

变频液压可控周期性激振测试系统设计与仿真*

寇子明¹ 张慧贤^{1,2} 廉红珍^{1,3} 魏秀业⁴

(1. 太原理工大学机械工程学院, 太原 030024; 2. 黄淮学院电子科学与工程系, 驻马店 463000;
3. 山西省矿山流体控制工程中心, 太原 030024; 4. 中北大学机械工程与自动化学院, 太原 030051)

【摘要】 为研究能够人为产生和主动控制的液压激振水击波, 首先建立了系统数学模型, 设计了变频液压激振测试系统。然后通过给定的偏微分运动方程, 采用矩形网格特征差分法编程求解出激波器在变频条件下产生的激振压力和流速沿管道断面随时间的变化情况。数值模拟表明沿管道各断面输出的为简谐振动, 且油缸处激振压力和流速随激波器频率的增大而增大。系统实测数据与仿真结果接近, 说明通过对激波器进行调频可以实现对液压缸激振压力和运动频率的可控调节, 为液压激振的振动特性及可控性研究提供了部分理论依据。

关键词: 液压激振 水击 特征线法 变频 激波器 测试系统

中图分类号: TB534+.2 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)05-0226-05

Design and Simulation of Active Hydraulic Excitation System Based on Frequency Conversion

Kou Ziming¹ Zhang Huixian^{1,2} Lian Hongzhen^{1,3} Wei Xiuye⁴

(1. College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China

2. Electronic Science and Engineering Department, Huanghuai University, Zhumadian 463000, China

3. Shanxi Province Mine Fluid Control Engineering Research Center, Taiyuan 030024, China

4. School of Mechanical Engineering and Automation, North University of China, Taiyuan 030051, China)

Abstract

To study the artificially produced and actively controlled water hammer wave generated by hydraulic vibration exciter, a mathematical model was established and an experimental system was designed to verify it. Through the given partial differential equations, a computer code based on the method of characteristics was developed to calculate transient pressure and flow velocity distributed along the pipe. The numerical simulations showed that a simple harmonic motion rose at every cross section of the pipe. Meanwhile, the excitation pressure and flow velocity at hydraulic cylinder increased as the rising rotational frequency of vibration exciter. Moreover, measured data was basically consistent with the numerical simulations. It indicated that the excitation parameters of hydraulic cylinder could be controlled almost linearly via adjusting the rotational frequency of vibration exciter. So, this work is expected to study vibration mechanism of a new hydraulic excitation system and play an experimental guiding role to further research in future.

Key words Hydraulic excitation, Water hammer, Method of characteristics, Frequency conversion, Vibration exciter, Experimental system

引言

振动设备通过激振器产生周期性变化的激振力

使主振体产生持续振动, 工业生产中大量使用的基于惯性激振的直线振动筛不仅浪费能量且易对主振体产生不良影响。

国内外文献都是研究如何减弱水击波对阀门及管道的危害,如 Schmitt C 等^[1]建立了在水击作用下管壁缺陷对管网安全影响的数学模型;Tian Wenxi 等^[2]对并联泵供水系统由于关阀导致的水击进行了数值模拟及优化研究;Jayaraj Kochupillail 等^[3]用有限元法建立了由于水击引起的流速变化的公式。而将水击产生的液压激振波作为能量源进行利用并进行可控性研究却没有相关报道。本文在研究有压瞬变流传播机理的基础上,设计变频液压可控周期性激振测试系统,通过编程对影响液压激振系统可控性的因素进行数值模拟,并与系统试验的实测数据进行对比分析。

1 系统组成及数学模型

1.1 系统组成

液压水击波的传播机理在已有的文献中进行了系统详尽的阐述,本文所建立的液压激振测试系统以水击波分析模型为基础,如图1所示。

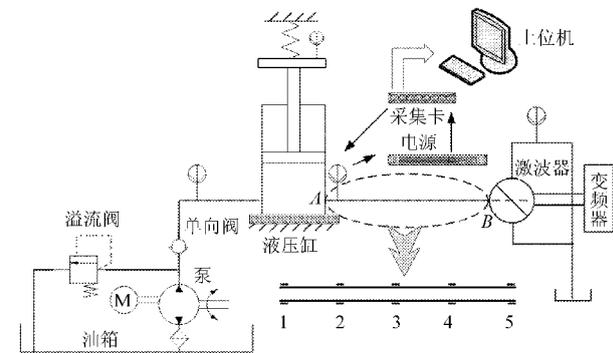


图1 液压激振测试系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

图中所示的泵-液压缸-激波器系统, B 处激波器相当于一个快速启闭的阀门,由激波器电动机通过变频器控制,试验中频率变化范围为 0 ~ 50 Hz。当激波器转阀处于水平位置时阀门突然关闭,与阀门紧密相连的微元流体流速骤降至零并停止流动,流体受到压缩导致压力升高,紧临该微元流段的流体也相应地停止流动并导致压力升高,如此形成的增压顺波一段一段以波的形式向上游传播,至上游管系末端 A 点推动油缸活塞向上运动。当激波器转过水平位置时,流流又反向流回,产生的降压逆波又到达激波器 B 处。随着激波器的旋转,管路中的高低压波不断交替,进而作为能量源驱动活塞周期性上下运动形成振动。基于以上机理设计的变频液压激振系统主要参数^[4]如下:发生水击的通道 AB 长 $L = 2$ m,管道内径 $D = 25$ mm,管壁厚度 $e = 5$ mm 沿程不变。泵额定转速 1 500 r/min,额定压力 31.5 MPa,公称排量 63 mL/r;3 个压力变送器(4 ~

20 mA,量程 16 MPa) 分别安装于进油管路、油缸口和回油管路测点;一个单向加速度传感器安装于活塞杆末端测点;激波器电动机磁极对数为 3,功率 1.5 kW;变频器功率 3 kW;使用拓普科技 PCI 数据采集卡进行数据采集,采集软件 Topview 2000。

1.2 数学模型

为对图 1 中 AB 段管道采用矩形网格特征有限差分法编程求解,首先结合图 1,建立有压瞬变流波动连续方程及基本微分运动方程^[5]

$$\frac{\partial H}{\partial t} + v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{c^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + v \sin \alpha = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{g} \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\lambda v |v|}{D 2g} = 0 \quad (2)$$

式中 c ——流体波速 t ——时间

α ——管轴与水平面夹角

v ——流速 H ——压头

λ ——阻力系数 D ——管道内径

x ——位置坐标,其正方向指向阀门

采用特征线法计算机编程求解的主要步骤为:首先将偏微分方程组转化为常微分方程组,并利用线性组合法求得与之等价的特征方程,然后再转变为一阶有限差分方程求其近似解。先将式(1)、(2)进行线性组合变为常微分方程组

$$\text{沿 } c^+ \begin{cases} \frac{dx}{dt} = v + c \\ \frac{dv}{dt} + \frac{g}{c} \frac{dH}{dt} + \frac{g}{c} v \sin \alpha + \frac{\lambda}{2D} v |v| = 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$\text{沿 } c^- \begin{cases} \frac{dx}{dt} = v - c \\ \frac{dv}{dt} - \frac{g}{c} \frac{dH}{dt} - \frac{g}{c} v \sin \alpha + \frac{\lambda}{2D} v |v| = 0 \end{cases} \quad (4)$$

由于管道中液压油流速 v 远小于水击波的波速 c ,忽略特征线方程中的 v ,特征线变为斜率为 $\pm c$ 的直线,两条特征线即为网格的对角线,可得图 2 所示的矩形网格^[2,6]。沿图 2 所示特征线 c^+ 与 c^- 积分,便可求出在交叉点 P 处的 $H(x, t)$ 和 $v(x, t)$ 。其中沿管道方向分成 N 等份,距离步长为 Δx ,时间步长为 $\Delta t = \frac{\Delta x}{c}$ 。顺行水击波 c^+ 与逆行水击波 c^- 的差分方程为

$$\text{沿 } c^+ \quad v_{Pi} - v_{i-1} + \frac{g}{c} (H_{Pi} - H_{i-1}) + \frac{g}{c} v_{i-1} \Delta t \sin \alpha + \frac{\lambda \Delta x}{2Dc} v_{i-1} |v_{i-1}| = 0 \quad (5)$$

$$\text{沿 } c^- \quad v_{Pi} - v_{i+1} - \frac{g}{c} (H_{Pi} - H_{i+1}) - \frac{g}{c} v_{i+1} \Delta t \sin \alpha - \frac{\lambda \Delta x}{2Dc} v_{i+1} |v_{i+1}| = 0 \quad (6)$$

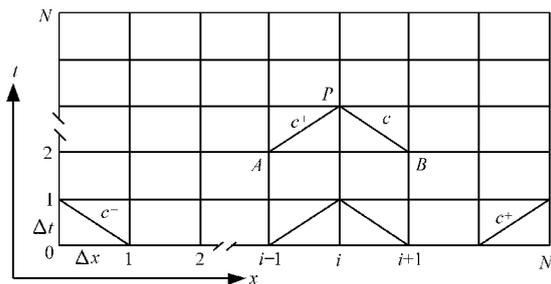


图2 特征线为直线的差分网格图

Fig. 2 Difference grid graph of characteristic line

式中 H_{Pi} ——管道各断面压头

v_{Pi} ——管道各断面流速

以上为特征方程组离散后的差分方程,通过编程即可求得数值解^[7~8]。

2 程序计算

用 Visual Basic 6.0 语言对差分方程(5)、(6)编程计算,即可求出系统在变频条件下断面流速、压力水头及阀门开度随时间的变化趋势。计算的初始条件为 $t=0$ 时刻,管道 $N+1$ 个结点的 v 与 H 的初始值。边界点的计算按边界条件可考虑如下:

上边界:液压油定常流动时的压头,即 $x=0$ 时, $H_{Pi} = H_0$, H_0 为定常流压头。

下边界:为简化计算,设阀门按直线规律启闭,相对开度的大小在 1 和 0 之间,对应着全开与全关,脉动流速 $v = v_0(1 + \mu \cos \omega t)$, v_0 为管道静态流速,振

幅系数 $\mu \in [-1, 1]$ 。

2.1 数据输入

以图 1 所示的液压激振测试系统为研究对象,管道 AB 段为水击波的传输通道,激波器为能量源,液压缸活塞驱动负载。综合管道流固耦合及阻力影响,设管道沿程压头损失系数 $\lambda = 0.02$,系统溢流阀设定压 3.5 MPa;将管道分成 4 段,共 5 个计算断面,分别对应图 1 中断面 1~5,同时也和表 1、2 中断面 1~5 对应;距离步长 $\Delta x = 0.5$ m,时间步长为 $\Delta t = \frac{\Delta x}{c} = 3.85 \times 10^{-4}$ s;不同的关阀时间对应不同的阀门开度,进而影响管道不同断面流速及压力。为了提高计算精度,管分段数可根据管长适当增大。数值模拟结果以文本文件保存,为后续数据处理作准备。

2.2 数据输出

表 1、2 为系统设定压力为 3.5 MPa,变频器频率为 20 Hz 时,通过编程计算输出的断面压力与流速(计算的部分示例数据)。

3 仿真与试验

3.1 同压不同频仿真分析

保持系统压力为 3.5 MPa 不变,通过变频器将设定的不同频率 20、35、40、50 Hz 及其相关参数依次输入程序进行计算,得出不同频率下的仿真数据

表 1 变频器频率为 20 Hz 时断面压力

Tab. 1 Pressure head at different cross sections along the pipe at 20 Hz

时间/s	压力/MPa					开度
	断面 1	断面 2	断面 3	断面 4	断面 5	
0	3.148 489	3.146 978	3.145 467	3.143 956	3.142 445	1.000 000 0
$9.549 29 \times 10^{-3}$	3.146 978	3.145 467	3.143 956	3.142 445	3.223 032	0.967 800 2
$1.909 85 \times 10^{-2}$	3.145 466	3.143 954	3.142 443	3.223 062	3.303 047	0.935 600 4
$2.864 78 \times 10^{-2}$	3.145 463	3.142 441	3.223 093	3.303 107	3.385 454	0.903 400 6
$3.819 71 \times 10^{-2}$	3.145 463	3.224 632	3.303 168	3.385 545	3.470 279	0.871 200 8

表 2 变频器频率为 20 Hz 时断面流速

Tab. 2 Flow velocity at different cross sections along the pipe at 20 Hz

时间/s	流速/ $m \cdot s^{-1}$					开度
	断面 1	断面 2	断面 3	断面 4	断面 5	
0	3.208 566	3.208 566	3.208 566	3.208 566	3.208 566	1.000 000 0
$9.549 29 \times 10^{-3}$	3.208 566	3.209 833	3.209 833	3.209 833	3.209 833	0.967 800 2
$1.909 85 \times 10^{-2}$	3.211 098	3.211 099	3.211 099	3.211 099	3.142 282	0.935 600 4
$2.864 78 \times 10^{-2}$	3.213 630	3.213 631	3.212 366	3.143 521	3.075 211	0.903 400 6
$3.819 71 \times 10^{-2}$	3.216 163	3.216 164	3.146 026	3.076 424	3.006 187	0.871 200 8

列。由于激波器安装在断面5处,首先为研究激波器的可控性,分别对表1中断面5处数据进行处理,如图3所示。

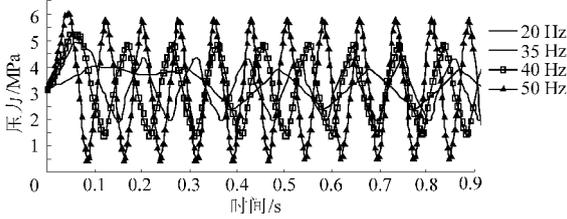


图3 变频条件下激波器处压力变化曲线

Fig. 3 Time-histories of pressure at the vibration exciter

从图3看出,当系统溢流阀设定压力不变时,沿管道断面产生的振动为简谐振动,且随着激波器频率的增大,激振压力也随之增大,说明通过调节激波器频率可以实现输出激振压力的调节。又由于激振液压缸安装在断面1处,为了计算液压缸处压力随时间和频率的变化趋势,对表1中断面1处数据进行处理,如图4所示。

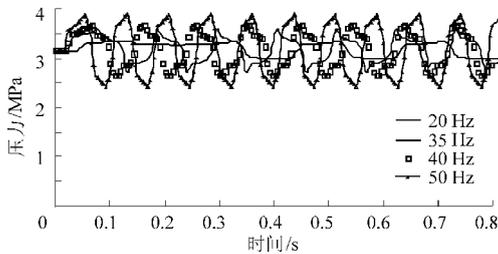


图4 变频条件下液压缸处压力变化曲线

Fig. 4 Time-histories of pressure at the hydraulic cylinder

从图4看出,随激波器的旋转,液压缸处也产生均匀脉动的压力波,但压力幅值沿管道断面有较大幅度的减小,即图1中从断面5至断面1压力不断降低,很显然相同频率下靠近激波器处压力较大,离激波器越远压力越小,但在变频条件下同一断面处较高频率对应较高压力这一趋势没有改变。为研究断面流速随时间的变化趋势,分别对表2中断面5、1处数据进行处理,如图5、6所示。

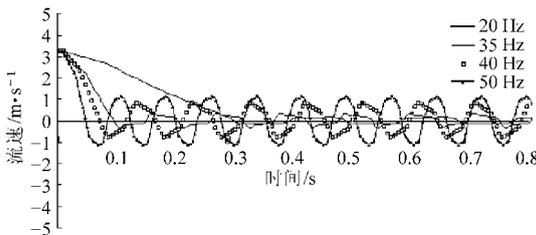


图5 变频条件下激波器处流速变化曲线

Fig. 5 Time-histories of flow velocity at the vibration exciter

从图5、6可以看出,相同频率下流速沿管道断面增大,即激波器处流速最小而液压缸处流速最大。还可以看出在相同系统压力下,较高频率对应较高流速。此外,结合图1系统原理图,在考虑外负载的

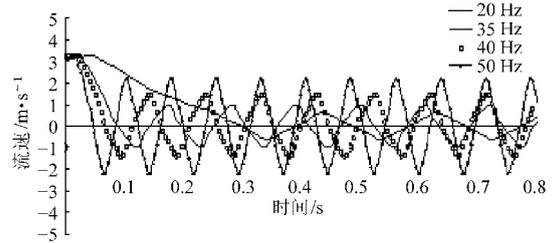


图6 变频条件下液压缸处流速变化曲线

Fig. 6 Time-histories of flow velocity at the hydraulic cylinder

情况下,此液压激振系统可简化为受外力激振的单自由度振动系统,其输入频率和输出频率相同,液压缸活塞杆的振幅可通过测点4的加速度传感器进行测量,然后和系统的幅频特性曲线进行对比分析,相关研究将另文给出。

3.2 同频不同压仿真分析

为研究系统压力对激振压力的影响,选取35 Hz作为变频器设定频率,不同的系统压力由溢流阀设定,分别为2.5、3.5、4.0、4.5 MPa,输入开发的程序进行计算。对比图7、8可以看出,激波器处与液压缸处输出的激振压力都随系统压力的增大而增大,但激波器处压力幅值明显高于液压缸处,断面激振压力呈衰减趋势。再对比图9、10可以看出,系统压力对断面流速未产生影响,但激波器处流速明显低于液压缸处,断面流速呈递增趋势。

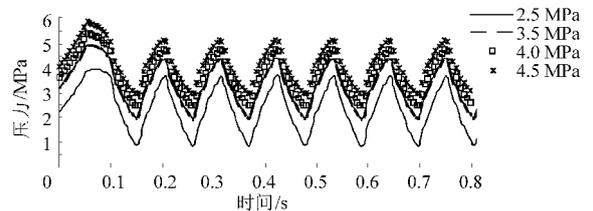


图7 变压条件下激波器处激振压力变化曲线

Fig. 7 Time-histories of excitation pressure at the vibration exciter

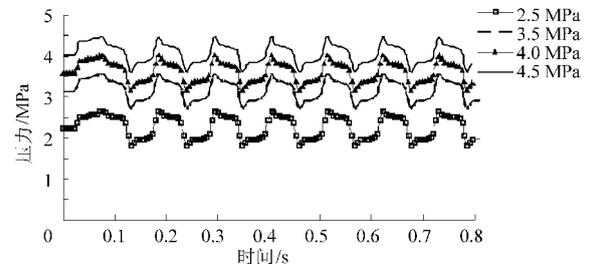


图8 变压条件下液压缸处激振压力变化曲线

Fig. 8 Time-histories of excitation pressure at the hydraulic cylinder

3.3 与试验结果对比

图11反映的是系统设定压力3.5 MPa,变频器频率分别为15、20、30、40 Hz时激振油缸处实测的液流激振压力变化曲线。两线制变送器电流信号经

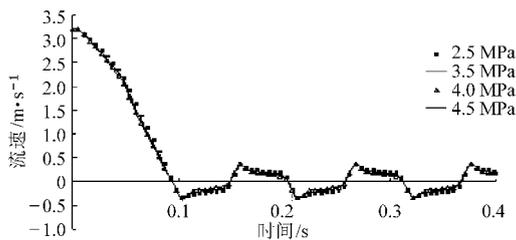


图9 变压条件下激波器处流速变化曲线

Fig. 9 Time-histories of flow velocity at the vibration exciter

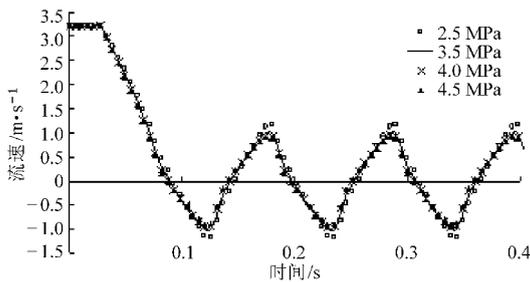


图10 变压条件下液压缸处流速变化曲线

Fig. 10 Time-histories of flow velocity at the hydraulic cylinder

电位器后变为电压信号接入四通道 PCI 采集卡,由采集软件动态采集数据,经标度变换并滤除高次谐波

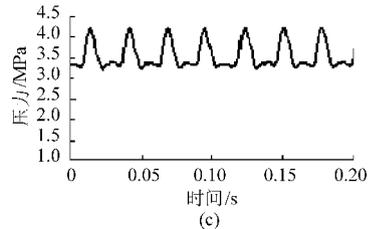
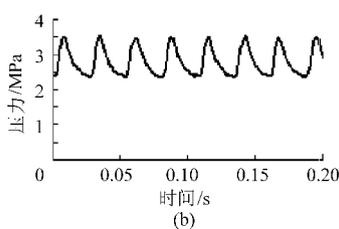
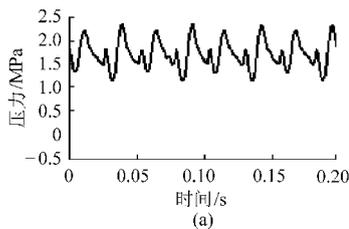


图12 不同压力下采集输出的油缸处压力曲线

Fig. 12 Time-histories of measured pressure at the hydraulic cylinder

(a) 2.0 MPa (b) 3.0 MPa (c) 4.0 MPa

4 结论

(1)通过液压激振系统水击波数学模型,设计了变频液压可控周期性激振试验系统。

(2)采用矩形网格特征差分法编程求解出了激波器在变频、变压条件下产生的激振压力和流速沿管道断面随时间的变化趋势。

(3)仿真结果表明沿管道各断面的输出为简谐振动,在变频条件下油缸处激振压力和流速随激波

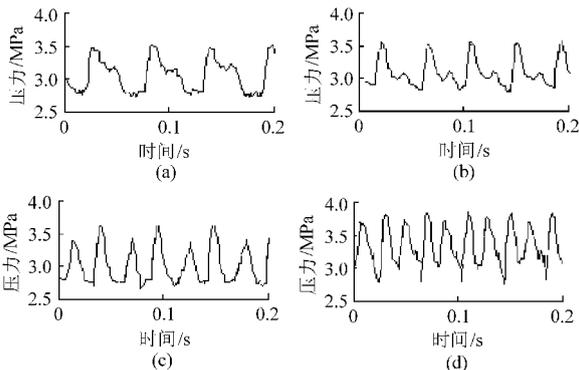


图11 不同频率下采集输出的油缸处压力曲线

Fig. 11 Time-histories of measured pressure at the hydraulic cylinder

(a) 15 Hz (b) 20 Hz (c) 30 Hz (d) 40 Hz

波后,各设定频率分别对应实测压力为 3.50、3.56、3.63 和 3.85 MPa。经程序计算图 4 仿真结果在各设定频率对应压力分别为 3.61、3.70、3.73 和 4.07 MPa。可以看出试验实测数据比仿真结果略小,但基本吻合。图 12 为频率 30 Hz,系统压力分别为 2.0、3.0、4.0 MPa 时实测的液压缸处激振压力,与图 8 仿真结果对比略小,但也基本吻合。

器频率的增大而增大,从激波器开始激振压力沿管道断面减小而流速沿管道断面增大;在不同系统压力下,激波器处与液压缸处输出的激振压力都随系统压力的增大而增大,但激波器处压力幅值明显高于液压缸处,沿管道断面激振压力呈减小趋势,但系统压力对断面流速未产生影响。

(4)数值模拟和试验数据进行了对比,结果接近,说明通过调节激波器频率和系统压力可以实现对液压缸激振参数的可控调节。

参 考 文 献

- Schmitt C, Pluinage G. Water pipeline failure due to water hammer effects [J]. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 2006, 29(12): 1 075 ~ 1 082.
- Tian Wenxi, Su G H, Wang Gaopeng, et al. Numerical simulation and optimization on valve-induced water hammer characteristics for parallel pump feedwater system [J]. Annals of Nuclear Energy, 2008, 35(12): 2 280 ~ 2 287.
- Jayaraj Kochupillai I, Ganesan N, Chandramouli Padmanabhan. A new finite element formulation based on the velocity of flow for water hammer problems [J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2005, 82(1): 1 ~ 14.

但是在推荐施肥量中的数值是不同的。这是因为,该点的肥力信息是相同的,但是由于不同作物的施肥拟合模型不同,所以生成的推荐施肥量也不相同。

图中“数据归零”项,可将查询的各项数据清零。

4 结束语

本文针对我国农业生产中存在的问题,以精准

农业思想为指导,围绕土壤肥力信息系统,从土壤采样与成分分析、数据处理及分析、施肥量拟合模型建立以及土壤肥力信息系统建立四个方面,研究了精准施肥的方法和技术,并进行相应的测试。以 Matlab 为计算平台,建立了土壤肥力信息系统,该系统为华北地区小麦、玉米的氮、磷、钾需肥量精准控制提供了良好的技术平台。

参 考 文 献

- 1 Reetz H F. Site-specific nutrient management systems for the 1990s [J]. *Better Crops with Plant Food*, 1994, 78 (4):14 ~ 19.
- 2 Richard E Engel, Dan S Long, Gregg R Carlson, et al. Method for precision nitrogen management in spring wheat: I fundamental relationships [J]. *Precision Agriculture*, 1999, 1(3):327 ~ 339.
- 3 Orghum. Comparison of uniform and variable rate nitrogen and phosphorus fertilizer applications for grains [J]. *American Society of Agricultural Engineers*, 2001, 44:201 ~ 203.
- 4 吴才聪,马成林,张书慧,等. 精确农业倾斜网格划分及其应用[J]. *农业工程学报*,2003,19(1):137 ~ 141.
Wu Caicong, Ma Chenglin, Zhang Shuhui, et al. Method and application of making leaning field grid cell in precision agriculture[J]. *Transactions of the CSAE*, 2003,19(1):137 ~ 141. (in Chinese)
- 5 何勇,方慧,冯雷. 基于 GPS 和 GIS 的精细农业信息处理系统研究[J]. *农业工程学报*,2002,18(1):145 ~ 149.
He Yong, Fang Hui, Feng Lei. Information processing system for precision agriculture based on GPS and GIS [J]. *Transactions of CSAE*, 2002, 18(1): 145 ~ 149. (in Chinese)
- 6 赵军,王熙,庄卫东. 基于 GPS 的变量施肥播种机的试验研究[J]. *农机化研究*,2006,28(12):154 ~ 156.
Zhao Jun, Wang Xi, Zhuang Weidong. Experiment research of variable rate seeding machine based on GPS[J]. *Journal of Agricultural Mechanization Research*,2006,28(12):154 ~ 156. (in Chinese)
- 7 杨俐苹,白由路. 土壤测试实验室数据自动采集处理与推荐施肥系统[J]. *中国土壤与肥料*,2008,45(4):65 ~ 68,72.
Yang Liping, Bai Youlu. Soil testing and fertilizer recommendation system[J]. *Soil and Fertilizer Sciences in China*, 2008, 45(4):65 ~ 68,72. (in Chinese)
- 8 奚廷孔,张艳新. 土壤样品的采集和处理技术[J]. *广西农学报*,2007,22(3):36 ~ 43.
Xi Tingkong, Zhang Yanxin. Collection and treatment technology and soil samples [J]. *Journal of Guangxi Agriculture*, 2007, 22(3):36 ~ 43. (in Chinese)
- 9 陈立平. 精准农业变量施肥理论与试验研究[D]. 北京:中国农业大学,2003.
Chen Liping. Theoretical and experimental studies on variable-rate fertilization in precision farming [D]. Beijing: China Agricultural University, 2003. (in Chinese)
- 10 张福锁,陈新平,陈清. 中国主要作物施肥指南[M]. 北京:中国农业大学出版社,2009.
- 11 冯力. 回归分析方法原理及 SPSS 实际操作[M]. 北京:中国金融出版社,2004.
- 12 区靖祥. 试验统计学[M]. 广州:广东高等教育出版社,2003.
- 13 David Kincaid. 数值分析[M]. Ward Cheney,译. 北京:机械工业出版社,2005.
- 14 周品,何正凤. MATLAB 数值分析[M]. 北京:机械工业出版社,2009.

(上接第 230 页)

- 4 寇子明,廉红珍. 液压振动系统的建模及其运动参数的仿真[J]. *机床与液压*,2009,37(11):179 ~ 181.
Kou Ziming, Lian Hongzhen. Modeling and motion simulation of hydraulic vibration system[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2009, 37(11):179 ~ 181. (in Chinese)
- 5 Wylie E B, Streeter V L. *Fluid mechanics*[M]. Sixth ed. New York: McGraw-Hill Book Co., 1983.
- 6 孙玉东,刘忠族,刘建湖,等. 水锤冲击时管路系统流固耦合响应的特征线分析方法研究[J]. *船舶力学*,2005,9(4):130 ~ 137.
Sun Yudong, Liu Zhongzu, Liu Jianhu, et al. Application of MOC to calculation of fluid-structural coupling response of piping system under impact of water hammer[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2005,9(4):130 ~ 137. (in Chinese)
- 7 Ansari, Mohammad R, Davari, et al. Numerical analysis of pipeline equipment effect on water hammer using characteristic method[C]//*Proceedings of the ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference*, ASME,2003:2 821 ~ 2 826.
- 8 Abbasi A, Sabbagh-Yazdi S R, Wegian F M. Accurate water hammer pressure modeling for automatic modification of stress distribution along multi-segment pipelines [J]. *Water Science and Technology: Water Supply-WSTWS*, 2009, 9(3): 269 ~ 278.