

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.05.010

进口预旋对低比速离心泵无过载性能的影响*

施卫东¹ 李辉¹ 陆伟刚¹ 戴吉隆² 李绪良²

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 海城三鱼泵业有限公司, 海城 114216)

摘要: 采用径向前置导叶实现预旋, 将叶轮与前置导叶结合进行研究, 推导了有预旋离心泵的最大轴功率及其对应流量的计算公式。分析了导叶几何参数对泵理论扬程曲线、功率曲线、理论最大流量、最大轴功率及最大轴功率对应流量的影响。利用 CFD 软件对几何参数不同的 8 组方案进行数值模拟, 将模拟结果与公式计算结果进行对比。验证了公式的正确性, 该公式对无过载离心泵设计具有指导作用。

关键词: 离心泵 预旋 前置导叶 无过载

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)05-0050-05

Effect of Prewirl Flow on Non-overload Performance of Low-specific-speed Centrifugal Pumps

Shi Weidong¹ Li Hui¹ Lu Weigang¹ Dai Jilong² Li Xuliang²

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. Haicheng Suprasuny Pump Co., Ltd., Haicheng 114216, China)

Abstract: Both the impeller and inlet guided vanes were studied. Considering the inlet prewhirl by using radial inlet guided vanes, the calculation formula of the pump's maximum shaft power and its corresponding flow rate were deduced. The effects of inlet guided vanes' geometric parameters on theoretical head curves, power curves, theoretical maximum flow rate, maximum shaft power and its corresponding flow rate were also analyzed. Then eight schemes with different geometric parameters were numerically simulated by using CFD software, the validity of the formula was verified by comparing numerical result and formula calculation, indicating that it can provide guidance for the design of non-overload centrifugal pump.

Key words: Centrifugal pump Prewirl flow Inlet guide vanes Non-overload

引言

低比速离心泵由于具有扬程高、流量小的特点, 广泛应用于各个领域^[1]。离心泵的功率特性决定离心泵在大流量运行时易发生过载^[2]。而事实上, 离心泵经常在变工况下运行, 于是全扬程无过载泵应运而生^[3-4]。国内外对进口无旋离心泵做了许多理论和实验研究, 推导了进口无旋离心泵的最大轴功率计算公式, 为无过载离心泵设计提供了依据^[5-6]。

为了获得较好的无过载性能, 要求具有较小的最大轴功率。传统公式^[7]要求选择较小的叶轮出口安放角和较小的出口宽度, 但过小的出口安放角和出口宽度不便于叶轮制造加工, 也不利于水力性能的提高^[8]。这样, 单从叶轮着手已经不能很好满足无过载要求。

前置导叶调节预旋首先应用于压缩机和风机, 对于性能的调节取得了很好的效果^[9-11]。许多学者对此进行了研究^[12-16]。但预旋对轴功率的影响尚未见有进行研究。

收稿日期: 2012-08-13 修回日期: 2012-08-23

* 国家自然科学基金资助项目(51279069)、江苏高等学校优秀科技创新团队资助项目(苏教科(2009)10号)和江苏高校优势学科建设工程资助项目

作者简介: 施卫东, 研究员, 博士生导师, 主要从事流体机械研究, E-mail: wdshi@ujs.edu.cn

本文将叶轮和导叶结合进行研究以更好实现无过载性能,主要研究前置导叶对离心泵无过载性能的影响。推导有旋流动下最大轴功率及其流量的计算公式,以对低比速离心泵的无过载设计提供参考。

1 前置导叶对预旋的影响

1.1 前置导叶的结构形式

本文利用径向前置导叶来产生预旋,其结构如图1所示。为便于生产加工及降低生产成本,省去了调节机构,将前置导叶做成固定式。 β_0 为前置导叶出口安放角,是前置导叶叶片出口边切线方向与该点所在圆周切线方向(- u 方向)间的夹角。 b_0 为前置导叶出口宽度, D_0 为前置导叶出口直径, b_2 为叶轮出口宽度, D_1 为叶片进口边直径, D_2 为叶轮出口直径。设 v_{u1} 为叶轮进口圆周分速度,取与叶轮旋转方向相同为正,相反为负。则:当 $\beta_0 = 90^\circ$ 时, $v_{u1} = 0$,叶轮进口无预旋;当 $0^\circ < \beta_0 < 90^\circ$ 时, $v_{u1} > 0$,叶轮进口为正预旋;当 $90^\circ < \beta_0 < 180^\circ$ 时, $v_{u1} < 0$,叶轮进口为负预旋。

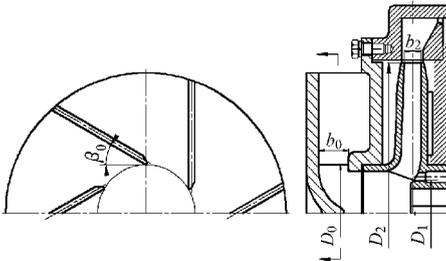


图1 前置导叶结构示意图

Fig. 1 Structure of front guide vanes

1.2 叶轮进口速度的计算

前置导叶出口轴面速度计算公式为

$$v_{m0} = \frac{Q}{\pi D_0 b_0 \psi_0} \quad (1)$$

式中 Q ——实际流量

ψ_0 ——前置导叶出口排挤系数

如图2(图中 v_0 表示前置导叶出口速度)所示,由前置导叶出口速度三角形得前置导叶出口圆周分速度为

$$v_{u0} = \frac{v_{m0}}{\tan \beta_0} \quad (2)$$

根据 $v_u r$ (v_u 表示圆周分速度, r 表示半径)为常量,得

$$v_{u0} D_0 = v_{u1} D_1 \quad (3)$$

由式(1)~(3)得

$$v_{u1} = \frac{Q}{\pi D_1 b_0 \psi_0 \tan \beta_0} \quad (4)$$

叶轮进口轴面速度计算公式为

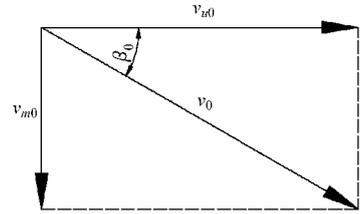


图2 前置导叶出口速度三角形

Fig. 2 Velocity triangle at outlet of front guide vanes

$$v_{m1} = \frac{Q}{D_1 b_1 \psi_1 \eta_v} \quad (5)$$

式中 b_1 ——叶片进口边过水断面形成线长度

ψ_1 ——叶片进口边排挤系数

η_v ——泵容积效率

如图3(图中 u_1 表示叶片进口牵连速度)所示, $\triangle ABC$ 为无旋进口速度三角形, $\triangle DBC$ 为有一定正预旋的进口速度三角形, γ 为预旋角,则

$$\tan \gamma = \frac{v_{u1}}{v_{m1}} = \frac{b_1 \psi_1 \eta_v}{\pi b_0 \psi_0 \tan \beta_0} \quad (6)$$

对于几何参数已知的泵,可以计算出预旋角 γ 。

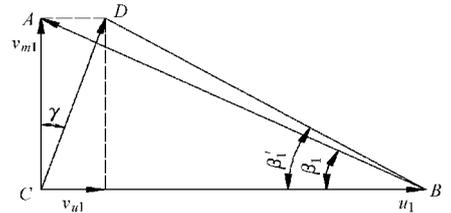


图3 叶轮进口速度三角形

Fig. 3 Velocity triangle at inlet of impeller

2 有旋最大轴功率及其流量公式

2.1 进口预旋时的 $H_t - Q_t$ 曲线

由叶片泵基本方程,得理论扬程计算公式为

$$H_t = \frac{u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}}{g} \quad (7)$$

式中 u_2 ——叶片出口牵连速度

v_{u2} ——叶片出口圆周分速度

g ——重力加速度

由图4 叶轮出口速度三角形可知

$$v_{u2} = \sigma u_2 - \frac{v_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (8)$$

其中

$$\sigma = 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 \quad (9)$$

$$v_{m2} = \frac{Q_t}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \quad (10)$$

式中 σ ——斯托道拉滑移系数

Z ——叶轮叶片数

v_{m2} ——叶轮出口轴面速度

Q_t ——理论流量

ψ_2 ——叶轮出口排挤系数

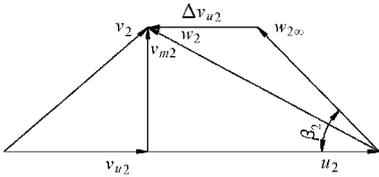


图4 叶轮出口速度三角形

Fig. 4 Velocity triangle at outlet of impeller

将式(4)、(8)、(9)、(10)代入式(7),得

$$H_t = \frac{\sigma u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q_t}{g \pi D_2 b_2 \psi_2 \tan \beta_2} - \frac{u_1 Q}{g \pi D_1 b_0 \psi_0 \tan \beta_0} \quad (11)$$

$$\text{又} \quad Q = Q_t \eta_v \quad (12)$$

则理论扬程计算公式可转化为

$$H_t = \frac{\sigma u_2^2}{g} - \frac{n}{60g} \left(\frac{1}{b_2 \psi_2 \tan \beta_2} + \frac{\eta_v}{b_0 \psi_0 \tan \beta_0} \right) Q_t \quad (13)$$

式中 n ——叶轮转速, r/min

当泵的几何参数及转速一定时,理论扬程 H_t 和理论流量 Q_t 是线性关系。 $H_t - Q_t$ 图形为过点 $(0, \sigma u_2^2/g)$ 、斜率为 k 的直线。斜率计算公式为

$$k = -\frac{n}{60g} \left(\frac{1}{b_2 \psi_2 \tan \beta_2} + \frac{\eta_v}{b_0 \psi_0 \tan \beta_0} \right) \quad (14)$$

通常情况 $k < 0$, 即

$$0 < \beta_0 < 180^\circ - \arctan \left(\frac{b_2 \psi_2}{b_0 \psi_0} \eta_v \tan \beta_2 \right) \quad (15)$$

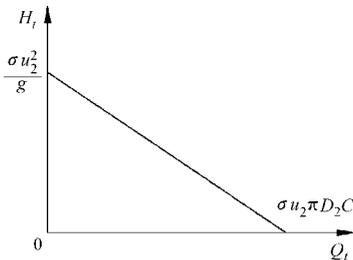
式(15)是轴功率有极大值的前提,在这种情况下对最大轴功率进行计算。此时,当 $H_t = 0$ 时

$$Q_t = \sigma u_2 \pi D_2 C$$

其中

$$C = \frac{1}{\frac{1}{b_2 \psi_2 \tan \beta_2} + \frac{\eta_v}{b_0 \psi_0 \tan \beta_0}}$$

$H_t - Q_t$ 曲线如图5所示。

图5 $H_t - Q_t$ 曲线Fig. 5 Curves of $H_t - Q_t$

2.2 进口预旋时最大轴功率计算

轴功率计算公式为

$$P = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad (16)$$

其中

$$\eta = \eta_m \eta_v \eta_h$$

式中 ρ ——液体密度 η ——总效率

η_m ——机械效率 η_h ——水力效率

H ——实际扬程

实际扬程计算公式为

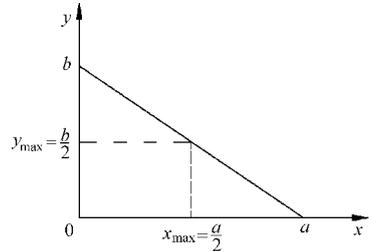
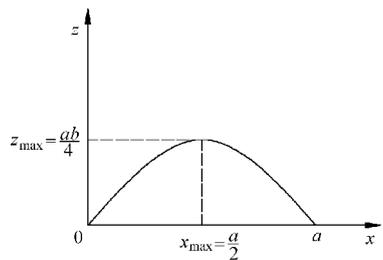
$$H = H_t \eta_h \quad (17)$$

将式(12)、(17)代入式(16)得

$$P = \frac{\rho g Q_t H_t}{\eta_m} \quad (18)$$

为简化计算,可近似认为 η_m 不变,求最大轴功率 P_{\max} 即是求 $Q_t H_t$ 最大值的问题。

令 $Q_t = x$, $H_t = y$, $Q_t H_t = z$, 则 y 是 x 的一次函数。设直线 $y = f(x)$ 与 x 轴交点横坐标为 a , 与 y 轴交点纵坐标为 b , 则: $a = \sigma u_2 \pi D_2 C$, $b = \sigma u_2^2/g$ 。易知: $y = b - (b/a)x$, 为单调递减直线, 如图6所示; $z = -(b/a)x^2 + bx$, 为开口向下的抛物线, 如图7所示。

图6 $y = b - (b/a)x$ 图形Fig. 6 Graph of $y = b - (b/a)x$ 图7 $z = -(b/a)x^2 + bx$ 图形Fig. 7 Graph of $z = -(b/a)x^2 + bx$

最大轴功率对应流量

$$Q_{\max} = Q_{t\max} \eta_v = \frac{1}{2} a \eta_v = \frac{1}{2} \sigma u_2 \pi D_2 \eta_v \frac{1}{\frac{1}{b_2 \psi_2 \tan \beta_2} + \frac{\eta_v}{b_0 \psi_0 \tan \beta_0}} \quad (19)$$

最大轴功率对应扬程

$$H_{\max} = H_{t\max} \eta_h = \frac{1}{2} b \eta_h = \frac{\sigma \eta_h u_2^2}{2g} \quad (20)$$

最大轴功率

$$P_{\max} = \frac{\rho g z_{\max}}{\eta_m} = \frac{\rho g a b}{4 \eta_m} = \frac{\rho}{4 \eta_m} \sigma^2 u_2^3 \pi D_2 \frac{1}{\frac{1}{b_2 \psi_2 \tan \beta_2} + \frac{\eta_v}{b_0 \psi_0 \tan \beta_0}} \quad (21)$$

3 进口预旋对泵性能影响的理论分析

从式(13)、(19)、(21)可知,除叶轮几何参数外,离心泵性能只与前置导叶的出口宽度 b_0 、出口安放角 β_0 和出口排挤系数 ψ_0 有关。

无论有无预旋和预旋大小,关死点理论扬程均为 $\sigma u_2^2/g$ 。 $H_t - Q_t$ 图形为过 $(0, \sigma u_2^2/g)$ 的直线,随着预旋的改变绕该点转动,如图8所示。

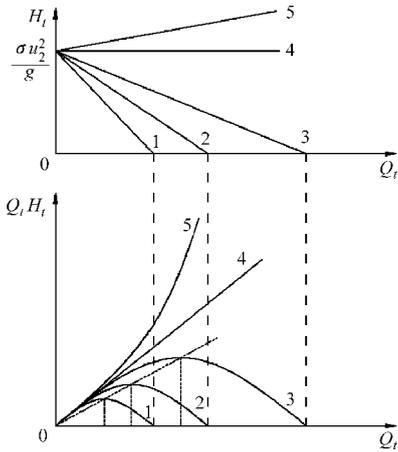


图8 不同预旋时曲线示意图

Fig. 8 Curves with different prewhirl

在满足式(15)的前提下, H_t 是 Q_t 的单调递减函数, $Q_t H_t - Q_t$ 曲线是开口向下的抛物线,如图8曲线1、2、3所示。其中:1为正预旋时的性能曲线, $0^\circ < \beta_0 < 90^\circ$; 2为无预旋时的性能曲线, $\beta_0 = 90^\circ$; 3为负预旋时的性能曲线, β_0 满足

$$90^\circ < \beta_0 < 180^\circ - \arctan\left(\frac{b_2 \psi_2}{b_0 \psi_0} \eta_v \tan \beta_2\right)$$

此时, $Q_t H_t$ 具有极大值,即轴功率 P 存在最大值。最大轴功率 P_{\max} 对应的理论流量 $Q_{t\max}$ 为最大流量的1/2,对应的理论扬程 $H_{t\max}$ 为关死点扬程的1/2。最大轴功率处的流量、扬程及功率计算公式分别为式(19)、(20)、(21)。

加正预旋后,与无预旋相比, $H_t - Q_t$ 曲线下降更陡峭,最大轴功率点流量 Q_{\max} 左移,最大轴功率 P_{\max} 减小,其大小与 Q_{\max} 成正比。此时, b_0 、 β_0 、 ψ_0 越小,这种影响越明显。

加负预旋后,与无预旋相比, $H_t - Q_t$ 曲线下降更平缓,最大轴功率点流量 Q_{\max} 右移,最大轴功率 P_{\max} 增大,其大小与 Q_{\max} 成正比。此时, b_0 、 ψ_0 越小, β_0 越大,这种影响越明显。

负预旋加到一定程度, $H_t - Q_t$ 成为水平直线, $Q_t H_t - Q_t$ 为上升的直线,轴功率不存在最大值,如图8曲线4所示。此时有

$$\beta_0 = 180^\circ - \arctan\left(\frac{b_2 \psi_2}{b_0 \psi_0} \eta_v \tan \beta_2\right)$$

负预旋继续增加, $H_t - Q_t$ 则变为上升的直线, $Q_t H_t - Q_t$ 为开口向上的抛物线,轴功率不再具有最大值,如图8曲线5所示。此时有

$$180^\circ - \arctan\left(\frac{b_2 \psi_2}{b_0 \psi_0} \eta_v \tan \beta_2\right) < \beta_0 < 180^\circ$$

4 数值模拟验证

QDX6-20-0.75型离心泵的设计参数为: $Q = 6 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 20 \text{ m}$, $P = 0.75 \text{ kW}$, $n = 2850 \text{ r/min}$, $\eta = 47\%$ 。对该泵增加前置导叶,改变前置导叶和叶轮的几何参数,利用CFD软件做了8个方案的数值模拟^[17]。其中,方案1不加预旋,其余方案均增加不同程度的正预旋,不同方案几何参数如表1(表中 Z_0 表示前置导叶叶片数)所示。

表1 不同方案的几何参数

Tab. 1 Geometric parameters of different schemes

方案	$\beta_0 / (^\circ)$	b_0 / mm	Z_0	Z
1	90	12	6	4
2	30	8	6	6
3	30	8	6	4
4	20	10	4	6
5	20	8	4	6
6	20	8	4	4
7	20	8	6	4
8	10	8	6	4

图9、图10分别为不同预旋下 $H - Q$ 及 $P - Q$ 曲线。

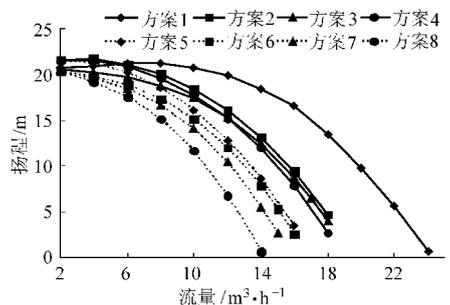
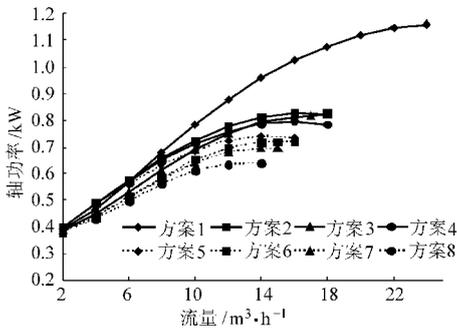


图9 不同预旋的 $H - Q$ 曲线

Fig. 9 $H - Q$ curves with different prewhirl

从模拟结果可以看到,加正预旋后, $H - Q$ 曲线陡降,向小流量偏移,轴功率出现极大值。随着预旋的增强,曲线下降就越厉害, P_{\max} 就越小, Q_{\max} 也越小。这与理论分析结果相一致,通过正预旋较好实现了无过载性能。

将通过式(19)和(21)计算出的 P_{\max} 和 Q_{\max} 与数值模拟做出的结果进行对比,如表2所示。从表中可以看出,公式在一定程度上能够预测 P_{\max} 和 Q_{\max} 的值,计算结果的趋势与模拟结果的趋势几乎一致。但仍存在着较大误差, Q_{\max} 和 P_{\max} 的平均误

图10 不同预旋的 $P-Q$ 曲线Fig. 10 $P-Q$ curves with different prewhirl

差分别为 -22.57% 和 -11.81% , Q_{\max} 的误差比 P_{\max} 要大,且均为负。这是由于模拟本身有误差,加之模拟的工况点不够密,会增加误差,在极值点附近功率曲线平坦, Q_{\max} 的定位不准,是 Q_{\max} 误差比 P_{\max} 大的原因之一。另外,在公式推导过程中,采用了一些假设,加上效率估算的不准确性,造成公式本身存在着误差,有待进一步修正、改进。一般来讲,试验的 P_{\max} 和 Q_{\max} 比模拟的小,所以试验的误差会更小。

5 结论

(1) 首先推导了有旋流动下最大轴功率和最大轴功率对应流量的计算公式。理论分析了预旋对低

表2 P_{\max} 和 Q_{\max} 计算值与数值模拟结果对比Tab. 2 Comparison of calculated results and simulated results of P_{\max} and Q_{\max}

方案	计算值		模拟值		误差/%	
	Q_{\max} / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	P_{\max} / kW	Q_{\max} / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	P_{\max} / kW	ΔQ_{\max}	ΔP_{\max}
2	13.88	0.790	16	0.830	-13.25	-4.82
3	13.63	0.727	18	0.826	-24.28	-11.98
4	12.17	0.720	16	0.795	-23.93	-9.43
5	12.15	0.708	15	0.742	-19.00	-4.58
6	11.98	0.640	15	0.719	-20.13	-10.99
7	11.71	0.620	15	0.697	-21.93	-11.05
8	8.39	0.447	13	0.637	-35.46	-29.82

比速离心泵外特性的影响。发现除叶轮几何参数外,离心泵性能只与前置导叶的出口宽度、出口安放角、出口排挤系数有关。

(2) 通过对不同预旋的方案进行数值模拟,模拟结果与理论分析结果相一致,验证了理论分析的正确性。但仍存在一定误差,公式需进一步修正、完善。

(3) 采用正预旋能够较好地使低比速离心泵实现无过载性能,公式对低比速离心泵的无过载设计具有指导意义。

参 考 文 献

- 袁寿其. 低比速离心泵理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社,1997:467.
- 严敬, 辜迎佳. 低比转速叶轮无过载设计新方法[J]. 水动力学研究与进展, 2000,15(1): 67~73.
Yan Jing, Gu Yingjia. A new program for non overloaded low specific speed centrifugal impeller[J]. Journal of Hydrodynamics, 2000,15(1): 67~73. (in Chinese)
- 刘向东. 小型潜水电泵的重大突破——全扬程潜水电泵诞生[J]. 排灌机械,1990(2):1~3.
- 关醒凡,陆伟刚,魏光新. 全扬程泵理论与设计实践[J]. 水泵技术,1995(2):9~11.
- Yuan Shouqi, Cao Wuling, Li Shiyong, et al. Theory and design method of non-overload centrifugal pumps[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1992,5(4):252~260.
- 陆伟刚,刘向东. 离心泵最大轴功率的准确预算[J]. 水泵技术,1994(6):28~30.
- 袁寿其,曹武陵. 离心泵最大轴功率值及其流量的计算[J]. 流体工程,1992(2):35~40.
- 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社,1995.
- Tan Jiajian, Qi Datong. A new approach to the calculation of Euler work for centrifugal fan impellers[J]. Proc. IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science,2009,223(7): 1591~1596.
- Galindo J, Serrano J R, Margot X, et al. Potential of flow pre-whirl at the compressor inlet of automotive engine turbochargers to enlarge surge margin and overcome packaging limitations[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow,2007,28(3):374~387.
- 施卫东,孙新庆,陆伟刚,等. 矿用潜水电泵性能正交试验[J]. 排灌机械工程学报,2011,29(1):6~12.
Shi Weidong, Sun Xinqing, Lu Weigang, et al. Orthogonal experiment on performance of submersible mining pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2011,29(1):6~12. (in Chinese)
- Predin A, Biluš I. Prerotation flow measurement[J]. Flow Measurement and Instrumentation,2003,14(6):243~247.
- 西安交通大学气体动力研究室. 对离心式压缩机进行预旋的分析[J]. 化工与通用机械,1976(8):69~84.
- 黄经国. 用可调进口导叶调节特性的大型混流泵[J]. 流体机械,2008,28(4):37~40.
Huang Jingguo. Large size mixed flow pump with characteristic control by means of adjustable inlet guide vane[J]. Fluid Machinery, 2008,28(4):37~40. (in Chinese)
- 张德胜,施卫东,王川,等. 斜流泵叶轮和导叶叶片数对压力脉动的影响[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(2):167~170.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Wang Chuan, et al. Influence of impeller and guide vane blade number on pressure fluctuation in mixed-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(2):167~170. (in Chinese)

4 结束语

将土壤微生物生态效益纳入土壤综合肥力评价体系,通过肥力效益折算重新分配各评价指标的权重,采用适宜型隶属度函数建立土壤综合模糊评价模型。通过评价结果的空间变异性和作物产量变异

性之间的相关性分析验证了评价方法的优越性和合理性。因此,该模型可以直接移植入精准农业 GIS 系统,为农业种植处方作业提供直接参考依据。也可以为微生物肥料和化肥复合施用的配方施肥研究提供参考依据。

参 考 文 献

- 1 韩平,王纪华,潘立刚,等. 北京郊区田块尺度土壤质量评价[J]. 农业工程学报,2009,25(增刊2):228~234.
Han Ping, Wang Jihua, Pan Ligang, et al. Evaluation of soil quality in suburb of Beijing under field scale[J]. Transactions of the CSAE, 2009,25(Supp. 2):228~234. (in Chinese)
- 2 张汪寿,李晓秀,黄文江,等. 不同土地利用条件下土壤质量综合评价方法[J]. 农业工程学报,2010,26(12):311~318.
Zhang Wangshou, Li Xiaoxiu, Huang Wenjiang, et al. Comprehensive assessment methodology of soil quality under different land use conditions [J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(12): 311~318. (in Chinese)
- 3 Eaton W D, Anderson C, Saunders E F, et al. The impact of pentaclethra macroloba on soil microbial nitrogen fixing communities and nutrients within developing secondary forests in the Northern Zone of Costa Rica [J]. Tropical Ecology, 2012, 53(2): 207~214.
- 4 Liu H, Wu X Q, Ren J H. Isolation and identification of phosphobacteria in poplar rhizosphere from different regions of China [J]. Pedosphere, 2012, 21(1): 90~97.
- 5 聂小军,张建辉,苏正安. 紫色丘陵区土壤侵蚀对土壤生物学肥力的影响[J]. 农业工程学报,2010,26(7):32~37.
Nie Xiaojun, Zhang Jianhui, Su Zheng'an. Soil erosion impacts on soil biological fertility in a purple hilly region[J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(7): 32~37. (in Chinese)
- 6 李桂花. 不同施肥对土壤微生物活性、群落结构和生物量的影响[J]. 中国农学通报,2010,26(14):204~208.
Li Guihua. Effect of organic amendments and chemical fertilizer on soil microbial activity, biomass and community structure [J]. Chinese Agricultural Science Bulletin, 2010, 26(14): 204~208. (in Chinese)
- 7 Wakelin S A, Gupta V V S R, Forrester S T. Regional and local factors affecting diversity, abundance and activity of free-living, N(2)-fixing bacteria in Australian agricultural soils [J]. Pedobiologia, 2010, 53(6): 391~399.
- 8 Karpati E, Rethati B, Dallmann K, et al. Study of wheat and rice cultivars in association with nitrogen-fixing bacteria [J]. Novenytermeles, 2000, 49(3): 233~244.
- 9 刘丽丽. 微生物肥料的生物学及生产技术[M]. 北京:科学出版社,2008.
- 10 Miransari M. Soil microbes and plant fertilization [J]. Applied Microbiology and Biotechnology, 2011, 92(5): 875~885.
- 11 武春燕. 内蒙古典型草原不同放牧强度下土壤微生物与土壤肥力关系的研究[D]. 呼和浩特:内蒙古师范大学,2008.
- 12 陈树人,肖伟中,朱云开,等. 土壤养分和小麦产量空间变异性与相关性分析[J]. 农业机械学报,2008,39(10):140~143.
Chen Shuren, Xiao Weizhong, Zhu Yunkai, et al. Spatial variability and correlation of soil nutrient and wheat yield [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(10): 140~143. (in Chinese)
- 13 Yemefack M, Jetten V G, Rossiter D G. Developing a minimum data set for characterizing soil dynamics in shifting cultivation systems [J]. Soil and Tillage Research, 2006, 86(1): 84~98.
- 14 NY/T309—1996 全国耕地类型区、耕地地力等级划分[S]. 1996.
- 15 肖伟中. 小麦长势与产量信息空间变异性及相关性研究[D]. 镇江:江苏大学,2009.
- 16 陈云坪,马伟,王秀,等. 基于 PLS 的土壤养分与小麦产量空间相关关系研究[J]. 农业机械学报,2012,43(2):159~164.
Chen Yunping, Ma Wei, Wang Xiu, et al. Relationship between soil nutrient and wheat yield based on PLS [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(2): 159~164. (in Chinese)

(上接第 54 页)

- 16 桂绍波,曹树良,谭磊,等. 前置导叶预旋调节离心泵性能的数值预测与试验[J]. 农业机械学报,2009,40(12):101~106.
Gui Shaobo, Cao Shuliang, Tan Lei, et al. Numerical simulation and experiment of inlet guide vane pre-whirl regulation for centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(12): 101~106. (in Chinese)
- 17 周岭,施卫东,陆伟刚,等. 深井离心泵数值模拟与试验[J]. 农业机械学报,2011,42(3):69~73.
Zhou Ling, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Numerical simulation and experiment on deep-well centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3): 69~73. (in Chinese)