

变形椭圆齿轮式扎穴机构设计与工作参数试验优化

冯金龙^{1,2} 王金武¹ 周文琪¹ 唐 汉¹ 刘春香³

(1. 东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030; 2. 黑龙江八一农垦大学工程学院, 大庆 163319;
3. 黑龙江工程学院机电工程学院, 哈尔滨 150050)

摘要: 针对深施型液态施肥机扎穴机构多参数下动力学性能差等问题,探索多工作参数下的变形椭圆齿轮式扎穴机构动力学变化规律,通过建立变形椭圆齿轮行星轮系的节曲线方程,采用 Visual Basic 6.0 语言,编写了变形椭圆齿轮式扎穴机构运动学仿真与优化软件,调节变形椭圆齿轮的长半轴长度、变形椭圆齿轮偏心率与变形椭圆齿轮变形系数等相关参数,优化并得到一组机构较优参数。搭建了扎穴机构动力学特性测试试验台,进行动力学特性试验。采用旋转中心复合试验设计方案,以行星架转速和土槽车前进速度为试验影响因素,以太阳轮轴所受扭矩和喷肥针入土时受到的拉压力为试验影响指标。在试验台上利用扭矩传感器、信号采集仪和 DASP-10 处理软件,测得太阳轮轴扭矩和喷肥针入土时受到的拉压力,建立试验影响因素和影响指标的关系模型及响应曲面图,并运用 Design-Expert 8.0.10 软件对试验数据进行分析。试验结果表明,当行星架转速 64.4 r/min,前进速度 0.61 m/s 时,太阳轮轴扭矩为 5.05 N·m,喷肥针受到的拉压力为 20.03 N,此时机构动力学性能最优。应用此参数组合进行测试验证,验证了其合理性。该研究结果可保证扎穴机构在多工作参数下工作时,机具具有良好的扎穴性能。

关键词: 液态施肥机; 扎穴机构; 变形椭圆齿轮; 运动学仿真; 试验优化

中图分类号: S224.21 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2017)04-0090-07

Design of Pricking Hole Mechanism with Deformation Elliptical Gears and Experiment Optimization of Working Parameters

FENG Jinlong^{1,2} WANG Jinwu¹ ZHOU Wenqi¹ TANG Han¹ LIU Chunxiang³

(1. College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China

2. College of Engineering, Heilongjiang Bayi Agricultural University, Daqing 163319, China

3. College of Mechanical and Electrical Engineering, Heilongjiang Institute of Technology, Harbin 150050, China)

Abstract: Aiming to the bad performance of pricking hole with liquid fertilizer applicator for deep-into type, and explore the changing rule of dynamics of pricking hole mechanism with deformation elliptical gears in the working parameters, equation of gear pitch curves of pricking hole mechanism with deformation gears was built, the simulation software of kinematics analysis was compiled, which was written for pricking hole mechanism with deformation elliptical gears based on Visual Basic 6.0 development platform, some parameters like the semi-major axis, eccentricity ratio and deformation coefficient of deformation elliptical gears were adjusted, and the optimal parameters were obtained. Bench of dynamics test of pricking hole mechanism with deformation elliptical gears was also set up. Scheme of test design of rotation center composite was used, with speed of planet frame and forward speed of bench car as test factors, and torque of sun shaft and tension and pressure of spray fertilizer needle into the soil as the test optimizing index. The torque of sun shaft and tension and pressure of spray fertilizer needle into the soil were measured by using torque sensor, signal acquisition instrument and DASP-10 processing software on the test bench, the regression equation and diagram of response surface were obtained, experimental data was analyzed by using Design-Expert 8.0.10. Test results showed that when the speed of planet frame was 64.4 r/min, the forward speed was 0.61 m/s, the torque of sun shaft was 5.05 N·m, tension and pressure of spray fertilizer needle was 20.03 N, the dynamics performance of

收稿日期: 2016-10-11 修回日期: 2016-11-14

基金项目: 国家自然科学基金项目(51675093)

作者简介: 冯金龙(1979—),男,博士生,黑龙江八一农垦大学讲师,主要从事田间机械研究,E-mail: fj_long@163.com

通信作者: 王金武(1968—),男,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: jinwuw@163.com

mechanism was optimal under above conditions. The test was verified by applying these parameters to validate its rationality. The research results can guarantee pricking hole mechanism to have a good pricking hole performance under many working parameters and provide theoretical reference for structure optimization design.

Key words: liquid fertilizer applicator; pricking hole mechanism; deformation elliptical gear; kinematical simulation; experiment optimization

引言

随着液态肥的推广和普及,肥效利用率高的深施型液态施肥机得到广泛认可与应用。扎穴机构是深施型液态施肥机重要工作部件,是将液肥深施到土壤中的执行部件,也是机具作业时主要的振动源,其性能的优劣直接影响施肥作业质量和效率^[1-2]。性能良好的扎穴机构能减少土壤对扎穴机构的冲击,从而保证喷肥针入出土的轨迹姿态,并增加机构工作的可靠性。

目前深施型液态施肥机扎穴机构^[3-9]主要提出了曲柄摇杆式、椭圆齿轮行星系、全椭圆齿轮行星系与非圆齿轮行星系 4 种形式的扎穴机构,并对 4 种机构进行了运动学和仿真分析、结构优化以及相应台架试验。关于扎穴机构动力学研究较少。刘春香等^[10]以基于贝塞尔曲线设计的扎穴机构为研究对象,以土槽车前进速度和行星架转速为影响因素进行了单因素试验,获得了土壤反作用力的变化规律。但尚未从多因素以及相互之间的作用对多目标的影响进行深入研究。

本文运用变形椭圆齿轮能实现传动比横向和纵向的双向变化特性,来增大齿轮行星轮系的传动比调节范围。基于此设计能够满足喷肥针具有高入出土垂直度、垄面上得到较小穴口和结构简单的新型变形椭圆齿轮式扎穴机构。通过建立变形椭圆齿轮行星系的节曲线方程,运用 Visual Basic 6.0 软件优化一组满足扎穴性能的较优机构参数。

1 变形椭圆齿轮式扎穴机构组成与工作原理

变形椭圆齿轮式扎穴机构如图 1 所示。该机构由 5 个全等的变形椭圆齿轮、1 个行星架、1 对摇臂和喷肥针组成。2 个中间变形椭圆齿轮布置在中央太阳变形椭圆齿轮两端,2 个行星变形椭圆齿轮分别与中间变形椭圆齿轮各自啮合且与摇臂固结为一体,喷肥针装配固定在摇臂的一端。太阳变形椭圆齿轮与行星架同轴心且工作时固结在机架上,静止不动。

工作时,行星架带动变形椭圆齿轮行星系进行转动,中间变形椭圆齿轮 5、7 围绕太阳变形椭圆齿轮公转且自身自转,行星变形椭圆齿轮 4、8 分别与

中间变形椭圆齿轮 5、7 相互啮合且围绕太阳变形椭圆齿轮公转。由于行星变形椭圆齿轮与摇臂、喷肥针固结,最终动力传递给喷肥针,完成扎穴性能。机构的行星架转动一周,扎穴 2 次。

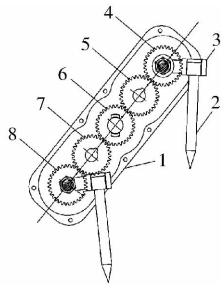


图 1 变形椭圆齿轮式扎穴机构原理图
Fig. 1 Principle diagram of pricking hole mechanism with deformation elliptical gears

- 1. 行星架 2. 喷肥针 3. 摇臂 4. 上行星变形椭圆齿轮 5. 上中间变形椭圆齿轮 6. 太阳变形椭圆齿轮 7. 下中间变形椭圆齿轮 8. 下行星变形椭圆齿轮

2 变形椭圆齿轮行星轮系模型的建立

建立 XOY 坐标系,由于该行星轮系具有对称性,现针对一侧进行说明,如图 2 所示。设 O 为行星架转动中心,也是太阳变形椭圆齿轮中心,A 为中间变形椭圆齿轮转动中心,B 为上行星变形椭圆齿轮转动中心,O、A、B 分别为变形椭圆齿轮的焦点也是旋转中心,O₁、A₁、B₁ 分别为对应变形椭圆齿轮另一焦点。太阳变形椭圆齿轮固定于机架,在工作中

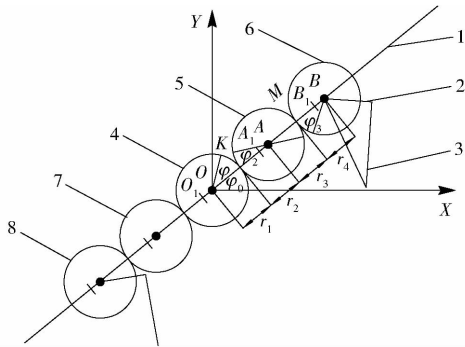


图 2 变形椭圆齿轮式扎穴机构示意图
Fig. 2 Schematic diagram of pricking hole mechanism with deformation elliptical gears

- 1. 行星架 2. 摇臂 3. 喷肥针 4. 太阳变形椭圆齿轮 5. 上中间变形椭圆齿轮 6. 上行星变形椭圆齿轮 7. 下中间变形椭圆齿轮 8. 下行星变形椭圆齿轮

保持静止,太阳变形椭圆齿轮长轴 OO_1 为行星架转动初始位置。定义 OO_1 与 X 轴初始夹角为 φ_0 ,行星架转角为 φ ,规定行星架相对于初始位置逆时针转动为正。 K 、 M 为太阳变形椭圆齿轮和上中间变形椭圆齿轮的啮合点,则变形椭圆齿轮的节曲线方程 r_1 和 r_2 计算式为^[11-12]

$$r_1 = \begin{cases} \frac{a(1-e^2)}{1-\operatorname{ecos}(-m_1\varphi)} & \left(0 \geq \varphi \geq -\frac{\pi}{m_1}\right) \\ \frac{a(1-e^2)}{1-\operatorname{ecos}(m_2(2\pi+\varphi))} & \left(-\frac{\pi}{m_1} > \varphi > -2\pi\right) \end{cases} \quad (1)$$

$$r_2 = 2a - r_1 \quad (2)$$

式中 r_1 ——太阳变形椭圆齿轮旋转中心与中间变形椭圆齿轮啮合点 K 的距离,mm
 r_2 ——中间变形椭圆齿轮旋转中心与太阳变形椭圆齿轮啮合点 K 的距离,mm
 m_1 ——变形椭圆齿轮 1 变形系数
 m_2 ——变形椭圆齿轮 2 变形系数
 a ——变形椭圆齿轮长半轴长度,mm
 e ——变形椭圆齿轮偏心率

为保证变形椭圆齿轮两段节曲线封闭, m_1 和 m_2 应满足

$$2\pi - \frac{\pi}{m_1} = \frac{\pi}{m_2} \quad (3)$$

上中间变形椭圆齿轮长轴 AA_1 为行星架的初始位置,假设上中间变形椭圆齿轮固定,行星架相对上中间变形椭圆齿轮逆时针转动角度为 φ_2 ($\varphi_2 > 0$),则

$$\varphi_2 = \begin{cases} \frac{2}{m_1} \arctan\left(\frac{1-e}{1+e} \tan \frac{-m_1\varphi}{2}\right) & \left(0 \geq \varphi \geq -\frac{\pi}{m_1}\right) \\ \frac{2}{m_2} \arctan\left(\frac{1-e}{1+e} \tan \frac{m_2(\pi-\varphi_2)}{2}\right) - 2\pi & \left(-\frac{\pi}{m_1} > \varphi > -2\pi\right) \end{cases} \quad (4)$$

以上行星变形椭圆齿轮长轴 BB_1 为行星架的初始位置,假设上行星变形椭圆齿轮固定,行星架相对上行星变形椭圆齿轮顺时针转动角度为 φ_3 ($\varphi_3 < 0$), M 点为上中间变形椭圆齿轮和上行星变形椭圆齿轮啮合点,则变形椭圆齿轮的节曲线方程 r_4 、 r_3 和 φ_3 为

$$r_4 = \begin{cases} \frac{a(1-e^2)}{1-\operatorname{ecos}(m_1\varphi_3)} & \left(0 \leq \varphi_3 \leq \frac{\pi}{m_1}\right) \\ \frac{a(1-e^2)}{1-\operatorname{ecos}(m_2(2\pi-\varphi_3))} & \left(\frac{\pi}{m_1} < \varphi_3 < 2\pi\right) \end{cases} \quad (5)$$

$$\varphi_3 = \begin{cases} \frac{-2}{m_1} \arctan\left(\frac{1-e}{1+e} \tan \frac{m_1(\varphi_2+\pi)}{2}\right) & \left(0 < \varphi_2 + \pi \leq \frac{\pi}{m_1}\right) \\ \frac{2}{m_2} \arctan\left(\frac{1-e}{1+e} \tan \frac{m_2(2\pi-(\varphi_2+\pi))}{2}\right) - 2\pi & \left(\frac{\pi}{m_1} < \varphi_2 + \pi \leq 2\pi\right) \\ \frac{-2}{m_1} \arctan\left(\frac{1-e}{1+e} \tan \frac{m_1(\varphi_2-\pi)}{2}\right) & \left(0 \leq \varphi_2 - \pi \leq \frac{\pi}{m_1}\right) \\ \frac{2}{m_2} \arctan\left(\frac{1-e}{1+e} \tan \frac{m_2(2\pi-(\varphi_2-\pi))}{2}\right) - 2\pi & \left(\frac{\pi}{m_1} < \varphi_2 - \pi < 2\pi\right) \end{cases} \quad (7)$$

式中 r_3 ——中间变形椭圆齿轮旋转中心与行星变形椭圆齿轮旋转中心啮合点 M 的距离,mm
 r_4 ——行星变形椭圆齿轮旋转中心与中间变形椭圆齿轮啮合点 M 距离,mm
 φ_3 ——行星架相对上行星变形椭圆齿轮顺时针转动角度,rad

3 机构参数优化

依据建立的机构模型,采用 Visual Basic 6.0 编写了变形椭圆齿轮扎穴机构运动学仿真与优化软件,如图 3 所示。

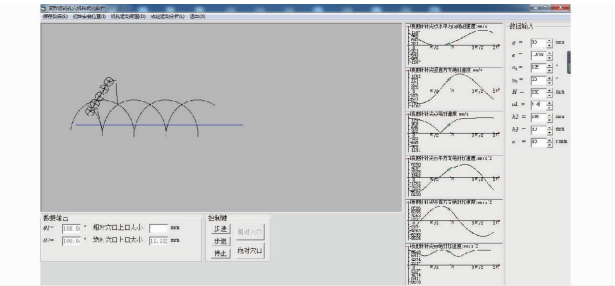


图 3 可视化人机交互优化界面

Fig. 3 Optimization interface of visible man-machine interaction

通过该人机交互界面,可以便捷地改变扎穴机构的各参数值,包括变形椭圆齿轮的长半轴长度 a 、变形椭圆齿轮偏心率 e 、变形椭圆齿轮变形系数 m_1 、行星架初始安装角 φ_0 、喷肥针与行星变形椭圆齿轮长轴的初始夹角 α_0 、行星轮旋转中心到喷肥针尖的距离 h_2 等^[13-15]。优化目标为:在入出土过程中,喷

肥针与垄面的夹角为 $90^{\circ} \pm 2^{\circ}$ ；垄面上出现地穴口宽度越小越好。根据每次输入的一组参数值，仿真软件能快速计算即时更新扎穴机构绝对运动和相对运动轨迹，并输出扎穴穴口的大小。通过该软件进行相对运动与绝对运动模拟分析对比，不断优化扎穴机构的入出土运动轨迹，最终获得一组合理的机构参数，使喷肥针运动轨迹能满足具有高入土垂直度和较小穴口的农艺要求。

通过输入满足深施液态肥农艺要求的参数：施肥深度等于 80 mm，穴距为标准 220 mm，转速 80 r/min，最终优选出的机构参数为 $a = 30\text{ mm}$ 、 $e = 0.0718$ 、 $m_1 = 1.4$ 、 $\varphi_0 = 50^{\circ}$ 、 $\alpha_0 = 125^{\circ}$ 、 $h_2 = 165\text{ mm}$ ，此时穴口大小为 19.9 mm。

4 机构动力学工作参数测试

扎穴机构工作过程中，随着扎穴次数的提高机构振动加剧，进而影响轨迹姿态和扎穴效果。喷肥针为直接与土壤接触的机构执行端，在入土到深施农艺要求的深度时，受到的土壤冲击力较大，因此喷肥针的轨迹姿态难以保证且相应的太阳变形椭圆齿轮轴扭矩增大，变化不稳定。所以行星架转速、机具前进速度以及 2 个参数之间的交互作用不同，则引起的太阳轮轴扭矩和喷肥针受力变化不同，研究机构工作多参数下的动力学特性可为机构的优化设计等提供参考。

4.1 试验台设计及试验条件

针对所需要测试的工作参数值，设计了配套的动力学测试试验台，如图 4 所示。测试试验台由试验台架、JN338A 型动态扭矩传感器、变形椭圆齿轮式扎穴机构、INV1861A 型应变调理仪、INV3018C 型数据采集仪和转矩转速测量仪组成。工作时，通过变频柜控制试验台架上 2 台电动机的转速，一台电动机控制试验台车在土槽导轨上往复运动，另一台电动机通过传动装置控制变形椭圆齿轮式扎穴机构的转动，转动一周扎穴 2 次。

试验地点为东北农业大学自建土槽试验室，土槽长度为 12 m，两导轨间距为 1.7 m，槽内土壤为黑壤土，依据中耕时期的土壤状况要求，调整土壤硬度为 0.6 ~ 1.0 MPa，含水率为 20% ~ 25%。

4.2 试验测试及方法

通过在喷肥针根部贴应变片，采用半桥测量法测量喷肥针入土时所受的土壤拉压力^[16]，这里不再赘述。太阳轮扭矩采用 JN338A 型动态扭矩传感器进行测量。其一端与扎穴机构一端的太阳轮轴相互连接，然后将信号传输到转矩转速测量仪上，扭矩值可直接从测量仪上读取。

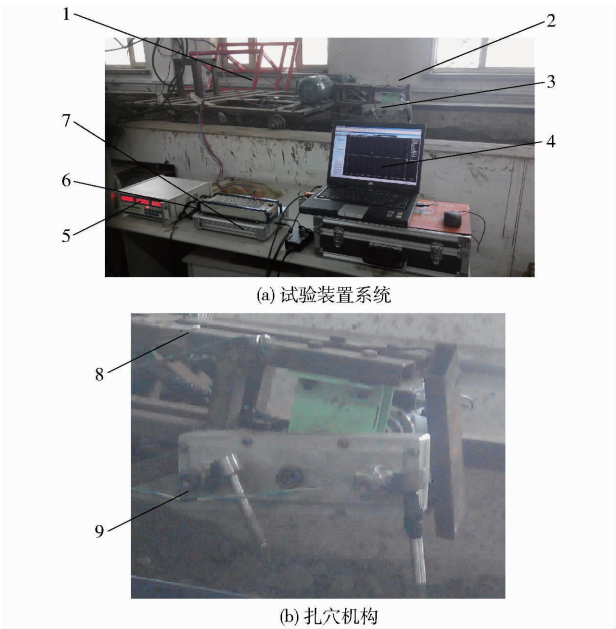


图 4 动力学测试系统试验台

Fig. 4 Dynamics test bench of pricking hole mechanism
1. 试验台架 2. 扭矩传感器 3. 扎穴机构 4. DASP-10 软件
5. 转矩转速测量仪 6. 应变调理仪 7. 信号采集仪 8. 扭矩传感器导线 9. 喷肥针测试导线

当扎穴机构入土扎穴时，喷肥针会产生微小变形，这时应变片传感器将电压信号传至动态应变仪，信号采集仪将动态应变接收的电压信号转换成数字信号，并经过信号放大等预处理，再通过信号采集仪配套的 DASP-10 软件可知整个扎穴过程中喷肥针所受拉压应变变化情况。图 5 所示为拉压应变随时间的变化函数（此时行星架转速为 70 r/min，土槽车前进速度为 0.7 m/s）。喷肥针在 0.4 ~ 0.6 s 内，应变值由小逐渐增大再逐渐减小，此时间段正为喷肥针扎穴过程段，符合喷肥针从垄面扎入土壤一定深度中再拔出土壤的拉应变的变化规律。因此可得到喷肥针在扎穴过程中受到土壤拉压力的最大值^[17-20]，扭矩值可由仪器直接读数。

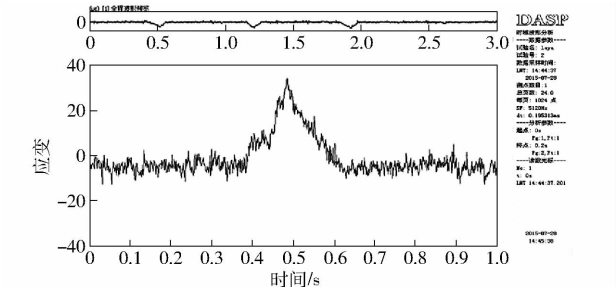


图 5 拉压应变变化曲线

Fig. 5 Tension and compression strain curves

根据应变片排布规律及胡克定律，将所测量微应变数据转换为喷肥针受到的拉压力数值，转换公式为

$$\sigma A = F \tag{8}$$

其中

$$\sigma = \varepsilon E$$
$$A = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2)$$

式中 σ ——相应断面上最大应力, N/mm^2
 A ——喷肥针的横截面积, mm^2
 F ——喷肥针受到土壤拉压作用力, N
 ε ——喷肥针应变
 E ——喷肥针弹性模量, N/mm^2
 d ——喷肥针内圆直径, mm
 D ——喷肥针外圆直径, mm

则

$$F = \frac{\pi \varepsilon E (D^2 - d^2)}{4} \quad (9)$$

其中

$$\varepsilon = \frac{\Delta R}{R} \frac{1}{k}$$

式中 R ——应变片两端电阻, Ω
 ΔR ——电阻改变量, Ω
 k ——应变片灵敏系数

在测试过程中,喷肥针弹性模量及横截面积恒定不变,因此作业过程中喷肥针受到土壤拉压力仅与应变值有关。由标定试验可知拉压力和应变的关系函数为 $F = 0.7193\varepsilon - 0.0189$ 。

4.3 试验结果与分析

为探索多参数以及多参数下的交互作用对多目标的影响规律,获得最优参数组合,选取水平旋转中心复合设计试验方案^[21]。不同的试验台车前进速度与行星架转速及其之间的相互作用,是影响扭矩以及拉压力变化的关键参数。因此选取行星架转速和台车速度作为影响因素;扭矩和拉压力大小作为影响指标。

首先对扎穴机构台车速度和行星架转速进行了单因素预备试验,确定了各因素合理的变化范围,试验因素编码如表 1 所示。

表 1 因素水平编码

Tab.1 Coding of levels of experimental factors

编码	行星架转速 $x_1/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	前进速度 $x_2/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$
1. 414	84	0.67
1	80	0.65
0	70	0.60
-1	60	0.55
-1. 414	56	0.53

根据旋转中心复合试验方案设计 16 组试验,试验方案与结果如表 2 所示。 y_1 为扭矩最大值, y_2 为拉压力最大值。

为直观地分析试验指标扭矩、拉压力和各个因素之间的关系,利用 Design-Expert 8.0.10 软件得到因素交互作用的响应曲面图,如图 6、7 所示,回归方

程为

$$\begin{cases} y_1 = 217.37 - 2.11x_1 - 486.31x_2 - 1.21x_1x_2 + 0.02x_1^2 + 478.00x_2^2 \\ y_2 = 204.33 - 1.77x_1 - 436.12x_2 - 1.56x_1x_2 + 0.02x_1^2 + 457.75x_2^2 \end{cases} \quad (10)$$

表 2 试验方案与结果

Tab.2 Schemes and results of experiment

试验 序号	因素		性能指标	
	$x_1/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	$x_2/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$y_1/(\text{N} \cdot \text{m})$	y_2/N
1	60	0.55	5.93	20.19
2	80	0.55	11.31	26.20
3	60	0.65	7.24	22.23
4	80	0.65	10.20	25.13
5	56	0.60	6.84	21.74
6	84	0.60	12.30	27.23
7	70	0.53	7.32	22.35
8	70	0.67	7.91	22.89
9	70	0.60	5.26	20.42
10	70	0.60	5.33	20.28
11	70	0.60	5.12	20.18
12	70	0.60	5.46	20.48
13	70	0.60	5.10	20.13
14	70	0.60	5.31	20.31
15	70	0.60	5.21	20.28
16	70	0.60	5.32	20.11

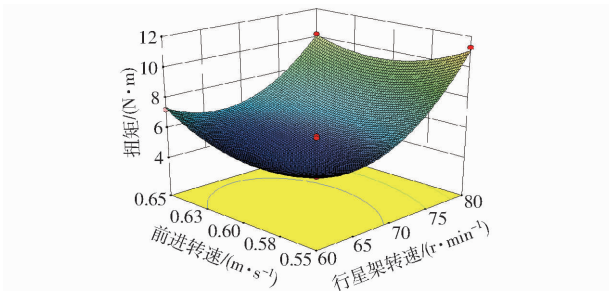


图 6 扭矩的响应曲面

Fig.6 Response surface of torque

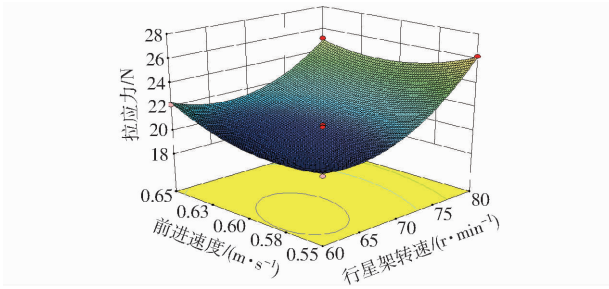


图 7 拉压力的响应曲面

Fig.7 Response surface of tension force

由图 6 可知,当前进速度一定时,随着行星架转速的提高,扭矩先减小后逐渐增大;当行星架转速一定时,随着前进速度的增大,扭矩先减小后逐渐增

大,响应曲面沿行星架转速方向较沿前进速度方向变化快。表明行星架转速对扭矩的影响较前进速度影响显著。分析原因,当喷肥针在入土与出土过程中,喷肥针水平速度与前进速度接近且方向相反时,此时喷肥针推土与刨土问题较小,因此喷肥针受到的弯曲力减小,扭矩就会减小。

由图 7 可知,当前进速度一定时,随着行星架转速的提高,拉压力先减小后逐渐增大;当行星架转速一定时,随着前进速度的增大,拉压力先减小后逐渐增大。响应曲面沿行星架转速方向较沿前进速度方向变化快,表明行星架转速对拉压力的影响较前进速度影响显著。分析原因,土壤对喷肥针的拉压力大小主要表现在喷肥针从茎面扎入土壤一定深度时,土壤对其给予的反作用力。当土壤状况不同时,力的大小不同,因此在喷肥针出现推土与刨土现象中,由于土壤团粒不断地受到喷肥针在横向方面的挤压,土壤状况改变。因此喷肥针在扎穴一定深度时,拉压力大小相比不出现推土与刨土情况中较大,由此出现图 7 中的变化规律。

4.4 优化与试验验证

在前面建立扭矩和拉压力的二阶多项式模型的基础上,以 $\min y_1$ 和 $\min y_2$ 为优化目标,应用 Design-Expert 8.0.10 软件对目标函数寻优,最佳参数组合为:行星架转速 64.4 r/min,台车速度 0.61 m/s,在最佳参数组合下扭矩和拉压力分别为 5.05 N·m 和 20.03 N,如图 8 所示。

根据优化结果对其进一步进行台架试验验证,得到扭矩为 4.90 N·m,拉压力为 20.56 N,验证结果与 Design-Expert 8.0.10 优化结果基本一

致。误差主要为试验过程中设备精度和人为操作对试验造成的误差;土壤状况的不同导致喷肥针与土壤之间的作用不同所引起的误差(包括土壤含水率、坚实度等)。验证试验结果与最佳组合下的预测结果比较接近,具有较好的一致性,说明优化模型可行。

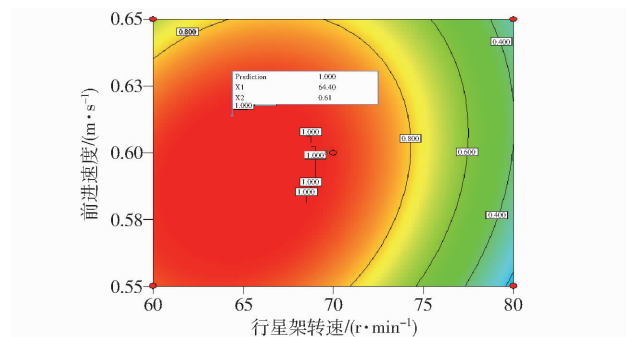


图 8 最优参数区域

Fig. 8 Optimal parameter area

5 结论

(1)根据建立的变形椭圆齿轮式扎穴机构数学模型,运用 Visual Basic 6.0 软件编写该扎穴机构运动学分析软件,最终优化一组满足穴口小的机构参数。

(2)进行了动力学特性试验,通过旋转中心复合试验设计方案,研究了行星架转速与台车速度以及交互作用对扭矩和拉压力影响分析,建立了扭矩和拉压力数学模型。对扭矩和拉压力进行了多目标优化,最优结果为,当行星架转速 64.4 r/min,台车速度 0.61 m/s 时,扭矩和拉压力分别为 5.05 N·m 和 20.03 N,并进一步对优化结果进行了验证。

参 考 文 献

1 王金峰,王金武,葛宜元. 深施型液态施肥装置的设计与试验[J]. 农业机械学报,2009,40(4):58-63.
WANG Jinfeng, WANG Jinwu, GE Yiyuan. Design and experiment on liquid fertilizer device of deep-fertilization[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 58-63. (in Chinese)

2 王云霞. 液体肥料的应用现状与发展趋势[J]. 化肥设计,2003,41(4):10-13.
WANG Yunxia. Present application situation of liquid fertilizer and its development tendency[J]. Chemical Fertilizer Design, 2003, 41(4): 10-13. (in Chinese)

3 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)

4 WOMAC A R, TOMPKIINS F D. Probe-type injector for fluid fertilizers[J]. Applied Engineering in Agriculture, 1990, 6(2): 149-154.

5 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)

6 CHEN Y. A liquid manure injection tool adapted to different soil conditions[J]. Transactions of the ASAE, 2002, 45(6): 1729-1736.

7 王金武,刘亚华,王金峰,等. 全椭圆齿轮行星系液态肥深施机构优化设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2012,43(10): 59-65. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20121011&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.011.

- WANG Jinwu, LIU Yahua, WANG Jinfeng, et al. Optimized design and experimental of the liquid fertilizer deep mechanism with planetary elliptic gears [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43 (10): 59 – 65. (in Chinese)
- 8 王金峰, 王金武, 鞠金艳, 等. 深施型液态施肥机扎穴机构研究进展[J]. 东北农业大学学报, 2013, 44(5): 157 – 160.
WANG Jinfeng, WANG Jinwu, JU Jinyan, et al. Research progress on pricking hole mechanism of deep-fertilization liquid fertilizer applicator[J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2013, 44(5): 157 – 160. (in Chinese)
- 9 张春风. 非圆齿轮行星系扎穴机构的反求设计与仿真[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2014.
- 10 刘春香, 王金武, 周文琪, 等. 液肥深施双斜孔式喷肥针动力学分析与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(3): 54 – 58.
http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160308&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.03.008.
LIU Chunxiang, WANG Jinwu, ZHOU Wenqi, et al. Dynamics analysis and experiment of double oblique hole spray fertilizer needle of liquid fertilizer deep-fertilization[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(3): 54 – 58. (in Chinese)
- 11 陈建能, 黄前泽, 王英, 等. 钵苗移栽机椭圆齿轮行星系植苗机构运动学建模与分析[J]. 农业工程学报, 2012, 28(5): 6 – 12.
CHEN Jianneng, HUANG Qianze, WANG Ying, et al. Kinematics modeling and analysis of transplanting mechanism with planetary elliptic gears for pot seedling transplanter[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(5): 6 – 12. (in Chinese)
- 12 吴序堂, 王贵海. 非圆齿轮及非匀速比传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- 13 王金武, 王金峰, 鞠金艳. 深施型液态施肥机扎穴机构动力学优化[J]. 农业工程学报, 2011, 27(1): 165 – 169.
WANG Jinwu, WANG Jinfeng, JU Jinyan. Dynamics optimization for pricking hole mechanism of deep-fertilization liquid fertilizer applicator[J]. Transactions of CSAE, 2011, 27(1): 165 – 169. (in Chinese)
- 14 俞高红, 钱孟波, 赵云, 等. 偏心齿轮-非圆齿轮行星系分插机构运动机理分析[J]. 农业机械学报, 2009, 40(3): 82 – 84.
YU Gaohong, QIAN Mengbo, ZHAO Yun, et al. Analysis of kinematic principle of transplanting mechanism with eccentric gears and non-circular gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(3): 82 – 84. (in Chinese)
- 15 俞高红, 赵凤芹, 武传宇, 等. 正齿行星轮分插机构的运动特性分析[J]. 农业机械学报, 2004, 35(6): 55 – 57.
YU Gaohong, ZHAO Fengqin, WU Chuanyu, et al. Analysis of kinematic property of separating-planting mechanism with planetary gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004, 35(6): 55 – 57. (in Chinese)
- 16 刘春香, 王金武, 唐汉, 等. 基于贝塞尔曲线的液肥扎穴机构动力学分析与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(5): 116 – 122. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160516&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.05.016.
LIU Chunxiang, WANG Jinwu, TANG Han, et al. Dynamics analysis and test on picking hole mechanism of liquid fertilizer based on bezier curve[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(5): 116 – 122. (in Chinese)
- 17 陈建能, 李革, 赵匀. 椭圆齿轮行星系分插机构动力学特性的试验[J]. 农业机械学报, 2006, 37(1): 40 – 42, 46.
CHEN Jianneng, LI Ge, ZHAO Yun. Study of dynamic characteristics of transplanting mechanism with elliptic planetary gears through experiment[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(1): 40 – 42, 46. (in Chinese)
- 18 刘安. 蔬菜钵苗移栽机取苗机构的动力学分析与试验研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2013.
- 19 王英, 陈建能, 周丽莎, 等. 步行式插秧机共轭凸轮推秧装置动力学分析与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2012, 43(10): 47 – 53. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20121009&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2012.10.009.
WANG Ying, CHEN Jianneng, ZHOU Lisha, et al. Dynamics analysis and experiment of conjugate cam seedling-pushing device applied on walking-rice transplanter[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10): 47 – 53. (in Chinese)
- 20 叶秉良, 刘安, 俞高红, 等. 蔬菜钵苗旋转式取苗机构动力学分析与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(6): 70 – 78. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20140612&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.06.012.
YE Bingliang, LIU An, YU Gaohong, et al. Dynamics analysis and test on rotary pick-up mechanism for vegetable pot-seedling[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(6): 70 – 78. (in Chinese)
- 21 任露泉. 试验优化设计与分析[M]. 北京: 高等教育出版社, 2003: 11 – 109.