

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.011

全椭圆齿轮行星系液态肥深施机构优化设计与试验*

王金武 刘亚华 王金峰 何剑南

(东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030)

【摘要】 为满足液态施肥机工作过程中作业效率高、运转平稳的要求,设计了一种全椭圆齿轮传动的液态肥深施机构。建立了该机构运动学模型,通过理论推导对机构进行运动学分析。优化液态肥流动路线,对机构进行防缠绕设计。进行试验台试验,应用 Design-Expert 6.0.1 软件进行数据处理,确定了机构最佳工作参数为:液泵压力 0.47 MPa、喷肥针孔直径 3.0 mm 和行星架转速 40 r/min,此时施肥量 20 mL/次,施肥损失率 3.2%。试验表明该机构运转平稳、机构之间无干涉,液态肥流动管路密封可靠,液态肥输送顺畅。

关键词: 液态肥 深施 防缠绕 施肥量 损失率

中图分类号: S224.21 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)10-0060-06

Optimization Design and Experiment of Liquid-fertilizer Applying Deep-fertilization Mechanism for Planetary Elliptic Gears

Wang Jinwu Liu Yahua Wang Jinfeng He Jiannan

(College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China)

Abstract

To satisfy the requirements of high working efficiency and smooth operation of liquid-fertilizer applicator, a kind of transmission mechanism with planetary elliptic gears was designed for deep-fertilization of liquid fertilizer. The analysis model of this mechanism was established. Its kinematic model was accomplished by means of theoretical derivation. Optimization design on the flow route of liquid fertilizer was conducted by employing the method of anti-twisting design of the mechanism. Finally, the mechanism was tested on the test-bed. After the data processing by using Design-Expert 6.0.1 software, the optimum working parameters were determined, which the working pressure of liquid pump is 0.47 MPa, the rotating rate of planetary frame is 40 r/min, therefore, the fertilizer volume is 20 mL at a time, and fertilizer loss rate is 3.2%. Observation from the test showed that, the mechanism ran smoothly with no interference, the liquid fertilizer transmitted smoothly characterized by reliable seal, which met the requirement of the design.

Key words Liquid fertilizer, Deep-fertilization, Anti-twisting, Fertilizer volume, Loss rate

引言

液态肥深施机构是深施型液态施肥机的核心工作部件,该机构实现喷肥针扎入土壤喷施液态肥的功能,其性能直接决定了施肥机扎穴施肥的质量和效率。

第一代试验机型采用曲柄滑块机构,曲柄旋转一周,扎穴一次,在曲柄上增加配重后,扎穴次数达到 240 次/min 左右^[1-2]。但是,配重只能平衡机构部分惯性力,曲柄摇杆机构本身的结构形式决定了其单位时间扎穴次数进一步提高时,机构振动加剧。深施型液态施肥机扎穴机构优化设计采用了椭圆齿

收稿日期: 2011-05-24 修回日期: 2011-06-29

* 国家自然科学基金资助项目(50875043)和高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20102325110002)

作者简介: 王金武,教授,博士生导师,主要从事田间机械和机械可靠性研究,E-mail: jinwu@163.com

轮与正圆齿轮相结合的单边扎穴机构, 机构旋转一周, 扎穴一次^[3-4]。通过机构参数优化, 能够满足深施扎穴的要求, 但仍不能很好解决机构运动过程中惯性力大、机器震动剧烈的问题。本文借鉴高速插秧机分插机构运动机理, 设计一种结构简单且传动平稳、能满足扎穴轨迹和姿态要求的全椭圆齿轮行星系液态肥深施机构^[5]。与传统的曲柄摇杆式扎穴机构、单边扎穴机构相比, 该机构对称布置, 运转时惯性力小; 机构旋转一周深施肥 2 次、扎穴效率高, 速度可达 450 次/min。通过创新设计, 优化液态肥的流动路线, 解决液态肥引入喷肥针出现的缠绕问题。

1 结构特点及工作原理

全椭圆齿轮防缠绕扎穴机构由 5 个全等的椭圆齿轮、齿轮箱、2 对摇臂和喷肥针组成, 如图 1 所示。

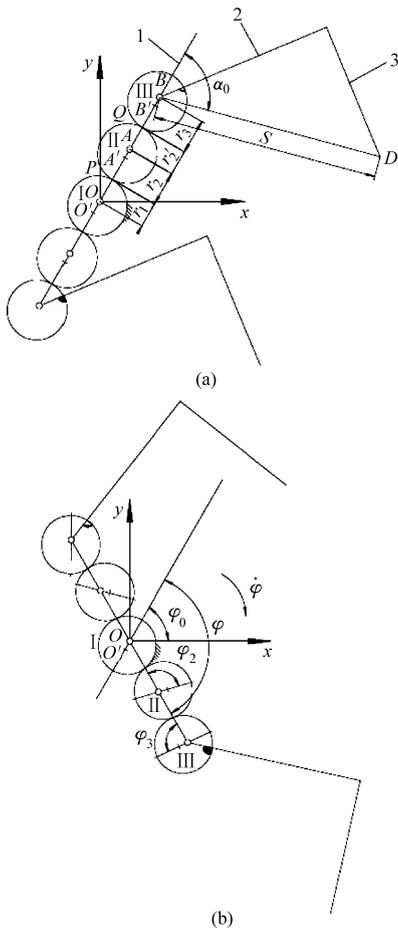


图 1 全椭圆齿轮防缠绕扎穴机构示意图

Fig.1 Schematic drawing of pricking hole mechanism with planetary elliptic gears

(a) 初始位置 (b) 齿轮箱转过一角度后的位置

1. 齿轮箱 2. 摇臂 3. 喷肥针

椭圆齿轮初始安装相位相同(所有椭圆齿轮长轴共线), 中央椭圆齿轮 I (亦称太阳齿轮) 长轴两端对称布置 2 对椭圆齿轮, 齿轮箱与中央椭圆齿轮

同轴心, 行星椭圆齿轮(齿轮 III、III') 与摇臂(喷肥针装配固定在摇臂的一端) 固结为一体。工作时, 中央椭圆齿轮 I 固定不动, 齿轮箱(动力输入件) 转动, 2 个中间椭圆齿轮 II、II' (亦称惰齿轮) 绕太阳轮转动, 带动两端行星椭圆齿轮周期性运动, 摇臂、喷肥针上各点(包括喷肥针尖 D) 作复合运动: 行星椭圆齿轮随齿轮箱的顺时针旋转运动和随行星椭圆齿轮作相对于行星椭圆齿轮轴的摆动, 构成了喷肥针尖特殊的运动轨迹。通过选取合适的参数, 其合成运动能够满足喷肥针的扎穴要求^[6-7]。

2 机构运动学模型

设 O 为齿轮箱转动中心, A 为惰齿轮转动中心, B 为行星椭圆齿轮转动中心, O、A、B 分别为椭圆齿轮的焦点。O'、A'、B' 分别为对应椭圆齿轮另一焦点。中间椭圆齿轮固定于机架, 在工作中保持静止。太阳轮长轴 OO' 为齿轮箱 OB 转动初始边, 与 x 轴初始夹角为 φ_0 。齿轮箱转角 φ , 规定齿轮箱相对于初始边逆时针转动为正。

P 为齿轮 I、II 的啮合点, 则

$$r_1 = \frac{b^2}{a(1 + \sqrt{1 - k^2} \cos \varphi)} \quad (1)$$

其中 $k = \frac{b}{a}$

式中 a——椭圆齿轮长半轴, mm

b——椭圆齿轮短半轴, mm

式(1)中, 由于齿轮箱顺时针转动, $\varphi < 0$, $r_1 = l_{OP}$ 。以椭圆齿轮 II 的长轴 A'A 为齿轮箱的初始边, 假设椭圆齿轮 II 固定, A 为转动中心, 齿轮箱相对椭圆齿轮 II 逆时针转动角度为 φ_2 ($\varphi_2 > 0$), 由齿轮的传动特性得

$$r_2 = \frac{b^2}{a(1 - \sqrt{1 - k^2} \cos \varphi_2)} = l_{PA} = 2a - r_1 \quad (2)$$

$$\cos \varphi_2 = \frac{r_2 - bk}{r_2 \sqrt{1 - k^2}} \quad (3)$$

当 $\varphi \in (-\pi, 0)$ 时, $\varphi_2 \in (0, \pi)$; 当 $\varphi \in (-2\pi, -\pi)$ 时, $\varphi_2 \in (\pi, 2\pi)$ 。

$$r'_2 = \frac{bk}{1 + \sqrt{1 - k^2} \cos \varphi_2} \quad (4)$$

$r_3 = 2a - r'_2$, 以椭圆齿轮 III 的长轴 B'B 为齿轮箱的初始边, 假设齿轮 III 固定, B 为转动中心, 齿轮箱转相对椭圆齿轮 III 顺时针转动角度为 φ_3 ($\varphi_3 < 0$), Q 为齿轮 II、III 的啮合点, 则

$$r_3 = \frac{bk}{1 - \sqrt{1 - k^2} \cos \varphi_3} \quad (5)$$

$$\cos\varphi_3 = \frac{r_3 - bk}{r_3 \sqrt{1 - k^2}} \quad (6)$$

当 $\varphi \in (-\pi, 0)$ 时, $\varphi_3 \in (0, -\pi)$; 当 $\varphi \in (-2\pi, -\pi)$ 时, $\varphi_3 \in (-\pi, -2\pi)$ 。

设椭圆齿轮Ⅲ长轴 $B'B$ 相对齿轮箱转角为 φ'_3 , 则 $\varphi'_3 = -\varphi_3$ 。摇臂固定在齿轮Ⅲ上, 喷肥针与摇臂装配固定, 齿轮Ⅲ相对转动中心 B 到喷肥针尖 D 形成的射线 BD 以 OB 为初始边, 其初始角位移为 α_0 , 则 BD 的角位移 $\beta = \alpha_0 + \varphi + \varphi_0 + \varphi'_3$ 。

喷肥针尖静轨迹方程为

$$\begin{cases} x_D = 4a\cos(\varphi_0 + \varphi) + S\cos\beta \\ y_D = 4a\sin(\varphi_0 + \varphi) + S\sin\beta \end{cases} \quad (7)$$

式中 S ——喷肥针尖到行星轮轴心距离, mm

当机构的前进速度为 v_m 时, 喷肥针尖动轨迹方程为

$$\begin{cases} x = x_D + v_m\varphi/\dot{\varphi} \\ y = y_D \end{cases} \quad (8)$$

3 防缠绕输送管路设计

根据农艺要求, 扎穴深度大于 130 mm, 穴距小于 45 mm, 设计机构各部件如图 2 所示。计算机仿真分析表明, 机构运动无干涉。

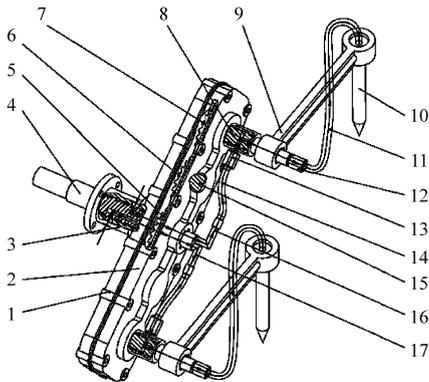


图2 深施液态施肥全椭圆齿轮防缠绕扎穴机构结构示意图

Fig.2 Schematic drawing of pricking hole mechanism with planetary elliptical gears for deep-fertilization liquid fertilizer applicator

1. 左壳体 2. 右壳体 3. 箱体架 4. 太阳齿轮轴 5. 太阳齿轮
6. 惰齿轮 7. 行星齿轮 8. 行星齿轮轴 9. 摇臂 10. 喷肥针
11. 后输肥软管 12. 卡套式后直通终端管接头 13. 卡套式前直通终端管接头 14. 前输肥软管 15. 惰齿轮轴 16. 长弯管接头
17. 短弯管接头

为完成液态肥的顺利喷射, 液态肥从液态肥箱到喷肥针的的流动线路是本设计的重点。通过对液体施肥装置施肥机的试验研究, 设计的液态施肥机构通过合理布置软管即可完成液态肥的整个输送过程, 无需对液态肥的流动线路进行特殊设计^[8]。本

文在一个齿轮箱体上对称配置 2 对摇臂和喷肥针, 液态肥输送软管如果从分配器出液管直接连接到喷肥针尾端, 则必然导致缠绕现象的发生。

如图 3 所示, 绘制了扎穴机构一端喷肥针尾端与另一端行星轮轴轨迹。在机构计算机仿真分析及试验过程中发现, 缠绕过程发生在一端喷肥针尾端轨迹被另一端行星齿轮轴轨迹包围的运行时间段。喷肥针尾端轨迹周期性地被另一端行星齿轮轴轨迹包围, 此液态肥输送软管的连接方式必然导致缠绕现象的周期性发生, 机构无法正常工作, 因此必须重新设计液态肥的流动路线^[9-12]。

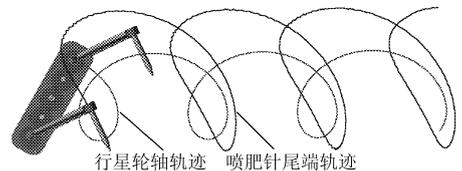


图3 扎穴机构一端喷肥针尾端与另一端行星齿轮轴轨迹

Fig.3 Trajectory of spraying-fertilizer needle and planetary-gear axle of pricking hole mechanism

在齿轮箱左壳体左侧中间部位可转动地安装带有两个液态肥输入孔的箱体架, 太阳齿轮轴插装在箱体架上与箱体架形成转动配合且穿过左壳体并与右壳体固定配合, 太阳齿轮可转动地套装在太阳齿轮轴, 并与箱体架固接成一体。在齿轮箱体位于太阳齿轮对称的两侧部位分别与太阳齿轮轴平行地各配装惰齿轮轴和行星齿轮轴, 惰齿轮和行星齿轮分别固装在惰齿轮轴和行星齿轮轴上, 太阳齿轮与惰齿轮啮合, 惰齿轮与行星齿轮啮合。在每一根行星齿轮轴位于右壳体外侧部位固装摇臂, 喷肥针安装在摇臂端部上(图 2)。

如图 4 所示, 在太阳齿轮轴上设有 2 条环形槽 I 和输液道 I、输液道 II, 2 条环形槽分别与箱体架上的 2 个液态肥输入口对应连通, 2 条输液道分别与 2 条环形槽中的一条对应连通, 在太阳齿轮轴端部分别固装长弯管接头和短弯管接头, 并与 2 条输液道对应连通。在行星齿轮轴上开设相互连通的环形槽 II 和输液道 III, 卡套式前直通终端管接头配装在右壳体上, 且与环形槽 II 相互连通。在行星齿轮轴端部配装卡套式后直通终端管接头, 一根前输肥软管的两端分别连接在长弯管接头和卡套式前直通终端管接头上; 另一根前输肥软管的两端分别连接在短弯管接头和另一个卡套式前直通终端管接头上, 后输肥软管的两端分别与卡套式后直通终端管接头和喷肥针连接。在太阳齿轮轴上的 2 条环形槽两侧部位处分别配装 O 型密封圈 I。在行星齿轮轴上的环形槽两侧部位处配装 O 型密封圈 II。

作业时,外输动力驱动太阳齿轮轴并带动齿轮箱体在箱体架上转动,惰齿轮轴和行星齿轮轴一并随齿轮箱体进行公转的同时,在太阳齿轮控制下,经惰齿轮使行星齿轮进行自转,行星齿轮的公转和自转运动通过行星齿轮轴传递给摇臂,带动喷肥针完成插入土壤和拔出土壤的循环连续作业。与此同时,高压液态肥从液态肥分配器依次经箱体架上的 2 个液态肥输入孔、太阳齿轮轴上的 2 条环形槽 I、再分别经输液道 I、输液道 II 及长弯管接头、短弯管接头、卡套式前直通终端管接头、由两侧的前输肥软管、行星齿轮轴上的环形槽 II、输液道 III、卡套式后直通终端管接头、后输肥软管进入喷肥针内,完成循环、连续液态肥施肥作业。太阳齿轮轴和行星齿轮轴上的环形槽 I 和环形槽 II,保证了作业时液态肥流动的顺畅,避免了阻断现象的发生,同时消除了前、后输肥软管的缠绕故障,机构之间无干涉。

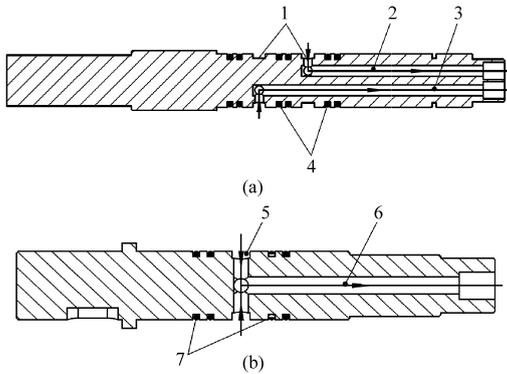


图 4 太阳齿轮轴和行星齿轮轴的剖视图

Fig. 4 Section view of sun-gear and planetary-gear axles

(a) 太阳齿轮轴 (b) 行星齿轮轴

1. 环形槽 I 2. 输液道 I 3. 输液道 II 4. O 型密封圈 I
5. 环形槽 II 6. 输液道 III 7. O 型密封圈 II

4 试验台试验

4.1 试验参数的选取及试验方法

为验证设计的正确性及液态肥流动管路的可靠性,对各关键部件及试验台进行室内土槽喷肥试验。选取液泵压力、行星架转速及试验台车前进速度 3 个因素,采用三因素五水平二次旋转正交试验设计^[13],使用 Design-Expert 6.0.1 软件进行试验数据处理,分析因素对液态施肥机构施肥作业质量的评价指标施肥量和施肥损失率的影响。

试验时,打开液泵,调节行星架转速,待液泵压力稳定时取每次喷肥的平均值 q 作为施肥量。测量时用量筒一次量取喷肥针出口 10 次喷肥量。施肥量计算公式为

$$q = \frac{\sum_{i=1}^{10} q_i}{10} \quad (i = 1, 2, \dots, 10) \quad (9)$$

式中 q ——单次施肥量, mL

q_i ——每次试验喷肥量, mL

液态肥流动路线较为复杂,试验中定义施肥损失率为液态肥在管路中的渗漏损失。试验过程中,流量计测量 10 次喷肥时间内液态肥流量。施肥损失率计算公式为

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^n W_i - \sum_{i=1}^n q_i}{10} \times 100\% \quad (i = 1, 2, \dots, 10) \quad (10)$$

式中 η ——施肥损失率, %

W_i ——每次试验流量, mL

试验因素水平编码如表 1 所示。根据编码表,设计二次正交旋转试验方案,试验方案及试验结果如表 2 所示。

表 1 因素水平编码

Tab. 1 Factors and levels

水平	因素		
	液泵压力 X_1 / MPa	喷肥针孔直径 X_2 / mm	行星架转速 X_3 / $r \cdot \min^{-1}$
2	0.2	1.5	20
1	0.3	2.0	35
0	0.4	2.5	50
-1	0.5	3.0	65
-2	0.6	3.5	80

4.2 试验结果与分析

4.2.1 施肥量

试验因素对施肥量影响的方差分析结果如表 3 所示。

试验中设定 $P > F$ 的概率小于 0.05 时模型显著。由方差分析模型可知, $x_1, x_2, x_3, x_2^2, x_3^2$ 是模型的有效项,各因素对施肥量影响的显著性顺序从大到小为:行星架转速、液泵压力和喷肥针孔直径,并得出影响施肥量的因素编码值与性能指标的关系为

$$y_1 = 14.51 + 1.96x_1 + 1.69x_2 - 3.97x_3 - 0.92x_2^2 + 0.92x_3^2 \quad (11)$$

4.2.2 施肥损失率

试验因素对施肥损失率影响的方差分析结果如表 4 所示。

试验中设定 $P > F$ 的概率小于 0.05 时模型显著。由方差分析模型可知, x_1, x_2, x_3, x_1^2 是模型的有效项,各因素对施肥损失率影响的显著性顺序从大到小为:液泵压力、行星架转速和喷肥针孔直径,并得出影响施肥损失率的因素编码值与性能指标的关系为

表2 二次正交旋转试验方案及试验数据

Tab.2 Experimental scheme and experimental data of quadratic orthogonal rotary

试验序号	x_1	x_2	x_3	施肥量 y_1 / mL·次 ⁻¹	施肥损失率 y_2 / %
1	-1	-1	-1	13.0	1.9
2	1	-1	-1	16.7	3.6
3	-1	1	-1	16.0	1.9
4	1	1	-1	20.5	5.2
5	-1	-1	1	8.0	5.0
6	1	-1	1	10.3	3.9
7	-1	1	1	8.9	2.5
8	1	1	1	12.9	5.3
9	-2	0	0	9.8	3.5
10	2	0	0	18.2	6.8
11	0	-2	0	7.5	1.8
12	0	2	0	15.9	4.8
13	0	0	-2	28.4	1.8
14	0	0	2	9.7	5.8
15	0	0	0	14.7	3.2
16	0	0	0	14.7	3.4
17	0	0	0	14.6	3.2
18	0	0	0	14.8	3.2
19	0	0	0	14.8	3.3
20	0	0	0	14.6	3.4
21	0	0	0	14.8	3.2
22	0	0	0	14.7	3.3
23	0	0	0	14.6	3.2

表3 各因素对施肥量影响的方差分析

Tab.3 Analysis of variance for influence of each factor to fertilizer volume

来源	平方和	自由度	均方和	F	P
x_1	61.23	1	61.23	36.01	<0.000 1
x_2	45.90	1	45.90	27.00	0.000 2
x_3	252.02	1	252.02	148.22	<0.000 1
x_1^2	3.34	1	3.34	1.96	0.184 6
x_2^2	23.77	1	23.77	13.98	0.002 5
x_3^2	23.68	1	23.68	13.93	0.002 5
x_1x_2	0.78	1	0.78	0.46	0.509 8
x_1x_3	0.45	1	0.45	0.27	0.615 1
x_2x_3	1.36	1	1.36	0.80	0.387 2
误差	22.10	13	1.70		
总和	441.29	22	20.06		

表4 各因素对施肥损失率影响的方差分析

Tab.4 Analysis of variance for influence of each factor to fertilizer loss rate

来源	平方和	自由度	均方和	F	P
x_1	9.00	1	9.00	24.97	0.000 2
x_2	3.61	1	3.61	10.02	0.007 5
x_3	7.84	1	7.84	21.75	0.000 4
x_1^2	4.36	1	4.36	12.10	0.004 1
x_2^2	0.13	1	0.13	0.37	0.554 8
x_3^2	0.089	1	0.089	0.25	0.627 1
x_1x_2	0.25	1	0.25	0.68	0.424 5
x_1x_3	0.05	1	0.05	0.12	0.729 5
x_2x_3	0.08	1	0.08	0.22	0.645 4
误差	4.69	13	0.36		
总和	30.27	22	1.38		

$$y_2 = 3.22 + 0.75x_1 - 0.48x_2 + 0.7x_3 + 0.39x_1^2 \quad (12)$$

(1) 液泵压力和喷肥针孔直径交互作用对施肥损失率的影响

应用 Design-Expert 6.0.1 软件绘制出液泵压力与喷肥针孔直径对施肥损失率影响的等高线图和响应曲面图,如图 5 所示。

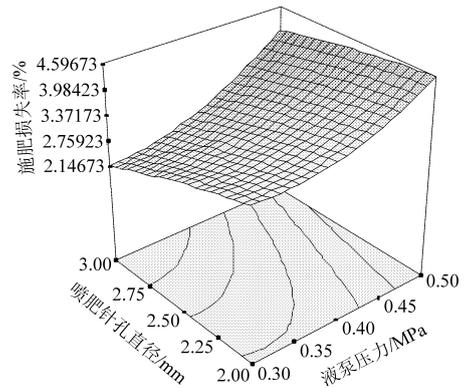


图5 液泵压力和喷肥针孔直径对施肥损失率影响的响应曲面

Fig.5 Response surface map of influence of liquid-pump pressure and diameter of spraying-fertilizer pinhole to fertilizer loss rate

固定行星架转速在零水平,得回归方程

$$y_2 = 3.22 + 0.75x_1 - 0.48x_2 + 0.39x_1^2 \quad (13)$$

由图 5 可知,液泵压力和喷肥针孔直径对施肥损失率的影响显著,施肥损失率随液泵压力的增大而增大,随喷肥针孔直径的增大而减小。当喷肥针孔直径一定时,响应曲面沿液泵压力方向变化较快;当液泵压力一定时,响应曲面沿喷肥针孔直径方向变化较慢。因此,在液泵压力和喷肥针孔直径对施肥量影响的交互作用中,液泵压力对施肥损失率的

影响更为显著。

(2)液泵压力和行星架转速交互作用对施肥损失率的影响

固定喷肥针孔直径在零水平,得回归方程

$$y_2 = 3.22 + 0.75x_1 + 0.7x_3 + 0.39x_1^2 \quad (14)$$

同样分析可得,施肥损失率随液泵压力和行星架转速的增大而增大。当行星架转速一定时,响应曲面沿液泵压力方向变化较快;当液泵压力一定时,响应曲面沿行星架转速方向变化较慢。因此,在液泵压力和行星架转速对施肥量影响的交互作用中,液泵压力对施肥损失率的影响更为显著。

(3)喷肥针孔直径和行星架转速交互作用对施肥损失率的影响

固定液泵压力在零水平,得回归方程

$$y_2 = 3.22 - 0.48x_2 + 0.7x_3 \quad (15)$$

分析可得,施肥损失率随喷肥针孔直径的增大而减小,随行星架转速的增大而增大,且施肥损失率与喷肥针孔直径和行星架转速呈线性关系。由方程的系数可知,在喷肥针孔直径和行星架转速对施肥损失率影响的交互作用中,喷肥针孔直径对施肥损失率的影响更为显著。

4.2.3 最佳参数优化和试验验证

为满足农艺要求,保证机构扎穴施肥的有效性,确定施肥量大于 20 mL/次,施肥损失率小于 3.5%。

应用 Design-Expert 6.0.1 软件进行优化求解,得出因素最佳参数组合为:液泵压力 0.47 MPa、喷肥针孔直径 3.0 mm 和行星架转速 40 r/min,此时施肥损失率约为 3.2%。

为进一步验证优化后参数的有效性和正确性,选取参数组合进行 8 组验证试验。试验结果中施肥量最大值为 20.3 mL/次,最小值为 19.8 mL/次,8 组验证试验数据平均值为 20 mL/次;施肥损失率最大值为 3.4%,最小值为 3.1%,平均值为 3.2%。验证试验表明,由最佳工作参数组合得到的性能指标能满足农艺要求。

5 结论

(1)全椭圆齿轮行星系扎穴机构应用于液态肥深施能够提高施肥效率。

(2)通过防缠绕设计,解决了液态肥通过分配器后液态肥输送软管的缠绕问题,

(3)试验过程中,机构运转平稳、液态肥输送流畅、机构之间无干涉。

(4)各因素对施肥损失率影响的显著性顺序从大到小为液泵压力、行星架转速和喷肥针孔直径。施肥量大于 20 mL/次、施肥损失率小于 3.5% 时,优化得到各因素的最佳参数组合为液泵压力 0.47 MPa、喷肥针孔直径 3.0 mm 和行星架转速 40 r/min。

参 考 文 献

- 王金武,纪文义,冯金龙,等. 液态施肥机的设计与试验研究[J]. 农业工程学报,2008,24(6):157~159.
Wang Jinwu, Ji Wenyi, Feng Jinlong, et al. Design and experimental investigation of the liquid fertilizer applicator[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(6): 157~159. (in Chinese)
- Womac A R, Tompkins F D. Probe-type injector for fluid fertilizers[J]. Applied Engineering in Agriculture, 1990, 6(2): 149~154.
- 王金峰,王金武,葛宜元,等. 深施型液态施肥机扎穴机构优化设计[J]. 农业机械学报, 2010, 41(6): 52~56.
Wang Jinfeng, Wang Jinwu, Ge Yiyuan, et al. Optimization design on pricking hole mechanism of deep-fertilization liquid fertilizer applicator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(6): 52~56. (in Chinese)
- Chen Y. A liquid manure injection tool adapted to different soil conditions[J]. Transactions of the ASAE, 2002, 45(6): 1729~1736.
- 武传宇,赵匀,陈建能. 水稻插秧机分插机构人机交互可视化优化设计[J]. 农业机械学报,2008,39(1):73~74.
Wu Chuanyu, Zhao Yun, Chen Jianneng. Optimization design of rice transplanter separating-planting mechanism with visualization human-computer interaction method[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(1): 73~74. (in Chinese)
- 黄燕,汪春,衣淑娟. 液体肥料施用装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2007,38(4):85~87.
Huang Yan, Wang Chun, Yi Shujuan. Manufacture and the test analysis on the device of liquid fertilizer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(4): 85~87. (in Chinese)
- 李革,赵匀,俞高红. 椭圆齿轮行星系分插机构的机理分析和计算机优化[J]. 农业工程学报,2000,16(4):78~81.
Li Ge, Zhao Yun, Yu Gaohong. Theoretical analysis and parameters optimizing of separating-planting mechanism with planetary elliptical gears[J]. Transactions of the CSAE, 2000, 16(4): 78~81. (in Chinese)

- transplanter based on ADAMS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp.): 82 ~ 85. (in Chinese)
- 8 李玉龙, 孙付春. 齿轮泵困油的分析模型及侧隙计算[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(2): 118 ~ 122.
Li Yulong, Sun Fuchun. Analysis model on trapped oil and backlash calculation in external gear pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(2): 118 ~ 122. (in Chinese)
- 9 尹建军, 李耀明, 李双, 等. 差动偏心齿轮系分插机构: 中国, 201010272362.8[P]. 2011-01-05.
Yin Jianjun, Li Yaoming, Li Shuang, et al. Separating-transplanting mechanism with differential eccentric gear train: China, 201010272362.8 [P]. 2011-01-05. (in Chinese)
- 10 张志强, 贺静, 唐勇, 等. 任意转角位置的渐开线齿轮齿廓参数方程的研究[J]. 机械传动, 2005, 29(2): 10 ~ 13.
Zhang Zhiqiang, He Jing, Tang Yong, et al. Research on parameter equation of involute tooth profile on any angular position [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2005, 29(2): 10 ~ 13. (in Chinese)
- 11 赵匀, 高林弟, 陈建能, 等. 变形偏心非圆齿轮行星系分插机构设计和参数优化[J]. 农业机械学报, 2011, 42(12): 74 ~ 77.
Zhao Yun, Gao Lindi, Chen Jianneng, et al. Design and parameters optimization of deformed eccentric non-circular gears transplanting mechanism [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12): 74 ~ 77. (in Chinese)
- 12 张生昌, 王宗槐, 邓鸿英, 等. 基于 ANSYS 的偏心蠕动式转子泵转子强度分析[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(2): 132 ~ 135.
Zhang Shengchang, Wang Zonghuai, Deng Hongying, et al. Rotor's intensity analysis of eccentric and squirmy rotor pump based on ANSYS[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(2): 132 ~ 135. (in Chinese)
-

(上接第 65 页)

- 8 冯金龙, 王金武, 李玉清, 等. 穴施液体施肥装置施肥机理的试验研究[J]. 黑龙江八一农垦大学学报, 2008, 20(6): 44 ~ 47.
Feng Jinlong, Wang Jinwu, Li Yuqing, et al. The experimental study on the mechanism of liquid fertilizing unit [J]. Journal of Heilongjiang August First Land Reclamation University, 2008, 20(6): 44 ~ 47. (in Chinese)
- 9 刘亚华, 王金武, 王金峰, 等. 基于 Pro/E 及 ADAMS 液态施肥机扎穴机构的设计与仿真[J]. 东北农业大学学报, 2010, 41(2): 134 ~ 137.
Liu Yahua, Wang Jinwu, Wang Jinfeng, et al. Design and dynamic simulation of liquid fertilizer applicator pricking hole mechanism based on Pro/E and ADAMS [J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2010, 41(2): 134 ~ 137. (in Chinese)
- 10 Morris D K, Ess D R, Hawkins S E, et al. Development of a site-specific application system for liquid animal manures[J]. Applied Engineering in Agriculture, 1999, 15(6): 633 ~ 638.
- 11 Camp C R, Sadler E J, Evans D E, et al. Variable-rate, digitally controlled metering device[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2000, 16(1): 39 ~ 44.
- 12 Schrock M D, Oard D L. Pulse-width modulation metering system for ammonia fertilizer[C]// ASAE Paper 0121126, 1998.
- 13 徐中儒. 回归分析与试验设计[M]. 北京: 中国农业出版社, 1998.
- 14 鲍培德, 谢俊, 马履中, 等. 泵站用行星齿轮变速传动装置的设计[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(3): 238 ~ 241.
Bao Peide, Xie Jun, Ma Lüzhong, et al. Design on planetary gear transmission device for pumping stations[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(3): 238 ~ 241. (in Chinese)