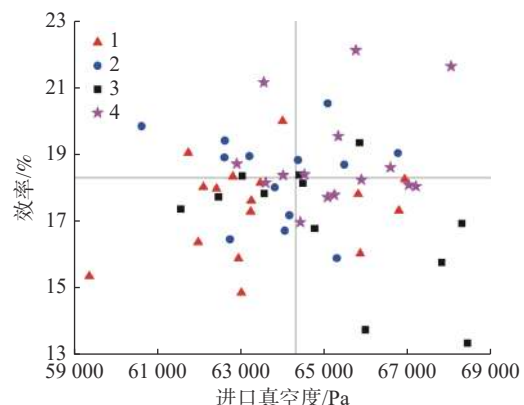
口真空度在 0.05 水平下与 R_G 、 φ 显著正相关，即 G 点径向位移越大（吸气段扩张）或包角增大时其进口真空度也随之增大；效率在 0.05 水平下与 R_F 、 β_2 显著正相关，与 R_H 显著负相关。这说明 F 点径向位移越大（吸气段收缩）、 H 点径向位移越小（排气段扩张）或出口安放角越大时，其效率越高。

表 3 性能的显著相关变量和相关系数

Tab. 3 Significant correlation variables and correlation coefficients of performance

| 项目 | R_F | R_G | R_H | R_I | φ | β_2 |
|-------|-------|-------|-------|-------|-----------|-----------|
| 进口真空度 | — | 0.71 | — | — | 0.51 | — |
| 效率 | 0.57 | — | -0.43 | — | — | 0.69 |

通过 LHS 实验设计的样本集在整个取值空间内可以相对均匀分布且覆盖整个空间，所以样本集的性能分布在一定程度上反映型线性能的影响规律。由于优化变量较多，为了方便分析将样本集分别依据叶轮和壳体参数性质进行分类。图 9 为样本性能根据叶片型线参数特点进行分类的结果。根据叶片出口角及叶片包角可将样本分为 4 类。由图可以看出：高效率样本点叶片类型主要为大包角、大出口安放角（第 4 类）；高进口真空度样本点叶片类型主要为大包角（第 3、4 类）；较小的出口安放角（第 1、3 类）会导致泵的效率降低。该结果与表 3 分析一致。



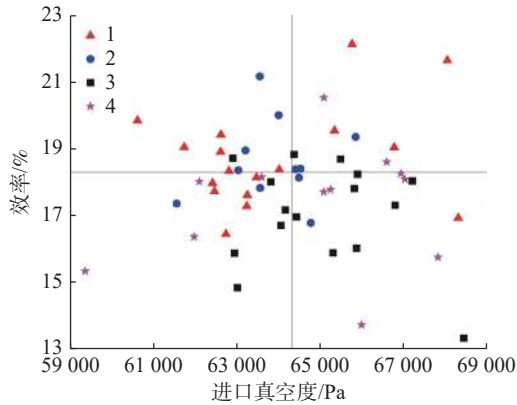
1—小包角、小出口安放角；2—小包角、大出口安放角；3—大包角、小出口安放角；4—大包角、大出口安放角。

图 9 样本集依据叶片型线特性进行分类

Fig. 9 The sample set classified according to blade profile characteristics

壳体型线控制参数为其吸排气区壳体径向尺寸，通常分别用其面积扩张率或收缩率来表征，

图 10 为样本性能按照壳体各断面面积收缩/扩张特征来分类的结果。由图可以看出:高效率壳体型线主要是吸气段收缩型(第 1、2 类);高真空度壳体型线主要是吸气段扩张(第 3、4 类)。



1—吸气段收缩、排气段收缩; 2—吸气段收缩、排气段扩张;
3—吸气段扩张、排气段收缩; 4—吸气段扩张、排气段扩张。

图 10 样本集依据壳体型线特性进行分类图

Fig. 10 The sample set classified according to casing profile characteristics

3.3 叶轮与壳体型线多目标优化

3.3.1 叶轮与壳体型线的耦合多目标优化

采用 NSGA-II 遗传优化算法^[19]进行液环真空泵壳体型线的多目标优化分析,选取效率及真空度作为优化目标,以上述构建的液环泵效率及真空度 RBF 代理模型作为 NSGA-II 优化过程中子代样本适应度的预测模型,交叉遗传概率设置为 0.9,变异概率设置为 0.1,经过 300 代的演化,得到真空度及效率的 Pareto 前沿如图 11 所示。

在 Pareto 前沿解中选择效率最优点 J 与进口真空度最优点 K 作为耦合优化结果并进行数值模拟验证,结果如表 4 所示。由表可知:预测结果与数值模拟结果误差较小;优化模型 J 的效率在 0.05 kg/s 进口流量下较初始模型 O 提高 4.1%;优化模型 K 的进口真空度在 0.05 kg/s 进口流量下较初始模型 O 提升了 11.2%。

对优化模型与初始模型在不同工况下的性能进行数值模拟,结果如图 12 所示。由图可以看出:优化模型 J 在 0.03、0.05、0.07 kg/s 进口流量下效率分别较初始模型 O 提高了 2.7%、4.1%、2.5%;优化模型 K 在 0.03、0.05、0.07 kg/s 进口流量下进口真空度分别较初始模型 O 提高了 7.8%、11.2%、11.7%。

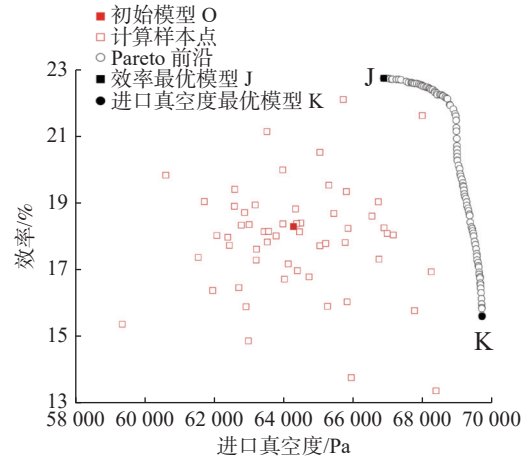


图 11 液环泵叶轮与壳体型线多目标优化 Pareto 前沿

Fig. 11 Multi-objective optimization Pareto frontier of impeller and casing profile of liquid ring pump

表 4 优化结果与模拟结果对比

Tab. 4 Comparison of optimization results and simulation results

| 项目 | 预测结果 | | 模拟结果 | |
|------|---------------|-----------|---------------|-----------|
| | P/Pa | $\eta/\%$ | P/Pa | $\eta/\%$ |
| 模型 O | — | — | 64311 | 18.30 |
| 模型 J | 65906 | 22.75 | 65256 | 22.40 |
| 模型 K | 69737 | 15.60 | 71516 | 15.44 |

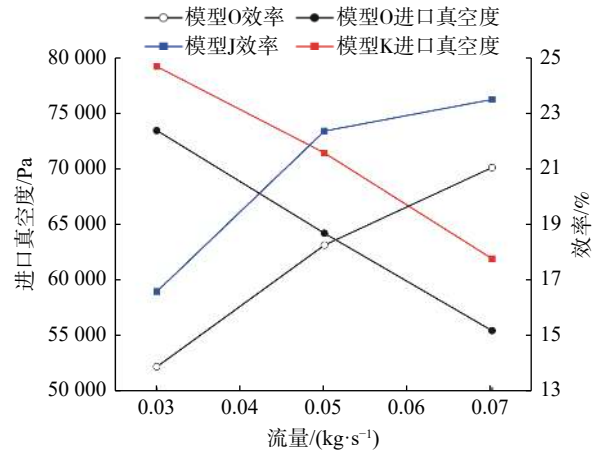


图 12 不同工况下优化结果对比

Fig. 12 Comparison of optimization results under different working conditions

表 5 为优化前后型线参数对比。由表可知液环泵效率最优叶片型线的包角及出口安放角皆为最大上限值,进口真空度最优叶片型线的包角同样为最大上限值,但出口安放角较小。这说明叶片的大包角有利于提升效率与进口真空度,但出口安放角较小时进口真空度提升,出口安放角较大时效率

提升。效率最优壳体型线在吸气段收缩,排气段扩张,进口真空度最优壳体型线在吸气段扩张,且排气段型线尺寸整体外扩,尺寸大于初始壳体型线。这说明吸气段的收缩及排气段的扩张有利于气体的压缩,使气体更早达到排气压力,提升效率,而吸气段的扩张以及较大的排气段尺寸则更有利于提升液环泵进口真空度。

表 5 优化前后型线参数对比

Tab. 5 Comparison of profile parameters before and after optimization

| 模型 | R_f/mm | R_G/mm | R_{I1}/mm | R_f/mm | $\beta_2/(^\circ)$ | $\varphi/(^\circ)$ |
|----|----------|----------|-------------|----------|--------------------|--------------------|
| O | 212.00 | 212.00 | 212.00 | 212.00 | 47.00 | 13.23 |
| J | 219.00 | 212.13 | 205.00 | 209.45 | 61.00 | 19.23 |
| K | 214.42 | 219.00 | 215.26 | 215.82 | 37.95 | 19.23 |

图 13 为优化前后叶片与壳体型线对比。结合图表可以看出:效率最优模型 J 的叶片包角及出口安放角皆达到上限值,其壳体的吸气段收缩,排气段扩张且整体尺寸相比初始模型 O 的尺寸更小;进口真空度最优模型 K 的叶片包角达到上限值,但出口安放角接近下限值,其壳体的吸气段扩张,排气段整体尺寸相比初始模型 O 的尺寸更大。

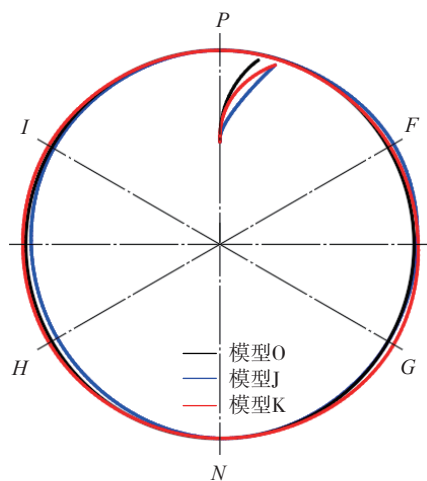


图 13 优化型线与初始型线对比

Fig. 13 Comparison of optimized profile and initial profile

3.3.2 叶轮与壳体型线耦合优化与独立优化对比

分别对叶轮、壳体型线进行多目标优化,并与叶轮及壳体型线的耦合优化进行对比,3种优化所得 Pareto 前沿如图 14 所示。

由图可以看出叶片与壳体型线的耦合优化结

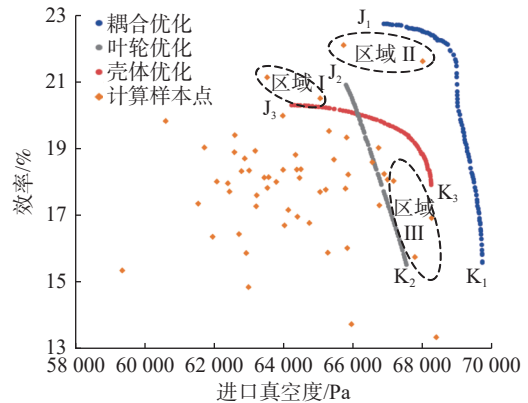


图 14 耦合多目标优化与独立优化对比

Fig. 14 Comparison of coupled multi-objective optimization and independent optimization

果明显好于叶片或壳体的独立优化。仅对壳体型线优化只能得到 Pareto 前沿 J_3 、 K_3 , 区域 I 和区域 II 为叶片大出口安放角样本, 前沿 J_3 、 K_3 不能包含区域 I、区域 II。仅对叶轮叶片型线优化只能得到 Pareto 前沿 J_2 、 K_2 , 区域 II 同时也为壳体吸气段收缩特征样本, 进一步提升了泵的效率。区域 III 中的 2 个样本分别为吸气段扩张和排气段收缩样本, 提升了泵的进口真空度, 所以仅对叶轮进行优化是无法包含区域 II 和区域 III 中的样本。区域 II 中的样本是叶轮和壳体型线的真空度及效率特性正向耦合区域, 其真空度及效率特性均较优。

图 14 中 Pareto 前沿上效率最优与真空度最大点与初始样本性能的数值模拟与预测对比如表 6 所示, 预测结果与数值模拟结果基本一致, 效率预测最大相对误差为 3.9%, 真空度最大预测误差为 2.49%, 优化精度较高。

为进一步分析叶轮与壳体间的耦合关系, 分别将叶片独立优化得到的效率最优型线 (J_2) 与壳体独立优化得到的最优壳体型线 (J_3) 组合, 形成样本 J_4 。将叶片独立优化得到的真空度最优型线 (K_2) 与壳体独立优化得到的真空度最优壳体型线 (K_3) 组合, 形成样本 K_4 。样本 J_4 、 K_4 可以看作分步优化的结果。对 J_4 、 K_4 样本进行数值模拟, 并与耦合优化结果 J_1 、 K_1 进行对比, 结果如表 7 所示。

由表 7 可以看出, 将叶轮与壳体分步优化的结果组合后与耦合优化结果基本一致。其主要原因是叶轮与壳体分步多目标优化过程中采用的性能预测代理模型与耦合优化代理模型是一样的, 而不

表 6 耦合优化与独立优化结果对比

Tab. 6 Comparison of coupled optimization and independent optimization

| 项目 | 模型 | 预测结果 | | 模拟结果 | |
|----|-------------------|---------------|-----------|---------------|-----------|
| | | P/Pa | $\eta/\%$ | P/Pa | $\eta/\%$ |
| 初始 | 模型 O | — | — | 64 311 | 18.30 |
| 耦合 | 模型 J ₁ | 65 906 | 22.75 | 65 256 | 22.40 |
| | 模型 K ₁ | 69 737 | 15.60 | 71 516 | 15.44 |
| 叶片 | 模型 J ₂ | 65 819 | 20.92 | 65 982 | 21.13 |
| | 模型 K ₂ | 67 555 | 15.54 | 68 670 | 16.17 |
| 壳体 | 模型 J ₃ | 64 256 | 20.31 | 64 921 | 19.81 |
| | 模型 K ₃ | 68 227 | 18.23 | 68 048 | 17.91 |

表 7 耦合优化与分步优化结果对比

Tab. 7 Comparison of coupling optimization and stepwise optimization results

| 优化类型 | 模型 | 数值计算结果 | | | |
|------|----------------|---------------|----------|-----------|----------|
| | | P/Pa | 误差/ $\%$ | $\eta/\%$ | 误差/ $\%$ |
| 耦合优化 | J ₁ | 65 256.14 | — | 22.40 | — |
| | K ₁ | 71 516.08 | — | 15.44 | — |
| 分步优化 | J ₄ | 65 456.26 | 0.31 | 22.41 | 0.04 |
| | K ₄ | 70 969.64 | 0.76 | 15.23 | 1.36 |

是分别由叶轮或壳体各自控制变量的扰动形成样本集。同样的控制变量扰动量在分步扰动与耦合扰动下,由同一代理模型预测得到泵性能扰动结果是一致的,因此在同样的代理模型条件下,叶轮与壳体分步多目标优化结果与耦合多目标优化结果基本一致。

3.3.3 优化结果的内流场对比

图 15 为优化前后液环泵叶轮内中间截面的静压分布。可以看出:在排气段,效率最优模型 J 的出口压力明显提升,高于出口大气压,有效地降低了出口回流,从而提升效率;进口真空度最优模型 K 吸气段与压缩段气体压力明显低于初始模型 O,说明较小的出口安放角以及扩张的吸气段型线明显提升其吸气能力,提高了进口真空度。

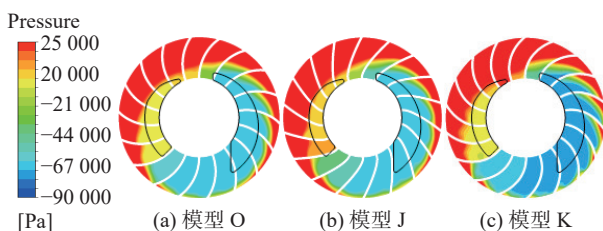


图 15 叶轮内中间截面压力分布

Fig. 15 Static pressure distribution in impeller middle section

由图 16 所示动压分布可以看出:模型 J 在吸气段与压缩段叶轮出口动压低于初始模型,出口安放角增大降低了出口动能,从而降低出口水力损失;模型 K 出口动压明显高于初始模型,较大的叶轮出口动能导致严重的流动损失,降低了效率。

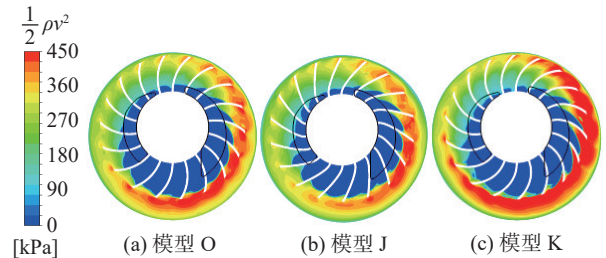


图 16 中间截面动压分布

Fig. 16 Dynamic pressure distribution in the middle section

图 17 为优化前后涡量场对比。可以看出:模型 J 相较于初始模型中叶道涡明显减少,说明通过优化有效降低了液环泵复杂流动程度;进口真空度最优模型中叶道涡明显高于初始模型,其内部流动更加混乱,流动损失较大。

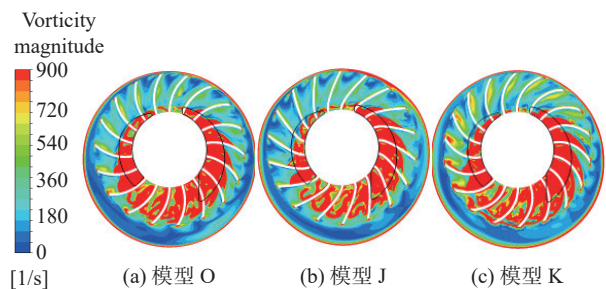


图 17 中间截面涡量分布

Fig. 17 Vorticity distribution in the middle section

4 结论

1) 分别采用高阶 Bezier 曲线和 DFFD 方法对叶片及壳体型线进行参数化控制,基于 RBF 代理模型方法建立了液环泵叶片及壳体型线参数与其效率及真空度之间的代理模型,并分析了代理模型误差及其变量对性能的影响规律。

2) 进行液环泵叶轮及壳体耦合 NSGA-II 多目标优化分析,在得到的 Pareto 前沿中选取效率最优与真空度最优样本进行数值模拟验证,结果表明:预测值与模拟值误差较小;真空度最优模型的真空度提高了 11.2%,效率最优模型的效率提高了 4.1%。

3) 叶轮与壳体型线耦合优化与独立优化及分布优化对比表明:耦合优化效果明显优于独立优

化;在同一代理模型条件下,叶轮与壳体分步优化结果与耦合优化结果基本一致。

4)对优化模型的内流场及性能分析可知:叶片包角的增大和扩张的吸气段壳体型线有助于提高泵的进口真空度;出口安放角的增大、收缩的吸气段型线以及扩张的排气段型线可以降低泵内水力损失,提升效率。

参 考 文 献

[1] RAIZMAN I A, MATS É B. Experimental investigation of the velocity field in a liquid ring in a liquid-ring vacuum-pump[J]. *Chemical and Petroleum Engineering*, 1972, 8(2): 134 – 137.

[2] 高芳. 关于液环泵结构参数的理论与仿真研究[D]. 大庆: 大庆石油学院, 2006.

GAO F. Theoretical and simulation study on structural parameters of liquid ring pump[D]. Daqing: Daqing Petroleum Institute, 2006.

[3] 黄思, 阮志勇, 邓庆健, 等. 液环真空泵内气液两相流动的数值分析[J]. *真空*, 2009, 46(2): 49 – 52.

HUANG S, RUAN Z Y, DENG Q J, et al. Numerical analysis of gas-liquid two-phase flow in liquid-ring vacuum pump[J]. *Vacuum*, 2009, 46(2): 49 – 52.

[4] KAKUDA K, USHIYAMA Y, OBARA S, et al. Flow simulations in a liquid ring pump using a particle method[J]. *Cmes-Computer Modeling in Engineering & Sciences*, 2010, 66: 215 – 226.

[5] 张人会, 郭广强, 杨军虎, 等. 液环泵内部气液两相流动及其性能分析[J]. *农业机械学报*, 2014, 45(12): 99 – 103.

ZHANG R H, GUO G Q, YANG J H, et al. Investigation on inner gas-liquid flow and performance of liquid-ring pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(12): 99 – 103.

[6] 张人会, 吴昊, 杨军虎, 等. 基于本征正交分解法的液环泵气液两相流场重构[J]. *农业机械学报*, 2017, 48(6): 381 – 386.

ZHANG R H, WU H, YANG J H, et al. Reconstruction for gas-liquid flow of liquid-ring pump based on proper orthogonal decomposition[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2017, 48(6): 381 – 386.

[7] 郭广强, 张人会, 陈学炳, 等. 基于 POD 模态分解的液环泵瞬态气液两相流分析[J]. *工程热物理学报*, 2021, 42(2): 349 – 356.

GUO G Q, ZHANG R H, CHEN X B, et al. Analysis of transient gas-liquid two-phase flow in liquid-ring pump

based on POD modal decomposition[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2021, 42(2): 349 – 356.

[8] TETERYUKOV V I. Effect of body shape on performance of water-ring vacuum pumps[J]. *Chemical and Petroleum Engineering*, 1966, 2(8): 511 – 513.

[9] 张人会, 严龙钢, 杨军虎, 等. 径向间隙及叶片型线对液环泵性能影响的分析[J]. *流体机械*, 2015, 43(8): 21 – 25.

ZHANG R H, YAN L G, YANG J H, et al. Influence of the radial gap and blade profile on the performance of the liquid-ring pump[J]. *Fluid Machinery*, 2015, 43(8): 21 – 25.

[10] 张人会, 张敬贤, 郭广强. 液环泵叶片形状对叶轮进口回流及其外特性的影响 [J]. *排灌机械工程学报*, 2023, 41(9): 865 – 872.

ZHANG R H, ZHANG J X, GUO G Q. Influence of blade shape of liquid-ring pump on inlet reverse flow and its hydraulic characteristics[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2023, 41(9): 865 – 872.

[11] 张人会, 梁孟, 杨军虎, 等. 基于直接自由曲面变形技术的液环泵壳体优化[J]. *排灌机械工程学报*, 2018, 36(12): 1222 – 1226.

ZHANG R H, LIANG M, YANG J H, et al. Optimization of the liquid-ring pump case based on DFFD method[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2018, 36(12): 1222 – 1226.

[12] 张人会, 刘桂洪, 魏笑笑, 等. 液环真空泵吸排气段壳体型线耦合优化分析[J]. *兰州理工大学学报*, 2022, 48(5): 35 – 42.

ZHANG R H, LIU G H, WEI X X, et al. Coupling optimization analysis of casing profile in suction and exhaust for liquid-ring vacuum pump[J]. *Journal of Lanzhou University of Technology*, 2022, 48(5): 35 – 42.

[13] 张人会, 张敬贤, 郭广强. 液环泵叶片形状对叶轮进口回流及其外特性的影响 [J]. *排灌机械工程学报*, 2023, 41(9): 865 – 872.

ZHANG R H, ZHANG J X, GUO G Q. Influence of blade shape of on inlet reverse flow and its hydraulic performance[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2023, 41(9): 865 – 872.

[14] 张人会, 蒋利杰, 郭广强, 等. 液环泵内过压缩特性及排气口单向阀工作机理[J]. *工程热物理学报*, 2020, 41(7): 1673 – 1678.

ZHANG R H, JIANG L J, GUO G Q, et al. Over-compression characteristic in liquid ring pump and working mechanism of exhaust check valve[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2020, 41(7): 1673 – 1678.

(下转第 102 页)

- [7] CUI X X, WU X D, WAN M, et al. A novel constitutive model for stress relaxation of Ti-6Al-4V alloy sheet[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2019, 161/162: 105034.
- [8] 苏德达. 弹簧(材料)应力松弛及预防[M]. 天津: 天津大学出版社, 2002.
- SU D D. Stress relaxation and prevention of spring[M]. Tianjin: Tianjin University Press, 2002.
- [9] 王建平, 郭孟飞, 梁晓, 等. 斜圈弹簧应力松弛研究及寿命预测[J]. *机械科学与技术*, 2020, 39(5): 795 – 803.
- WANG J P, GUO M F, LIANG X, et al. Stress relaxation and life prediction of inclined coil spring[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2020, 39(5): 795 – 803.
- [10] 李迪凡, 封先河, 刘聪. 某型导弹尾翼弹簧贮存寿命评估[J]. *装备环境工程*, 2012, 9(2): 1 – 3.
- LI D F, FENG X H, LIU C. Storage life evaluation of a missile tail spring[J]. *Equipment Environmental Engineering*, 2012, 9(2): 1 – 3.
- [11] 魏芳荣, 李家俊, 李群英, 等. 螺旋压缩弹簧应力松弛性能的动态试验研究[J]. *金属热处理*, 2007, 32(4): 47 – 50.
- WEI F R, LI J J, LI Q Y, et al. Dynamic experimental study on stress-relaxation properties of helical compression spring[J]. *Heat Treatment of Metals*, 2007, 32(4): 47 – 50.
- [12] 李腾. 0Cr18Ni9 不锈钢弹簧蠕变和应力松弛研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014.
- LI T. Study on creep and stress relaxation of 0Cr18Ni9 stainless steel spring[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014.
- [13] 王柯, 师俊平, 金朋. 螺旋压缩弹簧应力松弛特性试验分析及其应用[J]. *应用力学学报*, 2021, 38(1): 158 – 165.
- WANG K, SHI J P, JIN P. Experimental analysis of stress relaxation characteristics of helical compression spring and its application[J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2021, 38(1): 158 – 165.
- [14] 吴护林, 李忠盛, 金应荣, 等. 弹簧应力松弛反常载荷损失及原因分析[J/OL]. *材料导报*, 2023(23): 1 – 13. [2023-04-15]. <https://kns.cnki.net/kcms/detail//50.1078.TB.20230131.1559.013.html>.
- WU H L, LI Z S, JIN Y R, et al. Abnormal load loss and cause analysis of spring stress relaxation[J/OL]. *Materials Reports*, 2023(23): 1 – 13. [2023-04-15]. <https://kns.cnki.net/kcms/detail//50.1078.TB.20230131.1559.013.html>.
- [15] 王霞. 概率论与数理统计[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2020: 188.
- WANG X. Probability theory and mathematical statistics[M]. Chongqing: Chongqing University Press, 2020: 188.

(责任编辑: 夏书林)

(上接第 79 页)

- [15] 郭广强. 液环泵内气液两相流动特性及其性能优化研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2020.
- GUO G Q. Study on gas-liquid two-phase flow characteristics and performance optimization in liquid ring pump[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2020.
- [16] 赵万勇, 宋乾斌, 虎兴娜. 基于正交试验及 CFD 的液环真空泵叶轮优化设计[J]. *流体机械*, 2019, 47(1): 14 – 19.
- ZHAO W Y, SONG Q B, HU X N. Optimization design of liquid ring vacuum pump impeller by orthogonal experiment and CFD[J]. *Fluid Machinery*, 2019, 47(1): 14 – 19.
- [17] 王宇杰, 梁钟, 王军, 等. 蜗壳型线切割对小型离心泵性能和流场影响的数值研究[J]. *排灌机械工程学报*, 2023, 41(12): 1212 – 1218.
- WANG Y J, LIANG Z, WANG J, et al. Numerical study on effect of cutting volute profile on performance and flow field of small centrifugal pump[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2023, 41(12): 1212 – 218.
- [18] 张人会, 杨军虎, 李仁年. 离心泵叶轮的参数化设计[J]. *排灌机械*, 2009(5): 310 – 313.
- ZHANG R H, YANG J H, LI R. Investigation on parametric design of centrifugal pump blade[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2009(5): 310 – 313.
- [19] DEB K, PRATAP A, AGARWAL S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II[J]. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, 2002, 6(2): 182 – 197.

(责任编辑: 夏书林)