

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.10.007

# 基于多目标模糊优化的低比转数多级自吸喷灌泵研究

王川<sup>1</sup> 施卫东<sup>1</sup> 蒋小平<sup>1</sup> 张德胜<sup>1,2</sup> 李伟<sup>1</sup> 吴家辉<sup>1</sup>

(1. 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心, 镇江 212013;

2. 江苏大学现代农业装备与技术教育部重点实验室, 镇江 212013)

**摘要:** 在单级自吸离心泵基础上,提出了一种具有高自吸性能及优良外特性的多级自吸泵的自吸装置。基于多目标模糊优化设计,确定追求关死点扬程极大值、最大轴功率极小值的多目标优化模型,结合设计经验及工艺需求建立相关约束条件,并进行非线性极值求解,最后以最优解完成过流部件的水力优化设计。对多级自吸喷灌泵进行了外特性试验,发现原始模型泵的关死点扬程和最大轴功率分别为 10.7 m 和 250.4 W,而新模型泵的关死点扬程和最大轴功率分别为 13.3 m 和 189.6 W。

**关键词:** 多级自吸泵; 低比转数; 多目标模糊优化

**中图分类号:** TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)10-0051-08

## Design of Low-specific-speed Multistage Self-priming Spray Irrigation Pump Based on Multi-objective Fuzzy Optimization

Wang Chuan<sup>1</sup> Shi Weidong<sup>1</sup> Jiang Xiaoping<sup>1</sup> Zhang Desheng<sup>1,2</sup> Li Wei<sup>1</sup> Wu Jiahui<sup>1</sup>

(1. National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

**Abstract:** Based on the single-stage self-priming centrifugal pump, a kind of self-priming device of multistage self-priming pump with high self-priming performance and external characteristic was proposed. Based on the positive and inverse diffuser, the backflow device was creatively designed and composed of gas-liquid separation chamber, outer shell, self-priming cover plate and gas-liquid mixture chamber. The high-pressure water of final-stage pump chamber was sent to the first-stage pump chamber through the backwater device, and the gas-water was mixed repeatedly in the self-priming process. When the self-priming was completed, backflow valve in the self-priming cover plate was automatically shut off under huge pressure difference, which effectively improved the efficiency of self-priming pump. Based on the multi-objective fuzzy optimization design, the multi-objective optimization model with the maximum head of off dead point and minimum value of maximum shaft power was determined. Combined with design experience and technological needs, relevant constraints were established and solved through nonlinear extremum. Finally, the hydraulic optimization design of flow components was completed with the optimum solution. By doing the external experiments of multistage self-priming spray irrigation pump, it was concluded that the head of off dead point and maximum shaft power met the demand, which provided a new reference for optimization design of pump.

**Key words:** multi-stage self-priming pump; low-specific-speed; multi-objective fuzzy optimization

收稿日期: 2016-01-11 修回日期: 2016-05-29

**基金项目:** 江苏高校优势学科建设工程项目(PAPD)、国家自然科学基金项目(51279069)、江苏省自然科学基金青年基金项目(BK20150508)、现代农业装备与技术教育部重点实验室开放基金项目(NZ201305)和镇江市农业支撑项目(NY2013031)

**作者简介:** 王川(1987—),男,助理研究员,主要从事水泵研究,E-mail: wangchuan198710@126.com

**通信作者:** 施卫东(1964—),男,教授,博士生导师,主要从事流体机械研究,E-mail: wdshi@ujs.edu.cn

## 引言

自吸离心泵简称自吸泵,其进水管不设底阀,泵体结构加以改变,使之停车后能储存一部分水,启动时通过空气和水的混合与分离,逐步将进水管内空气排出,脱气的水经过回流通道返回泵内适当的位置并重复上述过程,从而达到自吸充水的目的。它除首次启动需灌水,以后启动均不需要灌水,经短时间运转,靠泵自身的作用,即可把水吸上来投入正常运转。自吸离心泵操作简单,比普通离心泵有更强的适应性,尤其适用于启动频繁或灌液困难的场合<sup>[1-6]</sup>。多级自吸喷灌泵是在单级自吸离心泵基础上发展起来的一种提供高扬程、高压液体的关键设备<sup>[7-12]</sup>。与中高比转数离心泵相比,低比转数离心泵又有其特殊性,它一般是指比转数为30~80的离心泵,具有流量小、扬程高、效率低的特点<sup>[13-17]</sup>。因此,低比转数多级自吸喷灌泵应综合上述3种特点进行设计。

目前,模糊优化算法在水泵领域的应用主要体现在泵体零件重量的减轻、泵体强度分析及系统控制调节等方面,在水力设计方面应用较少。水泵设计作为一种理论、经验相结合的设计,其中很多参数都有明显的模糊性。而模糊优化方法是将理论和经验综合起来考虑,通过对模糊信息的处理来达到优化目的,是水泵设计的一种新的尝试。因此本文运用模糊优化方法进行水泵的多目标设计,并进行样机测试,用以解决现代工程所遇到的实际问题,为多目标设计提供参考并拓展模糊优化应用范围。

## 1 多级自吸喷灌泵的结构设计

### 1.1 泵整体结构

本文中的多级自吸喷灌泵采用电动机直联传动方式,结构紧凑,安装使用方便。整泵主要由进出口管道、气液混合室、自吸盖板、叶轮、导叶、外壳体、轴、气液分离室、拉杆及电动机等零部件组成,如图1所示。

本模型泵最大的创新点是设计了一种具有高自吸性能的自吸装置,在正反导叶的基础上,设计了由气液分离室、外壳体、自吸盖板及气液混合室组成的回水装置。在自吸过程中,末级泵段中的高压水经回水装置对首级泵腔进行补水,再次完成气水混合,当泵完成自吸后,自吸盖板中的回流阀在较大的压力差作用下自动关闭,有效地提高了自吸泵的效率。该多级自吸泵具有较好的自吸性能,泵效率还与常规离心泵一样高效。

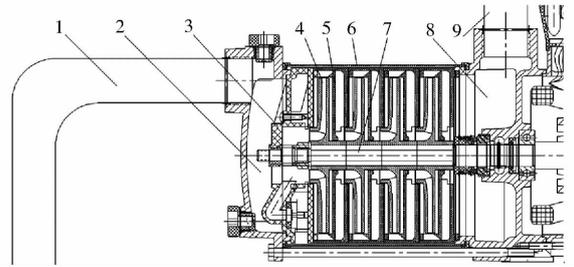


图1 多级自吸喷灌泵装配示意图

Fig. 1 Assembly diagram of multistage self-priming centrifugal pump (plastic impeller)

1. 进口管道 2. 气液混合室 3. 自吸盖板 4. 叶轮 5. 导叶
6. 外壳体 7. 轴 8. 气液分离室 9. 出口管道

### 1.2 气液分离室

本模型泵中的气液分离室构造简单,其上部中间位置接出口管道,下部中间位置开一个圆弧形回流孔,如图2所示。



图2 气液分离室实物图

Fig. 2 Pictures of gas-liquid separation chamber

1. 回流孔 2. 出口管

回流孔面积估算式为

$$d_1 = K_1 (Q/n)^{1/3} \quad (1)$$

式中  $d_1$ ——回流孔截面当量直径,mm

$K_1$ ——计算系数

$Q$ ——泵的流量, $\text{m}^3/\text{s}$

$n$ ——泵的转速, $\text{r}/\text{min}$

根据理论计算,本模型泵中的回流孔面积初步定为  $S = 84 \text{ mm}^2$ 。

### 1.3 外壳体

本模型泵中的外壳体是不锈钢材料制造的圆环形壳体,其厚度为1mm,如图1所示。其外壳体的内径为124mm,内壳体(泵壁)的外径为122mm,中间有单边1mm的间隙,整个内、外壳体之间的间隙称为回流腔,气液分离室中的水从回流孔流到回流腔,最后流回自吸盖板并进入气液混合室中。

### 1.4 自吸盖板

本模型泵中的自吸盖板结构不仅有弯管型的回流通道,联接着回流腔及气液混合室,而且内部还置有回流阀(不锈钢薄片),如图3所示。在自吸过程中,由于叶轮内部存在着较多气体导致叶轮做功较小,回流阀两侧压力差较低,回流阀门打开,以方便气液分离室中的水流回至气液混合室;当自吸过程

完成后,回流阀两侧压力较大,回流阀门关闭并贴紧回流通道,大幅度减少了泄漏损失并增大了自吸泵的效率。

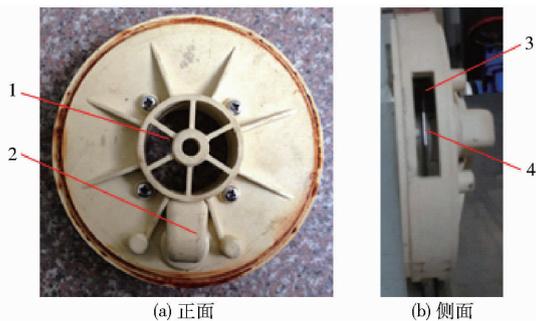


图3 自吸盖板实物图

Fig.3 Model of self-priming cover plate

1. 通道出口 2. 回流通道 3. 通道入口 4. 叶轮

## 1.5 气液混合室

本模型泵中的气液混合室构造简单,近似于一个半球形,如图4所示,其上侧中间位置接进口管道,下侧中间位置接排水孔,以便泵长时间不运行时将泵内部水排出,而当泵自吸及正常运行时,通常用螺栓把排水孔堵住。



图4 气液混合室实物图

Fig.4 Pictures of gas-liquid mixing chamber

1. 进水管 2. 排水孔

## 2 多级自吸喷灌泵关键水力部件多目标模糊设计

### 2.1 方法概述

在产品开发领域,通常希望多个设计目标同时达到最佳值,可以用以下数学模型表示:求一组向量  $\mathbf{X} = (x_1, x_2, \dots, x_N)$ , 满足  $\min \mathbf{F}(\mathbf{X}) = (f_1(\mathbf{X}), f_2(\mathbf{X}), \dots, f_N(\mathbf{X}))$ , 受约束条件  $g_j(\mathbf{X}) \leq 0, j = 1, 2, \dots, N$ 。

最为理想的情况是能够存在着一组最优解,同时满足上述的各个分目标方程;但在实际中比较困难,一组向量值对一个目标方程可能是最优值,但对另一个目标方程则可能是极差值;因此需要均衡各个目标方程,寻求一组合适的最优解使整体取得最佳效果。

### 2.2 模糊解法

模糊优化的基本原理是在限定的条件内求出单

个目标的最优解,然后采用模糊集合的形式将上述最优解模糊化,最后求解各模糊集合交集的最大隶属函数;这时所对应的参数变量即为多目标问题的最优解。其模糊解法的具体过程如下。

#### 2.2.1 求各单目标函数的约束最优解

分别求解各单目标函数  $f_i(\mathbf{X})$  在约束条件  $g_j(\mathbf{X})$  下的极大值及极小值,其表达式如下:求  $\mathbf{X} = (x_1, x_2, \dots, x_N)$ , 分别满足  $\min f_i(\mathbf{X}), i = 1, 2, \dots, I$  及  $\max f_i(\mathbf{X}), i = 1, 2, \dots, I$ , 受约束条件  $g_j(\mathbf{X}) \leq 0, j = 1, 2, \dots, J$ 。通过以上公式可以分别求得极小值  $m_i$  及极大值  $M_i$ 。

#### 2.2.2 模糊化各单目标函数

各单目标函数进行模糊化为

$$\mu_{f_i}(x) = \left( \frac{M_i - f_i(\mathbf{X})}{M_i - m_i} \right)^{q_i} \quad (2)$$

其中,指数  $q_i$  为非负实数,通常  $q_i$  取值为  $1/2, 1/3, 2, 3, \dots$ 。一般情况下  $q_i$  取分数比取整数好,这样其隶属度函数  $\mu_{f_i}(x) \leq 1$ ; 相反若  $q_i$  取整数,其隶属度函数值相对较小,进而运算误差变得相对较大,严重影响寻求最优解的速度和精度。

#### 2.2.3 计算模糊优越集隶属函数

模糊优越集表达式为

$$D = \bigcup_{i=1}^I f_i$$

其隶属函数为

$$\mu_D(x) = \bigwedge_{i=1}^I \mu_{f_i}(x) \quad (3)$$

#### 2.2.4 求最优解

最优解表达式为

$$\mu_D(x^*) = \max \mu_D(x) = \max \bigwedge_{i=1}^I \mu_{f_i}(x) \quad (4)$$

其求得的  $x^*$  即多目标优化问题的最优解。

### 2.3 泵设计参数

根据需求,对一款多级自吸喷灌泵进行水力设计,其基本设计参数如下:额定流量  $Q_d = 3.3 \text{ m}^3/\text{h}$ ; 额定单级扬程  $H_d = 8 \text{ m}$ ; 转速  $n = 2800 \text{ r/min}$ ; 关死点单级扬程  $H_{\max} \geq 13 \text{ m}$ ; 单级最大轴功率  $P_{\max} \leq 200 \text{ W}$ 。通过计算得到该泵的比转数  $n_s = 65$ , 属于低比转数离心泵范畴。

### 2.4 目标函数的建立

多级离心泵通常具有结构设计紧凑及安装方便的特点。一般说来,在一定的流量下,提高泵的单级扬程可以减少泵的级数,从而减少轴向长度及生产成本。因此,如何在较小的设计空间内产生较高的扬程并且消耗较小的轴功率这2个问题一直是低比转数多级离心泵设计的关键问题。

在多级自吸喷灌泵的水力设计过程中,通常希

望涵盖的优化目标越多越好,但这种情况很容易造成无解现象。因此,本文根据实际厂家需求,以离心泵关死点单级扬程极大值及最大轴功率极小值作为优化目标(用户最为直观感受的2个参数),在约束变量范围内进行多级自吸喷灌泵的多目标模糊优化设计。

#### 2.4.1 关死点单级扬程目标函数的建立

泵的理论扬程计算公式<sup>[18]</sup>为

$$H_1 = \frac{1}{g} \left[ \left( \frac{n\pi D_2}{60} \right)^2 h_0 - \frac{nQ_1}{3600 \times 60 \varphi_2 b_2 \tan\beta_2} \right] - \frac{u_1 v_{u1}}{g} \quad (5)$$

$$\text{其中} \quad Q_1 = \frac{Q}{\eta_v} \quad (6)$$

$$h_0 = 1 - \frac{\pi \sin\beta_2}{Z} \quad (7)$$

式中  $H_1$ ——理论扬程, m       $\eta_v$ ——容积效率

$Q_1$ ——理论流量,  $\text{m}^3/\text{h}$

$Z$ ——叶轮叶片数

$\varphi_2$ ——叶轮出口排挤系数

$b_2$ ——叶轮叶片出口宽度, m

$D_2$ ——叶轮出口直径, m

$u_1$ ——叶片进口圆周速度,  $\text{m/s}$

$\beta_2$ ——叶片出口安放角, ( $^\circ$ )

$h_0$ ——斯托道拉滑移系数

$v_{u1}$ ——叶片进口绝对速度圆周分量,  $\text{m/s}$ , 通常假设  $v_{u1} = 0$

当泵处于关死点时,由于口环单边间隙为1 mm(工艺需要),导致口环泄漏较大,其实际流量并不等于零,根据该系列其他自吸泵的设计经验,其关死点的实际流量  $Q_1 \geq 1 \text{ m}^3/\text{h}$ ,故泵的关死点单级扬程计算公式为

$$H_{\max} = \frac{1}{9.81} \left[ \left( \frac{2800 \times 3.14 D_2}{60} \right)^2 \left( 1 - \frac{3.14 \sin\beta_2}{Z} \right) - \frac{2800 \times 1}{3600 \times 60 \times 0.9 b_2 \tan\beta_2} \right] \quad (8)$$

#### 2.4.2 单级最大轴功率目标函数的建立

根据文献[19],泵的单级最大轴功率计算公式为

$$P_{\max} = \frac{\rho}{4\eta_m} \left( \frac{n\pi D_2}{60} \right)^3 \pi D_2 b_2 \varphi_2 h_0^2 \tan\beta_2 \quad (9)$$

$$\text{其中} \quad \eta_m = 1 - \left( \frac{P'_m}{P} + \frac{P_m}{P} \right) \quad (10)$$

式中  $P_{\max}$ ——最大轴功率, W

$\rho$ ——介质密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$

$\eta_m$ ——机械效率

$P'_m$ ——轴承及机封摩擦损失功率, W

$P_m$ ——圆盘摩擦损失功率, W

$P$ ——泵的轴功率, W

通常轴承摩擦损失功率和机封摩擦损失功率耗用轴功率部分较小,一般计算公式为

$$P'_m = 0.01P \sim 0.03P \quad (11)$$

而  $P_m$  与比转数相关,经查文献[15],当  $n_s = 65$  时,  $P_m \approx 0.15P$ ,因此  $\eta_m \approx 0.82$ 。根据相关经验,  $\varphi_2 \approx 0.9$ ,代入式(9),可得

$$P_{\max} = \frac{1000}{4 \times 0.82} \left( \frac{2800 \times 3.14 D_2}{60} \right)^3 \cdot 3.14 D_2 b_2 \times 0.9 \times \frac{(1 - 3.14 \sin\beta_2)}{Z} \tan\beta_2 \quad (12)$$

观察式(8)、(12)可以发现,目标函数是以  $X = (b_2, D_2, \beta_2, Z) = (x_1, x_2, x_3, x_4)$  作为设计变量,属于多元非线性规划求解问题。

#### 2.5 约束条件的建立

选择合适的设计变量范围对优化效果十分重要,到目前为止约束条件还不能通过公式精确得到。如果参数变量选择范围过于苛刻,则缩小了最优解的区间,并且很可能在该区域没有满足条件的解集存在,造成“无解”现象;如果参数变量选择范围过大,可能只得到理论上成立的最优解,而不能符合生产要求,造成工艺设计不合理,成品率低、加工成本过高等实际问题。本文根据离心泵速度系数法,结合结构尺寸要求,进行参数变量范围的界定,力求保证水力设计满足要求,结构工艺设计合理。

##### 2.5.1 叶轮叶片出口宽度 $b_2$ 的边界条件

$b_2$  的计算公式为

$$b_2 = K_{b2} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (13)$$

$$\text{其中} \quad K_{b2} = 0.7 \left( \frac{n_s}{100} \right)^{1/2} \quad (14)$$

式中  $K_{b2}$ ——叶轮叶片出口宽度系数

将额定点性能参数代入上述公式,求得  $b_2 = 0.0034 \text{ m}$ ,权衡后适当放开边界条件,初步估计  $b_2$  的边界条件为  $[0.003 \text{ m}, 0.005 \text{ m}]$ 。

##### 2.5.2 叶轮出口直径 $D_2$ 的边界条件

根据速度系数法,  $D_2$  的计算公式为

$$D_2 = K_D \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (15)$$

$$\text{其中} \quad K_D = 9.35 K_{D2} \left( \frac{n_s}{100} \right)^{-1/2} \quad (16)$$

式中  $K_{D2}$ ——叶轮出口直径修正系数

当  $n_s = 65$  时,  $K_{D2} = 1.05$ ,将额定点的性能参数代入上述公式,求得  $D_2 = 0.084 \text{ m}$ 。厂家将泵关死

点扬程当作一个核心性能指标,而增加关死点扬程最有效的途径是增大叶轮直径。由于成本问题,泵体内径受到限制不能超过 0.118 m,为了给正导叶留下一定的径向空间,单边至少需要留下 3 mm 的余量,因此  $D_2$  不能超过 0.112 m,初步估计  $D_2$  的边界条件为 [0.08 m, 0.112 m]。

### 2.5.3 叶轮叶片出口安放角 $\beta_2$ 的边界条件

根据 Pfleiderer 的研究,当  $\beta_2 \approx 30^\circ$  时将获得较好的流道形状和较高的效率。由于叶轮直径已经过大,为了获得较好的全扬程特性,因此对  $\beta_2$  选择  $15^\circ \sim 35^\circ$ ,将角度转换成弧度得  $\beta_2$  范围为 [0.262 rad, 0.611 rad]。

### 2.5.4 叶轮叶片数 $Z$ 的边界条件

在设计低比转数离心泵时,叶轮叶片数  $Z$  通常取 6~8。为了兼顾冲压工艺中的整体式叶片, $Z$  只能取偶数,为了提高关死点扬程及降低最大轴功率, $Z$  取大些为宜,故  $Z$  值取为 8。从数学角度分析,离心泵叶轮的几何变量可以分为连续型变量及离散型变量。其中长度、角度变量为连续型变量,而叶片数只能是整数,是离散型变量。在优化设计过程中可以假设叶片数也为连续变量,得到最优解后,再根据经验及工艺性要求取最近的离散值,但这会引起其他变量的变化,因此本文将离散型变量设定为固定值。

## 2.6 优化求解

本文的多目标模糊优化求解在专业数学建模软件 LINGO 中完成,该软件普遍应用于线性方程组与非线性方程组的求解规划问题中,图 5 为 LINGO 软件的操作界面。

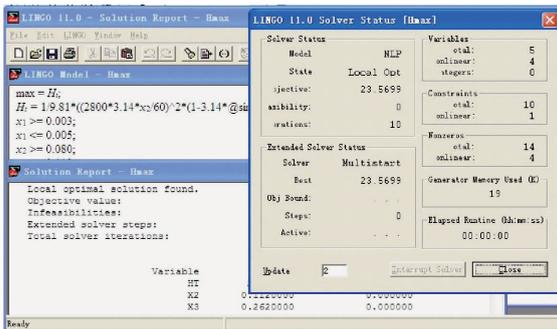


图 5 LINGO 软件操作界面

Fig. 5 Operation interface of LINGO

在求解过程中,需要把目标函数及约束条件翻译成 LINGO 软件可识别的语句。例如求解关死点单级扬程极大值,需要调用内部求最大值“Max”函数,为了防止 Max 命令冲突,令  $H_{\max} = H_m$ ,命令语言如下

$$\begin{aligned} \max &= H_m; \\ H_m &= 1/9.81 * ((2800 * 3.14 * x_2 / 60)^2 * (1 \end{aligned}$$

$$- 3.14 * @ \sin(x_3) / x_4) - 2800 * 1 / (3600 * 60 * 0.9 * x_1 * @ \tan(x_3));$$

$$x_1 >= 0.003;$$

$$x_1 <= 0.005;$$

$$x_2 >= 0.080;$$

$$x_2 <= 0.112;$$

$$x_3 >= 0.262;$$

$$x_3 <= 0.611;$$

$$x_4 >= 8;$$

$$x_4 <= 8;$$

运行求解,得关死点单级扬程极大值为 23.6 m。同理,为求解关死点单级扬程极小值,调用“Min”函数,其值求解为 10.8 m。对于最大轴功率,其极大值与极小值分别为 1157 W 与 80 W。

对于多目标函数优化  $\min F(\mathbf{X}) = (f_1(x), f_2(x), \dots, f_n(x))$ ,求极大值的优化问题可以通过将目标函数取相反数,转换为求极小值的优化问题。因此令  $f_1(\mathbf{X}) = -H_1$ ,其极大值与极小值分别为 -10.8 m 及 -23.6 m。由于本模型对关死点扬程及最大轴功率都有要求,认定两者具有同等重要性地位,故取  $q_i$  为 0.5,代入式(2)及式(4)中,命令语言如下

$$\text{Max} = y;$$

$$y - (1/12.8 * (-10.8 + 1/9.81 * ((2800 * 3.14 * x_2 / 60)^2 * (1 - 3.14 * @ \sin(x_3) / x_4) - 2800 * 1 / (3600 * 60 * 0.9 * x_1 * @ \tan(x_3))))^{(1/2)} <= 0;$$

$$y - (1/1077 * (1157 - 1000/3.28 * ((2800 * 3.14 * x_2 / 60)^3 * 3.14 * x_2 * x_1 * 0.9 * (1 - 3.14 * @ \sin(x_3) / x_4) * @ \tan(x_3))))^{(1/2)} <= 0;$$

$$x_1 >= 0.003;$$

$$x_1 <= 0.005;$$

$$x_2 >= 0.080;$$

$$x_2 <= 0.112;$$

$$x_3 >= 0.262;$$

$$x_3 <= 0.611;$$

$$x_4 >= 8;$$

$$x_4 <= 8;$$

运行求解,得到  $\mathbf{X} = (x_1, x_2, x_3, x_4, \lambda) = (0.003, 0.108, 0.262, 8, 0.907)$ 。其中  $x_1, x_2, x_3$  及  $x_4$  为多目标模糊优化问题的最优解,即  $b_2 = 3 \text{ mm}, D_2 = 108 \text{ mm}, \beta_2 = 15^\circ, Z = 8$ ,而交集的隶属函数最大值  $\lambda$  为 0.907。

## 2.7 叶轮及导叶的水力设计

将上一节的计算结果作为叶轮及导叶水力设计的基础,结合速度系数法,得到叶轮及导叶的基本几

何参数,如表1所示。为了对比模型泵优化前后的几何尺寸差异,原始模型的叶轮、导叶相关参数加入表1中。由于正导叶的径向尺寸较小,为了延长正导叶流道,正导叶取较小进口安放角 $\alpha_3 = 5^\circ$ 。根据文献[20],通过减小反导叶的出口安放角,可以降低导叶的出口流体环量,不仅可以获得较为陡峭的扬程-流量曲线,降低泵的最大轴功率,还可以提高泵的抗汽蚀性能,因此,本模型泵的反导叶出口安放角 $\alpha_6 = 50^\circ$ 。通过表1可以得到塑料叶轮及导叶的二维模型及实物图,如图6、7所示。

表1 主要几何参数

Tab.1 Basic geometrical parameters

参数	数值	
	原始模型	新模型
叶轮进口直径 $D_1/\text{mm}$	20	20
叶轮轮毂直径 $D_h/\text{mm}$	33.5	33.5
叶轮出口直径 $D_2/\text{mm}$	103	108
叶轮进口安放角 $\beta_1/(\circ)$	60	40
叶轮出口安放角 $\beta_2/(\circ)$	20	15
叶轮叶片包角 $\theta_w/(\circ)$	160	150
叶轮叶片数 $Z$	6	8
叶轮叶片出口宽度 $b_2/\text{mm}$	3	3
正导叶叶片数 $Z_p$	9	9
反导叶叶片数 $Z_r$	9	9
正导叶基圆直径 $D_3/\text{mm}$	104	109
正导叶进口安放角 $\alpha_3/(\circ)$	3	5
反导叶出口角 $\alpha_6/(\circ)$	78	50

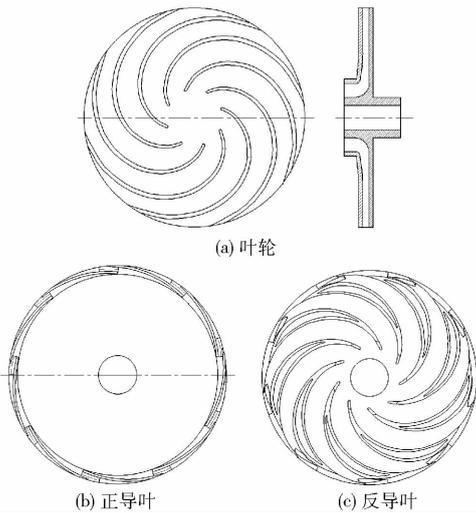


图6 叶轮二维图

Fig.6 Two-dimension diagram of impeller and diffuser

### 3 多级自吸喷灌泵的外特性试验结果

以上水力模型委托给福建某企业进行加工并组装成一台多级自吸喷灌泵,同时与原始模型泵送至福建省机械科学研究院机电产品检测中心(福建省泵类产品质量监督检验站)进行性能检测,其试验

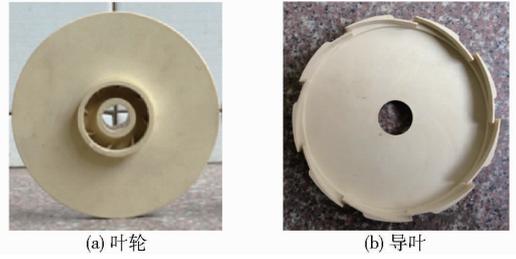


图7 叶轮及导叶实物图

Fig.7 Pictures of impeller and diffuser

装置如图8所示。由于本模型泵为机电一体化结构,故采用电测法测出电动机的输入功率并换算泵的轴功率,其测量换算结果如表2所示。图9为2种模型泵的性能对比,可以看出,新模型泵的关死点单级扬程为13.3 m,最大单级轴功率为189.6 W,满足企业的2个委托要求( $H_{\max} \geq 13 \text{ m}$ ,  $P_{\max} \leq 200 \text{ W}$ )。此外,原始模型泵的关死点单级扬程与最大单级轴功分别为10.7 m和250.4 W,从而证明了多目标模糊优化设计法在泵优化设计领域的可行性,本文为泵的优化设计提供了新的参考方向。

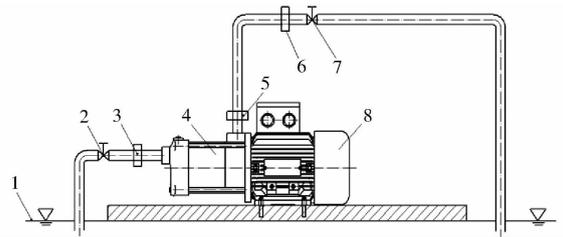


图8 试验台装置简图

Fig.8 Schematic diagram of experimental setup

1. 试验台水池
2. 进口调节阀
3. 真空表
4. 水泵
5. 压力表
6. 流量计
7. 流量调节阀
8. 电动机

表2 新模型泵实测换算结果

Tab.2 Experimental results of new model pump

流量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )	五级扬程/ m	转速/ ( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	五级轴 功率/W	效率/ %
0	66.46	2 800	453	0
1.33	59.44	2 800	801	26.81
1.75	56.96	2 800	838	32.38
2.15	53.81	2 800	871	36.11
2.55	50.55	2 800	898	39.05
2.95	46.43	2 800	922	40.43
3.34	41.87	2 800	936	40.73
3.76	36.48	2 800	947	39.45
4.17	30.81	2 800	948	36.90
4.59	24.58	2 800	938	32.78
5.00	18.66	2 800	921	27.61
5.38	12.40	2 800	899	20.22
5.78	6.02	2 800	878	10.78

### 4 结束语

在单级自吸离心泵的基础上,叙述了多级自吸

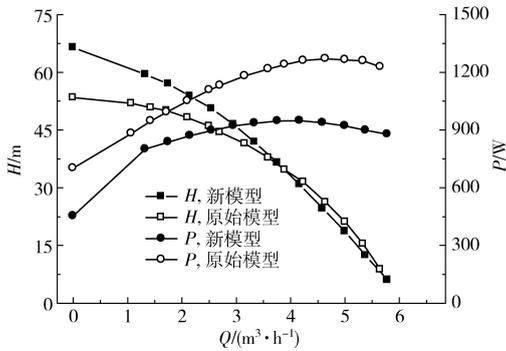


图9 2种模型泵的总扬程及轴功率对比(五级)

Fig. 9 Comparison of new and original model pumps (Five stages)

喷灌泵的自吸工作原理,并设计了一种具有高自吸性能及优良外特性的自吸装置,在正反导叶的基础上,设计了由气液分离室、外壳体、自吸盖板及气液

混合室组成的回水装置。在自吸过程中,末级泵段的出高压水经回水装置对泵腔进行补水,再次完成气水混合,当泵完成自吸后,自吸盖板中的回流阀在较大的压力差作用下自动关闭,有效提高了自吸泵的效率。此外,基于多目标模糊优化设计,确定追求关死点扬程极大值、最大轴功率极小值的多目标优化模型,结合设计经验及工艺需求建立相关约束条件,并进行非线性极值求解,最后以最优解完成过流部件的水力优化设计。通过对多级自吸喷灌泵进行外特性试验,发现原始模型泵的关死点扬程和最大轴功率分别为10.7 m和250.4 W,而新模型泵的关死点扬程和最大轴功率分别为13.3 m和189.6 W,从而充分证明了多目标模糊优化设计法在泵优化设计领域的可行性。

## 参 考 文 献

- 吕智君,兰才有,王福军. 自吸泵研究现状及发展趋势[J]. 排灌机械工程学报,2005,23(3):1-5.  
LÜ Zhijun, LAN Caiyou, WANG Fujun. The present status and development of self-priming pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2005, 23(3): 1-5. (in Chinese)
- 王洋,李贵东,曹璞钰,等. 泵腔内部环流对射流式自吸泵自吸性能的影响[J]. 农业机械学报,2014,45(11):129-133.  
WANG Yang, LI Guidong, CAO Puyu, et al. Effects of internal circulation flow on self-priming performance of flow-ejecting self-priming pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(11):129-133. (in Chinese)
- 王洋,彭帅,刘瑞华,等. 旋涡自吸泵内部流场压力脉动数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2015,33(7):583-588.  
WANG Yang, PENG Shuai, LIU Ruihua, et al. Numerical simulation of pressure fluctuation in self-priming vortex pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(7): 583-588. (in Chinese)
- KANUTE J. Self-priming centrifugal pumps: a primer[J]. World Pumps, 2004, 456:30-32.
- HUBBARD B. Self-priming characteristics of flexible impeller pumps[J]. World Pumps, 2000, 405:19-21.
- SHEPARD J. Self-priming pumps: an overview[J]. World Pumps, 2003, 444:21-22.
- 丛小青,张啸,袁丹青,等. 多级中开式离心泵级间过水流道的流场分析[J]. 排灌机械工程学报,2015,33(10):840-845.  
CONG Xiaoqing, ZHANG Xiao, YUAN Danqing, et al. Flow field analysis of interstage flow channel in a multistage split casing centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(10): 840-845. (in Chinese)
- 袁丹青,韩泳涛,丛小青,等. 多级离心泵新型空间导叶设计及优化分析[J]. 排灌机械工程学报,2015,33(10):853-858.  
YUAN Danqing, HAN Yongtao, CONG Xiaoqing, et al. Design and optimization of new-type space guide vanes for multistage centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(10): 853-858. (in Chinese)
- 范宗霖,孙兆宁. 多级自吸离心泵的研制[J]. 水泵技术,1993,38(3):5-7.  
FAN Zonglin, SUN Zhaoning. The development of multistage self-priming centrifugal pump[J]. Pump Technology, 1993, 38(3): 5-7. (in Chinese)
- 周邵萍,胡良波,张浩. 多级离心泵级间导叶性能优化[J]. 农业机械学报,2015,46(4):33-39.  
ZHOU Shaoping, HU Liangbo, ZHANG Hao. Performance optimization for intermedia stage guide vanes of multistage centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(4): 33-39. (in Chinese)
- 马新华,冯琦,蒋小平,等. 多级离心泵内部非定常压力脉动的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2016,34(1):26-31.  
MA Xinhua, FENG Qi, JIANG Xiaoping, et al. Numerical simulation of unsteady pressure pulsation in multistage centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2016, 34(1): 26-31. (in Chinese)
- 康灿,杨鑫,于晓杰. 多级离心泵内部级间影响及压力脉动特征[J]. 排灌机械工程学报,2015,33(7):566-571.  
KANG Can, YANG Xin, YU Xiaojie. Inter-stage interaction and unsteady flow characteristics in multistage centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(7): 566-571. (in Chinese)
- 张翔,王洋,徐小敏,等. 低比转数离心泵叶轮内能量转换特性[J]. 农业机械学报,2011,42(7):75-81.  
ZHANG Xiang, WANG Yang, XU Xiaomin, et al. Energy conversion characteristic within impeller of low specific speed centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 75-81. (in Chinese)
- 赵伟国,刘明,刘宜,等. 叶片厚度对低比转数离心泵性能的影响[J]. 排灌机械工程学报,2015,33(12):1033-1037.  
ZHAO Weiguo, LIU Ming, LIU Yi, et al. Effects of blade thickness on performance of low-specific-speed centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(12): 1033-1037. (in Chinese)
- 冒杰云,袁寿其,张金凤,等. 低比转数离心泵驼峰工况附近内部流动特性分析[J]. 排灌机械工程学报,2015,33(4):

283 - 289.

MAO Jieyun, YUAN Shouqi, ZHANG Jinfeng, et al. Analysis of inner flow in low-specific centrifugal pump at conditions near hump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(4): 283 - 289. (in Chinese)

- 16 卜学兵,陈晖,李永鹏,等. 低比转数变工况离心泵的性能优化[J]. 排灌机械工程学报,2015,33(3):203 - 208.

PU Xuebing, CHEN Hui, LI Yongpeng, et al. Performance optimization of low-specific speed centrifugal pump under variable operation conditions[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(3): 203 - 208. (in Chinese)

- 17 CHOI Y D, KUROKAWA J, MATSUI J. Performance and internal flow characteristics of a very low specific speed centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(2):341 - 349.

- 18 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社,2011.

- 19 袁寿其. 低比速离心泵理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社,1997.

- 20 施卫东,李辉,陆伟刚,等. 进口预旋对低比速离心泵无过载性能的影响[J]. 农业机械学报,2013,44(5):50 - 54.

SHI Weidong, LI Hui, LU Weigang, et al. Effect of prewhirl flow on non-overload performance of low-specific-speed centrifugal pumps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(5):50 - 54. (in Chinese)

(上接第 65 页)

- 12 张仁田,陆永泉. 南水北调东线一期工程宝应泵站水泵装置模型验收试验成果分析[J]. 南水北调与水利科技, 2005, 3(5):13 - 17.

ZHANG Rentian, LU Yongquan. Model acceptance test of the Baoying Pumping Station in the South - North Water Project[J]. South to North Water Transfers and Water Science and Technology, 2005, 3(5):13 - 17. (in Chinese)

- 13 刘超,金燕. 双向流道泵装置内三维流动数值模拟[J]. 农业机械学报, 2011, 42(9):74 - 78.

LIU Chao, JIN Yan. Numerical simulation on three dimensional flow in two-way reversible pumping system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9):74 - 78. (in Chinese)

- 14 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)

- 15 吴昌新,金燕,王道虎,等. 大型双向贯流式潜水泵装置的研究与应用[J]. 水力发电学报,2012,31(6):265 - 270,273.

WU Changxin, JIN Yan, WANG Daohu, et al. Study and application of large bidirectional submersible tubular pump system[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2012,31(6):265 - 270, 273. (in Chinese)

- 16 古智生. 全贯流潜水电泵的开发与应用[J]. 水利水电技术, 2010, 41(12):54 - 57.

GU Zhisheng. Development and application of a new type submersible tubular pump[J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2010, 41(12):54 - 57. (in Chinese)

- 17 EGIDI N, MAPONI P, MISICI L. A three-dimensional model for the study of the cooling system of submersible electric pumps [J]. Mathematics and Computers in Simulation, 2012,82(12):2962 - 2970.

- 18 HÖKBY N, MONTENEGRO R. Optimizing operational efficiency in submersible pumps[J]. World Pumps, 2004,451:35 - 38.

- 19 杨帆,谢传流,刘超,等. 轴流泵装置运行工况对肘形进水流道水力性能的影响[J]. 农业机械学报, 2016, 47(2):15 - 21.

YANG Fan, XIE Chuanliu, LIU Chao, et al. Influence of axial-flow pumping system operating conditions on hydraulic performance of elbow inlet conduit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2):15 - 21. (in Chinese)

- 20 黄良勇,吴忠,张啸,等. 大型双向流道泵装置优化匹配与试验研究[J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34(7):584 - 589.

HUANG Liangyong, WU Zhong, ZHANG Xiao, et al. Hydrodynamic optimization of large pumping installation with two-way channel and experiment[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2016, 34(7):584 - 589. (in Chinese)

- 21 周伟,陶玮,周红兵,等. 开敞式双向泵装置出水锥管的优化设计[J]. 南水北调与水利科技, 2014, 12(2):23 - 25.

ZHOU Wei, TAO Wei, ZHOU Hongbing, et al. Optimal design of outlet conical pipe for open dual-directional pumping system [J]. South to North Water Transfers and Water Science and Technology, 2014, 12(2):23 - 25. (in Chinese)

- 22 陈松山,何钟宁,周正富,等. 低扬程泵站箱涵式出水流道水力特性试验[J]. 农业机械学报,2007,38(4):70 - 72.

CHEN Songshan, HE Zhongning, ZHOU Zhengfu, et al. Study on hydraulic characteristics of tank-style outlet passage in low water head pumping stations[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(4):70 - 72. (in Chinese)

- 23 武蒙. 立式轴流泵曲线扩管双向出水流道数值模拟优化研究[D]. 扬州:扬州大学,2012.

WU Meng. Numerical optimization for curve flared two-way outlet conduit of vertical axial flow pump[D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2012. (in Chinese)

- 24 刘超,梁豪杰,金燕,等. 立式轴流泵进水流场的 PIV 测量[J]. 农业机械学报,2015,46(8):33 - 41.

LIU Chao, LIANG Haojie, JIN Yan, et al. Flow field of an axial-flow pump intake by PIV measurements[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015,46(8):33 - 41. (in Chinese)