

喷杆式喷雾机水平折叠喷杆设计与试验

孙文峰 何跃 付天鹏 王进 卢佳琪 常晋恺

(东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030)

摘要: 针对喷杆式喷雾机在农作物生长中后期进行施药作业时需加装吊喷杆、分禾器等施药辅助装置,而加装后立式折叠喷杆易产生干涉,甚至无法折叠等问题,设计一种基于 3WF-1000 型喷杆式喷雾机的宽幅水平折叠喷杆。采用解析法与遗传算法对喷杆水平展开机构及喷杆展开角速度进行优化设计,实现喷杆水平展开与折叠动作的流畅、平稳;提出一种喷杆偏心圆锥铰链调平方法,结合圆锥形铰链销角度调节以及上、下配合锥面摩擦力矩作用,喷杆调节角可达 6.5°;通过力学分析确定喷杆避障与防回弹机构簧压力范围及离合器结构参数;建立动力学传递函数数学模型,优选弹簧摆式悬架弹簧刚度为 1 500 N/m 与阻尼板阻尼系数为 3 500 N·s/m。对喷杆及其关键部件进行静力学特性和运动学仿真,结果表明所设计喷杆结构参数合理,稳定性和展开流畅性均满足设计要求。场地试验表明,所设计的水平折叠式喷杆展开过程稳定无卡滞,偏心圆锥铰链调平机构可有效校正喷杆下垂,田间试验中,雾滴平均沉积度为 27.1 个/cm²、沿喷杆方向喷雾分布变异系数为 5.1%。

关键词: 喷杆式喷雾机; 水平折叠喷杆; 调平机构; 仿真; 试验

中图分类号: S49

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2022)02-0116-12

OSID:



Design and Test of Horizontal Folding Spray Boom of Sprayer

SUN Wenfeng HE Yue FU Tianpeng WANG Jin LU Jiaqi CHANG Jinkai

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

Abstract: Aiming to solve the problem that the spray boom sprayer needs to be installed with auxiliary devices such as grain distributor when it is used to apply pesticide in the middle and later period of crop growth, and vertical folding sprayer is easy to cause interference, a wide horizontal folding spray boom based on 3WF-1000 spray boom sprayer was designed. The horizontal deployment mechanism and the angular velocity of the spray boom were optimized by using analytic method and genetic algorithm to realize the smooth horizontal deployment and folding movement. A method to adjust the spray boom by the eccentric conical hinge was presented. The angle of spray boom can reach 6.5° by adjusting the angle of the conical hinge pin and the friction torque of the match surfaces. The pressure range of the spring press and the structural parameters of the clutch were determined by mechanical analysis. The dynamic transfer function mathematical model was established, and the adaptive suspension spring stiffness coefficient was 1 500 N/m and the damping coefficient of the damping plate was 3 500 N·s/m. The static and dynamic characteristics of the spray boom and its key components were simulated. The results of the static and kinematic simulation of the spray boom showed that the structure parameters of the spray boom were reasonable, and the stability and deployment fluency met the design requirements. Ground test showed that the deployment process of the horizontal foldable spray boom was stable and had no stagnation, and the eccentric conical leveling mechanism can correct the tilt of the spray boom effectively. In the field test, the average degree of droplet deposition was 27.1/cm², and the variation coefficient of spray distribution along the direction of spray boom was 5.1%.

Key words: spray boom sprayer; horizontal folding spray boom; leveling mechanism; simulation; test

0 引言

喷杆式喷雾机作为一种高效的大田植保机械,因其农药有效利用率高、作业质量好^[1],逐渐成为规模化植保作业的最佳选择。目前,大田作物在生长中后期进行施药作业时(如棉花需喷洒落叶剂,大豆、马铃薯需喷洒杀菌剂、叶面肥等)需加装吊喷杆、分禾器等施药辅助装置以提升植株中、下、背部的雾滴沉积效果^[2-3]。但立式折叠喷杆存在加装吊喷杆折叠后会产生干涉、道路运输通过性差等问题^[4]。同时现有喷杆式喷雾机宽幅达到18 m以上,最长甚至超过54 m^[5],喷杆连接铰链磨损等因素引起的末端喷杆下垂使施药质量随宽幅的增加而显著降低^[6-7]。因此设计一种宽幅水平折叠喷杆,具有喷杆偏心圆锥铰链调平、避障、喷杆架自适应平衡等功能,满足加装施药辅助装置与提高喷杆直线度的要求,对提高植保作业效率及质量具有重要的现实意义。

国内外学者对喷杆式喷雾机开展了多方面的研究。崔龙飞等^[8]通过EBF神经网络优化了吊喷分禾器结构参数,获得其与安装参数、作业速度的较优匹配组合。WU等^[9]、李瑞敏^[10]建立了茎秆与吊喷分禾装置的数学模型。为保持施药过程中喷杆稳定,CUI等^[11]建立了喷杆-悬架系统动力学刚柔耦合模型,在OLHD、RBFNN和NSGA-II优化后喷杆侧倾角和喷杆中心位移显著降低。陈晨等^[12]采用多岛遗传算法对喷杆结构动力学特性进行优化,降低了喷杆质量。文献[13-16]分析了地面激励下的喷杆动态特性。文献[17-21]设计了多种喷杆主动控制减振方案。同时考虑到喷杆与作物冠层间维持统一高度也极大地影响喷雾效果,因而,文献[22-23]基于药箱液体变化建立了车液耦合模型使喷杆调平过程更平顺;孙星等^[24]设计了一种综合考虑当前喷雾机位姿和喷杆高度的专家控制喷杆高度调节系统。文献[25-27]利用超声波传感器实现了喷杆高度实时调节。上述研究从吊喷施药装置、喷杆结构优化、主动控制等多方面提高了喷施作业质量,但未考虑吊喷装置频繁拆卸、不便安装,且加装吊喷装置后喷杆折叠易发生结构干涉等问题,同时忽视了宽幅喷杆因自重、铰链磨损等因素导致喷杆向两端下垂,而主动调控难以解决的问题。

本文结合吊喷杆施药模式和植保农艺要求,基于3WF-1000型喷杆式喷雾机重点开展水平折叠喷杆的展开机构、偏心圆锥铰链调平机构、避障与防回弹机构和弹簧摆式悬架等结构的设计与研究,并

结合有限元仿真分析、运动学仿真与田间试验对作业性能予以验证,以期为宽幅喷杆式喷雾机设计与应用提供参考。

1 喷杆结构与工作原理

喷杆系统以3WF-1000型喷杆式喷雾机为平台设计,结构如图1所示。为保证喷杆折叠后便于运输与归纳,考虑到永久性加装吊喷杆立式折叠方式易产生干涉等问题,喷杆系统采用水平方式展开折叠。喷杆设计展开幅宽为18 m,将喷杆系统设计成为5段(中央喷杆、左右侧一级喷杆和左右侧二级喷杆)以降低折叠后喷杆系统横向幅宽,右侧喷杆折叠后,为使左侧喷杆不与其干涉所保留的必要间距外,整个喷杆系统左右完全对称。各段喷杆上部安装的喷杆水平展开机构在油缸驱动下可使左右侧喷杆协调平稳展开。喷杆完全展开后可根据各段喷杆末端下垂距离,通过负责连接各段喷杆的偏心圆锥铰链调平机构调节喷杆直线度。喷雾机喷杆在田间时易倾斜振荡,利用弹簧摆式悬架予以改善。因喷雾机幅宽较大,两端外侧喷杆处设计的避障与防回弹机构可在喷杆撞击树木、电杆等障碍时实现喷杆向与喷雾机前进的反方向回收并在越过障碍后自动回弹,可有效降低障碍对喷杆系统造成的严重损坏。喷杆主要技术参数如表1所示。

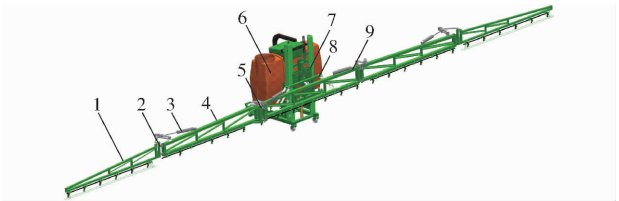


图1 喷杆式喷雾机结构简图

Fig.1 Schematic of boom sprayer

1. 二级喷杆 2. 避障与防回弹机构 3. 喷杆水平展开机构 4. 一级喷杆 5. 偏心圆锥铰链调平机构 6. 喷雾机主体 7. 喷杆升降机构 8. 弹簧摆式悬架 9. 中央喷杆

表1 喷杆主要技术参数

Tab.1 Main work parameters of boom

参数	数值
外形尺寸(长×宽×高)/ (mm×mm×mm)	18 000×200×600(展开) 3 600×400×600(折叠)
喷杆质量/kg	150
中央喷杆长度/mm	3 700
一级喷杆长度/mm	3 600
二级喷杆长度/mm	3 550
油缸缸径/mm	40
油缸杆径/mm	20
油缸行程/mm	270
展开折叠时间/s	25

2 关键工作部件设计

2.1 喷杆水平展开机构

喷杆一级水平展开机构与二级水平展开机构结构相同,仅有尺寸的区别。以一级水平展开机构为例,如图2所示,主要由连杆、拉杆、液压油缸、销轴、耳板、套筒、橡胶减振元件、螺栓限位元件等构成,与偏心圆锥铰链调平机构连接了中央喷杆与一级喷杆。连杆一端与一级喷杆采用销轴-套筒的方式构成转动副,其中套筒焊接在一级喷杆上,销轴与套筒间隙装配以实现转动副功能;连杆另一端通过销轴与拉杆、液压油缸耳环相连构成转动副;拉杆另一端与固定于耳板上平面的销轴-套筒配合;液压油缸另一端同样采用销轴-套筒安装在中央喷杆上。

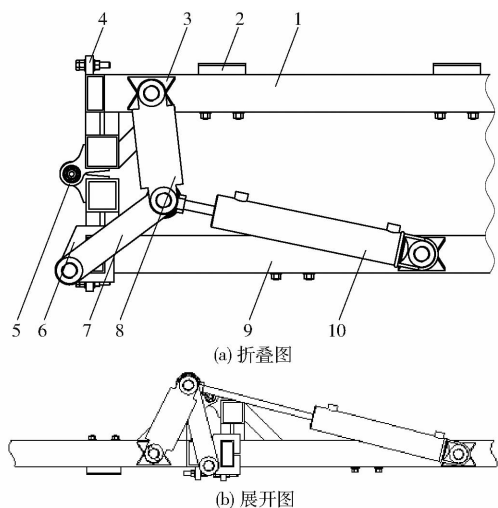


图2 喷杆一级水平展开机构

Fig. 2 Spray boom first stage expansion mechanism

1. 一级喷杆 2. 橡胶减振元件 3. 销轴-套筒 4. 螺栓限位元件
5. 偏心圆锥铰链 6. 耳板 7. 拉杆 8. 连杆 9. 中央喷杆
10. 油缸

一级喷杆展开时,液压油缸首先进行延伸运动,使连杆、拉杆与液压油缸耳环连接点的空间位置发生变化,由于拉杆的一端固定在耳板上的销轴-套筒而做定轴旋转,整个机构只有连杆在空间平面内做有规则的平面运动,进而推动一级喷杆脱离中央喷杆实现展开。螺栓限位元件由两个上下排列的两对螺栓组成,通过限位螺栓相对位置的调整,在与偏心圆锥铰链配合调节下,使相邻两段喷杆保持直线,进而喷杆展开后在油缸推力作用下限位锁紧。在喷杆间布置了橡胶减振元件,用于折叠时减轻撞击。

2.1.1 喷杆一级水平展开机构杆长设计

喷杆一级水平展开机构简化模型如图3所示,四杆机构 $A_1A_2A_3A_4$ 在油缸作用下变为 $B_1B_2B_3B_4$ 。建立坐标系 Oxy ,为简化分析预选的坐标坐标系的

原点,因此 A_1A_2 、 A_2A_5 两杆表达式为

$$l_{A_1A_2} + l_{A_2A_5} - l_{A_1A_5} = 0 \quad (1)$$

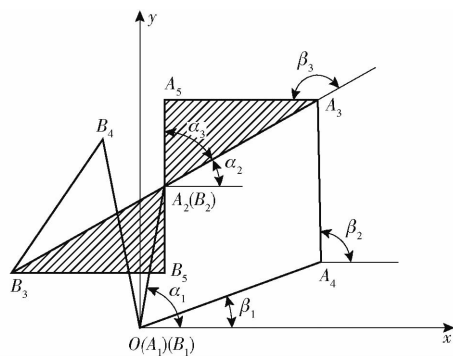


图3 喷杆一级水平展开机构简化模型

Fig. 3 Simplified model of spray boom first stage expansion mechanism

将方程向 x 、 y 轴投影可得

$$\begin{cases} l_{A_1A_2} \cos \alpha_1 + l_{A_2A_5} \cos (\alpha_2 + \alpha_3) - x_{A_5} = 0 \\ l_{A_1A_2} \sin \alpha_1 + l_{A_2A_5} \sin (\alpha_2 + \alpha_3) - y_{A_5} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中 $l_{A_1A_2}$ ——拉杆旋转中心与铰链中心间距,mm

$l_{A_2A_5}$ ——铰链中心到一级喷杆的距离,mm

α_1 —— $l_{A_1A_2}$ 与 x 轴(中央喷杆)间夹角, $(^\circ)$

α_2 ——连杆旋转中心与铰链中心的连线与 x 轴间夹角, $(^\circ)$

α_3 ——连杆旋转中心与铰链中心的连线与 $l_{A_2A_5}$ 间夹角, $(^\circ)$

(x_{A_5}, y_{A_5}) ——一级喷杆上基点 A_5 坐标

设计喷杆一级水平展开机构时,已知点 A_5 和夹角 α_2 ,以满足机构在展开与折叠过程中占据特定位置时的要求。当预选 (x_{A_1}, y_{A_1}) 、 (x_{A_4}, y_{A_4}) 后,求解式(2)可得点坐标

$$\begin{cases} x_{A_2} = x_{A_5} - l_{A_2A_5} \cos (\alpha_2 + \alpha_3) \\ y_{A_2} = y_{A_5} - l_{A_2A_5} \sin (\alpha_2 + \alpha_3) \end{cases} \quad (3)$$

同理可得点 A_3 、 A_4 坐标,进而求得四杆机构 $A_1A_2A_3A_4$ 的连杆旋转中心铰链中心间距离 $l_{A_2A_3}$ 、拉杆长度 $l_{A_1A_4}$ 为

$$\begin{cases} l_{A_2A_3} = \sqrt{(x_{A_2} - x_{A_3})^2 + (y_{A_2} - y_{A_3})^2} \\ l_{A_1A_4} = \sqrt{x_{A_4}^2 + y_{A_4}^2} \end{cases} \quad (4)$$

2.1.2 喷杆一级水平展开机构角速度分析

油缸与拉杆的简化模型如图4所示,由几何条件可得拉杆角速度为

$$\omega_{A_1A_4} = \frac{v'_{A_1A_4}}{l_{A_1A_4}} \quad (5)$$

其中

$$v'_{A_1A_4} = v_{A_4A_5} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 - \beta_4 \right)$$

$$\beta_4 = \arccos \frac{l_{A_1A_4}^2 + l_{A_1A_5}^2 - l_{A_4A_5}^2}{2l_{A_1A_4}l_{A_1A_5}}$$

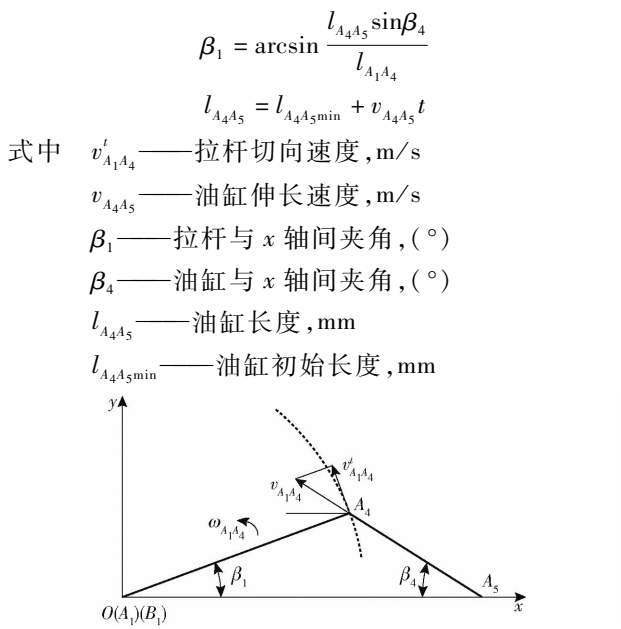


图 4 拉杆与油缸运动学分析

Fig. 4 Kinematic analysis of boom and cylinder

由图 3 可得喷杆一级水平展开机构的封闭矢量方程为

$$l_{A_1A_2} + l_{A_2A_3} - l_{A_1A_4} - l_{A_4A_5} = 0 \quad (6)$$

将式(6)对时间求导后可得一级喷杆展开角速度为

$$\omega_{A_2A_3} = \frac{l_{A_1A_4} \omega_{A_1A_4} \sin(\beta_1 - \beta_2)}{l_{A_2A_3} \sin(\alpha_2 - \beta_2)} \quad (7)$$

2.1.3 喷杆一级水平展开机构杆长遗传算法优化

为提高喷杆展开流畅度,并减轻展开时喷杆撞击产生的振动,以一级喷杆展开末端角速度为目标对喷杆一级水平展开机构杆长进行遗传算法优化。在考虑杆长条件的基础上,结合喷杆以水平折叠方式沿 y 轴方向收纳时内部喷杆等对结构尺寸的要求与初始状态油缸能推动拉杆而对 β_1 的要求等,预设部分尺寸与角度,通过 Matlab 得出喷杆一级水平展开机构的结构尺寸,遗传算法流程如图 5 所示。经过优选圆整,结果为油缸初始长度 $l_{A_4A_5 \min} = 530 \text{ mm}$,拉杆旋转中心与铰链中心间距离 $l_{A_1A_2} = 160 \text{ mm}$,连杆长度 $l_{A_3A_4} = 210 \text{ mm}$,拉杆长度 $l_{A_1A_4} = 220 \text{ mm}$,铰链中心到一级喷杆的距离 $l_{A_2A_5} = 75 \text{ mm}$,一级喷杆销轴-套筒到 A_2A_5 的距离 $l_{A_3A_5} = 190 \text{ mm}$ 。

2.2 偏心圆锥铰链调平机构

喷雾机在田间工作时,喷杆因频繁受到坑洼不平路面带来的随机激振^[28],连接喷杆的铰链极易磨损进而导致喷杆末端下垂。因传统喷杆连接所用圆柱销磨损后不便更换,本文设计一种偏心圆锥铰链调平机构,可在铰链磨损后调节圆锥形铰链销,提高喷杆直线度,保证作业质量。

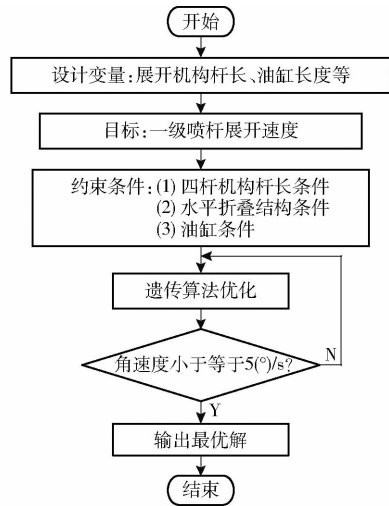


图 5 优化流程图

Fig. 5 Optimization flow chart

2.2.1 结构与原理

偏心圆锥铰链调平机构由两个完全相同的偏心圆锥铰链一上一下布置构成,偏心圆锥铰链结构如图 6 所示。偏心圆锥铰链由上、下连接板与圆锥形铰链销构成。圆锥形铰链销上轴身(上轴身由粗端螺纹轴段、内六角孔、粗端圆锥定位轴段)各段拥有同一轴线,下轴身(细端圆锥定位轴段、周向油槽、细端螺纹轴段)各段拥有同一轴线,两轴线间有一偏心距 e 。下连接板与内侧喷杆焊接,上连接板与外侧喷杆焊接,圆锥形铰链销以对应锥度与上、下连接板实现圆锥配合,周向油槽注油润滑,其中圆锥形铰链销初始安装位置如图 6 所示。

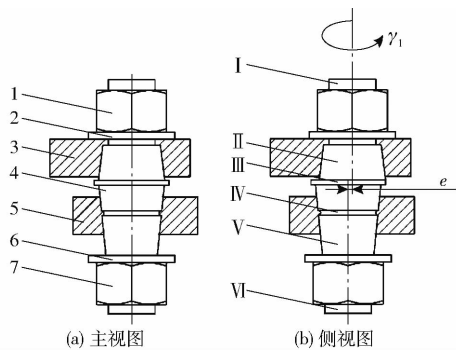


图 6 偏心圆锥铰链结构及调节示意图

Fig. 6 Structure and adjustment diagrams of eccentric conical leveling hinge

1. 紧固螺母 I 2. 垫片 I 3. 上连接板 4. 圆锥形铰链销 5. 下连接板 6. 垫片 II 7. 紧固螺母 II I. 粗端螺纹轴段 II. 粗端圆锥定位轴段 III. 轴环 IV. 周向油槽 V. 细端圆锥定位轴段 VI. 细端螺纹轴段

当铰链磨损喷杆下垂时,分别调节一级、二级偏心圆锥铰链调平机构使得喷杆水平,其调平示意图如图 7 所示。调节一级偏心圆锥铰链调平机构时,旋松紧固螺母 I,同时通过内六角扳手使圆锥形铰链销以下轴身轴线为旋转中心线,偏心距为半径发

生相对旋转,其中上铰链的圆锥形铰链销顺时针旋转角 γ_1 、下铰链的圆锥形铰链销逆时针旋转角 γ_1 ,使得下铰链的上、下连接板间轴线距增大,上铰链的上、下连接板间轴线距减小,由几何条件可得

$$\begin{cases} \Delta x_1 = e \sin \gamma_1 \\ \tan \delta_1 = \frac{2 \Delta x_1}{h_1} \\ S_1 = l_1 \sin \delta_1 \end{cases} \quad (8)$$

式中 Δx_1 ——上、下连接板间轴线减小或增加的距离,mm

δ_1 ——一级喷杆倾斜角, (°)

h_1 ——一级偏心圆锥铰链调平机构内两铰链间垂直距离,mm

l_1 ——一、二级偏心圆锥铰链调平机构间水平距离,mm

S_1 ——一级喷杆末端下垂距离,mm

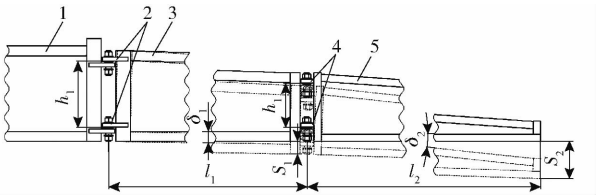


图 7 偏心圆锥铰链调平机构可调高度示意图

Fig. 7 Adjustable height diagram of eccentric conical leveling mechanism

1. 中央喷杆 2. 一级偏心圆锥铰链调平机构 3. 一级喷杆 4. 二级偏心圆锥铰链调平机构 5. 二级喷杆

因此一级喷杆末端下垂 S_1 时,一级偏心圆锥铰链调平机构的圆锥形铰链销调节角 γ_1 为

$$\gamma_1 = \arcsin \left(\frac{h_1}{2e} \tan \left(\arcsin \frac{S_1}{l_1} \right) \right) \quad (9)$$

同理二级喷杆末端下垂 S_2 时,二级偏心圆锥铰链调平机构的圆锥形铰链销调节角 γ_2 为

$$\gamma_2 = \arcsin \left(\frac{h_2}{2e} \tan \left(\arcsin \frac{S_2 - S_1}{l_2} \right) \right) \quad (10)$$

式中 h_2 ——二级偏心圆锥铰链调平机构内两铰链间垂直距离,mm

S_2 ——二级喷杆末端下垂距离,mm

l_2 ——二级偏心圆锥铰链调平机构与二级喷杆末端间水平距离,mm

当偏心距 e 取 5 mm, h_1 取 200 mm, h_2 取 150 mm 时,由式(8)可知喷杆最大提升角 $\delta_{\max}$ 可达 6.5°。因此当连接铰链因田间激振导致磨损而产生喷杆下垂时,偏心圆锥铰链调平机构可满足调平要求。考虑到田间计算不便,可在上连接链销上分别添加刻度并对刻度与下垂距离予以标定,使用时仅需测量各段喷杆末端下垂距离即可实现喷杆调平,极大地简

化调节过程。

2.2.2 可靠性分析

作业时,偏心圆锥铰链处于锁紧状态,因此仅考虑喷杆展开折叠时偏心圆锥铰链的摩擦力矩。喷雾机在喷杆展开的过程中,偏心圆锥铰链调平机构的圆锥形铰链销需伴随外端喷杆绕下连接板转动,如圆锥形铰链销与上连接板间发生相对转动,将导致上、下连接板间轴线距改变,则调平失效。因此为保证上述调平效果稳定,需对连接板与圆锥形铰链销间摩擦力矩进行分析。

为简化圆锥铰链销摩擦力矩求解,将其转换为轴端与平面接触时的摩擦力矩^[29-30],如图 8 所示,轴端微元面积 $dA_1 = 2\pi\rho d\rho$ (ρ 为轴端微元半径,mm),其对应正压力 $dF_{N_1} = p_1 dA_1$ (p_1 为轴端单位面积所受压力,Pa),其对应摩擦力为 $dF_{f_1} = \mu_1 dF_{N_1}$ (μ_1 为轴端与平面间摩擦因数),由此可得轴端所受总摩擦力矩 M_{f_1} 为

$$M_{f_1} = 2\pi\mu_1 \int_{r_1}^{R_1} p_1 \rho^2 d\rho \quad (11)$$

式中 r_1 ——轴端最小半径

R_1 ——轴端最大半径

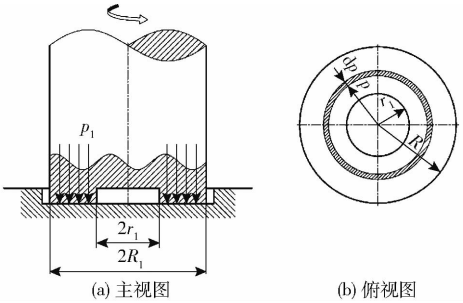


图 8 偏心圆锥铰链调平机构摩擦力矩示意图

Fig. 8 Schematics of friction moment of anti-releasing mechanism for secondary truss

圆锥形铰链销定位轴段与连接板间当量摩擦因数 μ'_1 为

$$\mu'_1 = \frac{\mu_1}{\sin \frac{\lambda_1}{2}} \quad (12)$$

式中 λ_1 ——轴身锥角, (°)

在喷杆展开过程中,定位轴段与连接板贴合且不发生旋转时,因各处贴合度相近,设其压力 p_1 为常数。可得定位轴段与连接板间摩擦力矩 M'_{f_1} 为

$$M'_{f_1} = 3\mu'_1 \frac{R_1'^3 - r_1'^3}{R_1'^2 - r_1'^2} G \quad (13)$$

式中 R_1' ——定位轴段连接板配合段大端半径,mm

r_1' ——定位轴段连接板配合段小端半径,mm

G ——偏心圆锥铰链调平机构所受外端喷杆的总重力,N

在喷杆展开过程中,定位轴段与连接板贴合且发生旋转时, p_1 和 ρ 的乘积近似为常数,可得定位轴段与连接板间摩擦力矩 M''_{f_1} 为

$$M''_{f_1} = \mu'_1 \frac{R'_1 + r'_1}{2} G \tag{14}$$

当定位轴段与上连接板间摩擦因数 μ_1 取 0.15 (无润滑),定位轴段与下连接板间摩擦因数 μ_1 取 0.1 (油槽润滑),上轴身定位轴段与连接板贴合时其 R'_1 取 28 mm, r'_1 取 24.5 mm,下轴身定位轴段与连接板贴合时其 R'_1 取 27 mm, r'_1 取 23.8 mm,二级喷杆及避障与防回弹机构总质量取 24 kg。代入式(13)、(14)可得定位轴段与上、下连接板间摩擦力矩 $M_{f_{1s}}$ 、 $M_{f_{1x}}$ 间关系为

$$M'_{f_{1s}} > M''_{f_{1s}} > M'_{f_{1x}} > M''_{f_{1x}} \tag{15}$$

由式(15)可知,粗端圆锥定位轴段与上连接板间摩擦力矩始终大于细端圆锥定位轴段与下连接板间摩擦力矩。表明喷杆展开折叠过程中,下连接板固连于内端喷杆上不转动,圆锥形铰链销与上连接板均绕下连接板锥孔轴线同步转动,二者间无相对滑动,从而上、下连接板间轴线距恒定。因此在喷杆调平后,圆锥形铰链销不会因展开折叠过程中产生的自转导致调平效果失效,保证了偏心圆锥铰链调平机构能长期稳定工作。

2.3 避障与防回弹机构

结合宽幅喷杆避障要求,在二级偏心圆锥铰链调平机构与二级喷杆之间设计喷杆避障与防回弹机构,其主要由离合底座、离合板、压簧、调压螺母等构成,如图 9 所示。

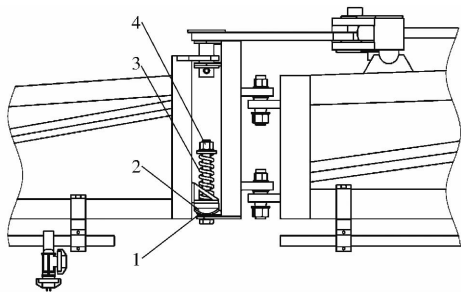


图 9 二级喷杆避障与防回弹机构

Fig. 9 Anti-releasing mechanism for secondary truss

1. 离合底座 2. 离合板 3. 压簧 4. 调压螺母

当二级喷杆碰撞障碍时,喷杆受迫向喷雾机行进相反方向运动,迫使离合板和离合底座产生相对滑动,从而使二级喷杆整体向后旋转达到避障目标。离合底座和离合板的特殊结构使二级喷杆在旋转过程中完成对压簧的压缩,因此当喷杆越过障碍后,在压簧作用下离合板对离合底座的压力使二者恢复到初始稳定位置,而二级喷杆与离合板为一体,所以在此作用力下二级喷杆回到初始状态,至此整个避障

作业过程完毕。

除去避障作用,所设计的喷杆避障与防回弹机构还具有防回弹功能,离合底座和离合板的特殊结构限制了二级喷杆相对一级喷杆的旋转运动,使喷杆展开后以正常加速度稳步加速到作业速度时二级喷杆能保持跟随,不会沿前进方向摆动摇晃。

当喷杆与障碍发生碰撞时,避障与防回弹机构会产生摩擦力矩以阻碍喷杆转动。为求转动瞬间避障与防回弹机构摩擦力矩,将离合底座和离合板简化如图 10 所示^[31]。离合板接触微元面积 $dA_2 = R_2 \sin \theta_1 d\theta_2 R_2 d\theta_2$, 其对应正压力为 $dF_{N_2} = p_2 dA_2 \sin \theta_2$, 其对应摩擦力为 $dF_{f_2} = \mu_2 dF_{N_2}$, 由此可得避障与防回弹机构所受总摩擦力矩为

$$M_{f_2} = 2 \int_{\theta_3}^{\frac{\pi}{2}} d\theta_1 \cdot \int_{\varphi}^{\pi-\varphi} p_2 \mu_2 R_2^3 \sin^2 \theta_1 \sin \theta_2 d\theta_2 = \frac{(F_k + m_2 g) \mu_2 R_2 \cos^2 \theta_3}{2(1 - \sin \theta_3)} \tag{16}$$

其中 $p_2 = \frac{F_k + m_2 g}{2\pi R_2^2} \quad \varphi = \arcsin \frac{\sin \theta_3}{\sin \theta_1}$

式中 R_2 ——离合底座及离合板半径,取 50 mm
 μ_2 ——离合底座及离合板间摩擦因数,取 0.3

m_2 ——二级喷杆质量,kg

p_2 ——离合底座所受压力,Pa

F_k ——压簧压力,N

M_{f_2} ——避障与防回弹机构摩擦力矩,N·m

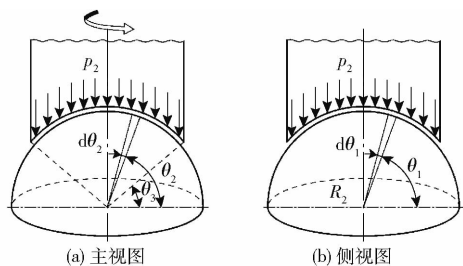


图 10 二级喷杆避障与防回弹机构摩擦力矩示意图

Fig. 10 Schematics of friction moment of anti-releasing mechanism for secondary truss

二级喷杆与障碍相撞时,二级喷杆在弹性极限内的最大弯矩为

$$M_{2\max} \leq [\sigma] W_z \tag{17}$$

式中 $M_{2\max}$ ——二级喷杆最大弯矩,N·m

W_z ——二级喷杆抗弯截面系数,取 6 300 mm³

$[\sigma]$ ——许用弯曲应力,取 Q235A 屈服强度 235 MPa

由喷雾机喷杆撞击障碍后避障与防回弹机构可使喷杆转动的条件为

$$M_{f_2} \leq M_{2max} \tag{18}$$

结合避障与防回弹机构所提供的摩擦力矩可以使喷雾机以正常加速度稳步加速到作业速度时二级喷杆能保持跟随,不会沿前进方向摆动摇晃可知

$$M_{f_2} \geq m_2 a l_2' \tag{19}$$

式中 a ——喷雾机加速度,取 1 m/s^2
 l_2' ——二级喷杆质心到避障与防回弹机构旋转中心水平距离,取 $1\ 700\text{ mm}$

联立式(16)~(19)可得避障与防回弹机构所需压簧压力 F_k 的上、下限。考虑到压簧压力 F_k 选取过大避障性能较差、过小不利于喷杆稳定,因此选取 $F_k = 4\ 500\text{ N}$ 。参考《机械设计手册》,压簧选取碳素弹簧钢丝、线径 12 mm 、中径 40 mm 、有效圈数 7 ,并利用调压螺母压缩压簧 10 mm 以满足避障与防回弹机构工作需要。

2.4 弹簧摆式悬架

喷雾机在田间工作时,喷杆振动会引起雾滴沉积分布在 $0 \sim 10$ 倍内变化,严重干扰喷雾均匀性^[32-33]。传统喷雾机梯形悬架在喷杆倾斜时,通过受力分析可知,喷杆仅有恢复水平平衡状态的趋势,无法回到水平平衡状态^[34]。因此,本文设计一种弹簧摆式悬架,悬架整体为一等腰梯形,两腰为 2 组拉簧,下边通过阻尼板与喷杆下端在左右侧形成活动连接,上边与喷杆上端通过螺栓连接使得喷杆可绕其转动,其结构如图 11 所示。

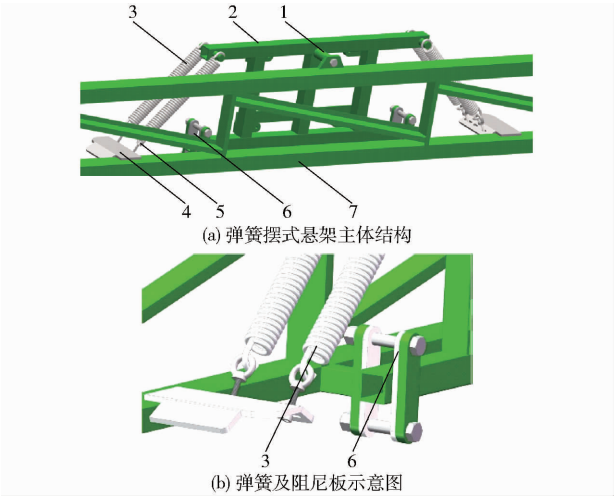


图 11 弹簧摆式悬架结构示意图

Fig. 11 Structural diagrams of adaptive suspension

1. 螺栓连接组 2. 悬架主体 3. 弹簧 4. 固定板 5. 吊环螺栓连接组 6. 阻尼板 7. 中央喷杆

设喷杆质量为 m ,转动惯量为 I ,悬架阻尼系数 C ,弹簧等效垂向刚度 K_1 ,弹簧等效旋转刚度 K_2 ,悬架机架上边到地面距离为 l_3 ,喷杆到机架上边距离为 l_4 ,机架与水平方向夹角为 γ ,喷杆与水平方向夹角为 γ' 。如图 12 所示,根据悬架等效模型^[35-39],建

立喷杆动力学方程为

$$m \ddot{x}_0 + 2C(\dot{x}_0 - \dot{x}_i) + 2K_1(x_0 - x_i) = 0 \tag{20}$$

对式(20)拉氏变换可得喷杆平动传递函数 $G_1(s)$ 为

$$G_1(s) = \frac{2Cs + 2K_1}{ms^2 + 2Cs + 2K_1} \tag{21}$$

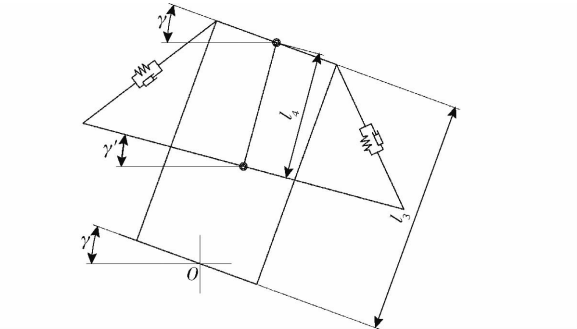


图 12 悬架等效模型示意图

Fig. 12 Schematic of suspension equivalent model

利用第二类拉格朗日方程对喷杆描述,即

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_L}{\partial \dot{\gamma}'} - \frac{\partial T_L}{\partial \gamma} + \frac{\partial V_L}{\partial \gamma} + \frac{\partial D_L}{\partial \gamma'} = Q_{\gamma'} \tag{22}$$

其中
$$T_L = \frac{1}{2} I (\dot{\gamma} + \dot{\gamma}')^2 + \frac{1}{2} m (\dot{x} + \dot{y})^2 \tag{23}$$

$$V_L = mgy + \frac{1}{2} K_2 (\gamma - \gamma')^2 \tag{24}$$

$$D_L = \frac{1}{2} C (\gamma - \gamma')^2 \tag{25}$$

$$x = l_3 \sin \gamma - l_4 \sin \gamma' \tag{26}$$

$$y = l_3 \cos \gamma - l_4 \cos \gamma' \tag{27}$$

- 式中 T_L ——系统动能, J
 V_L ——系统势能, J
 D_L ——瑞利耗散能, J
 $Q_{\gamma'}$ ——广义坐标 γ' 对应广义力, $\text{N} \cdot \text{m}$
 I ——喷杆绕质心转动时转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
 x ——喷杆重心横坐标, m
 y ——喷杆重心纵坐标, m

因弹簧摆式悬架无动力输入,广义力 $Q_{\gamma'} = 0$ 。将式(23)~(27)代入式(22),拉氏变换后可得喷杆转动传递函数 $G_2(s)$ 为

$$G_2(s) = \frac{\gamma'}{\gamma} = \frac{ml_3 l_4 s^2 + Cs + K_2}{(I + ml_4^2) s^2 + Cs + mgl_4 + K_2} \tag{28}$$

通过 Matlab 分析不同弹簧刚度和阻尼系数下喷杆-悬架模型的动态响应,优选后弹簧刚度为 $1\ 500\text{ N/m}$,阻尼板材料选用尼龙,通过调节连接阻尼板与喷杆的螺栓预紧力使阻尼系数为 $3\ 500\text{ N} \cdot \text{s/m}$ 。

3 仿真试验

3.1 喷杆自由模态分析

为保持喷杆田间扰动条件下对悬架的跟随性和

对激振的衰减,有必要对喷杆进行模态分析,以避免路面激励频率与喷杆某一固有振动频率差距较小时导致共振。路面不平度是引起喷雾机喷杆振动最主要的外部激励。当喷雾机工作时以车速 10 km/h 稳定施药时,其受到的路面激励频率为

$$f=\frac{v}{3.6\lambda}$$
 (29)

式中 f ——路面激励频率,Hz
 v ——车速,km/h
 λ ——路面不平度的波长,m
根据文献[40], λ 为 0.32 m,可得路面激励频

率为 8.68 Hz,因此所设计喷雾机喷杆的第 1 阶固有频率应避开路面激励频率。

通过 ANSYS Workbench 对展开后的喷杆进行自由模态分析,其结果如表 2 与图 13 所示。由表 2 可知,喷雾机喷杆自由模态因前 6 阶模态为刚体模态,在无任何边界条件的情况下,刚体不发生振动,所以前 6 阶模态等于 0 Hz 或接近于 0 Hz。喷雾机喷杆在自由模态下的振型图如图 13 所示,第 7 阶模态频率为 14.56 Hz,其固有频率远大于路面激励频率,且更高阶模态频率逐步增加,因此喷雾机喷杆不会产生共振现象,设计满足喷雾机田间施药要求。

表 2 喷雾机喷杆自由模态第 1~12 阶模态频率
Tab.2 Free mode 1~12 mode frequency of sprayer truss

阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
频率/Hz	0	0	0	0.002	0.014	0.016	14.56	17.07	23.21	26.80	32.23	51.47

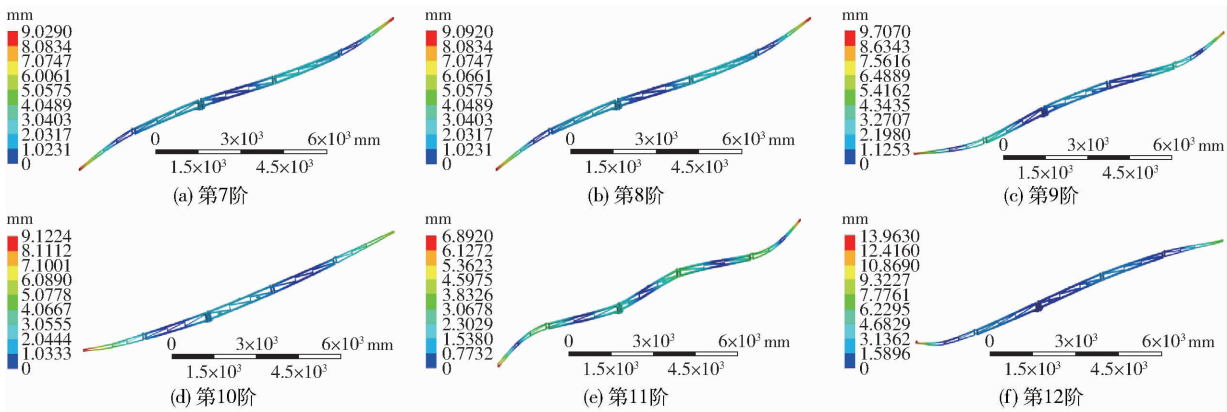


图 13 喷雾机桁架自由模态第 7~12 阶振型图
Fig.13 7~12 mode of free mode for sprayer truss

3.2 喷杆强度刚度校核

为保证喷杆作业中喷杆稳定、结构不出现破坏,在有限元软件 ANSYS Workbench 中对其进行强度刚度校核。喷杆在田间复杂工况下作业时, z 向所受重力与惯性力对喷杆的影响最大^[35],参照文献[41]中的最大 z 向振动加速度,安全系数为 2,在喷杆右下方弹簧连接板(图 11b)处设置 $-z$ 向、大小为 1.2 m/s² 的振动加速度,并施加重力加速度后,其等效应力云图如图 14 所示。

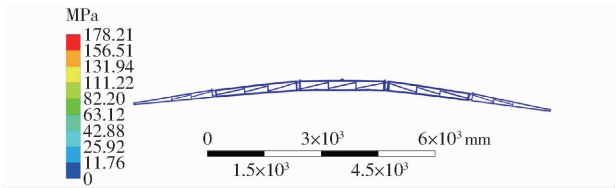


图 14 喷雾机喷杆等效应力云图

Fig.14 Equivalent stress cloud chart of sprayer boom

由图 14 可知,喷雾机喷杆主体在加强筋作用下平均应力为 10 MPa,因偏心圆锥铰链调平机构负责

连接各段喷杆应力较大,其连接板与喷杆焊接处平均应力为 30 MPa,而圆锥形铰链销因受外端桁架作用平均应力超过 60 MPa,其最大应力发生在左一级喷杆的圆锥形铰链销处为 133.38 MPa,其等效应力云图如图 15 所示。虽最大应力小于 45 号钢许用剪切应力,但考虑其为重要的连接构件,因此对偏心圆锥铰链调平机构零部件进行调质与表面淬火处理。

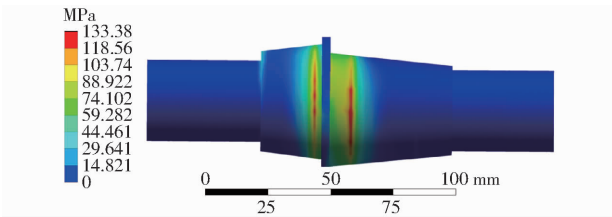


图 15 圆锥形铰链销等效应力云图

Fig.15 Equal effect force nephogram of conical hinge pin

喷杆完全展开后幅宽超过 18 m,如结构刚度不足将导致喷杆变形直接影响施药质量。喷杆等效变形云图如图 16 所示,喷雾机喷杆最大挠度 11.845 mm 发生在喷杆最外端,表明喷杆直线度误差满足植保

农艺要求。

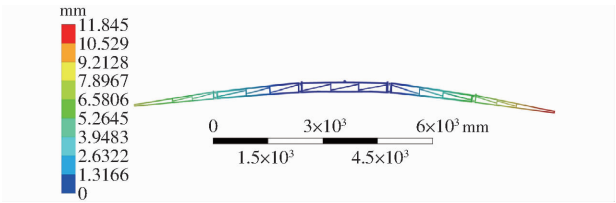


图 16 喷杆等效变形云图

Fig. 16 Equivalent deformation nephogram of boom

3.3 喷杆运动学仿真

为验证喷杆水平展开机构设计是否合理,使用虚拟仿真软件 ADAMS 来模拟一级、二级喷杆展开全过程。在中央喷杆与地面、销轴-套筒等位置设置固定约束,如图 17a 所示,连杆的一端轴孔与销轴-套筒等位置设置转动副及其摩擦因数,如图 17b 所示,油缸与油缸活塞杆间设置移动副,如图 17c 所示。为模拟油缸实际工况,根据缸径与回路压力,在油缸活塞杆处设置速度为 13 mm/s 的移动副驱动使其匀速展开,如图 17d 所示,并在 z 轴设置重力加速度为 9.8 m/s^2 ,设置仿真模型材质为钢。

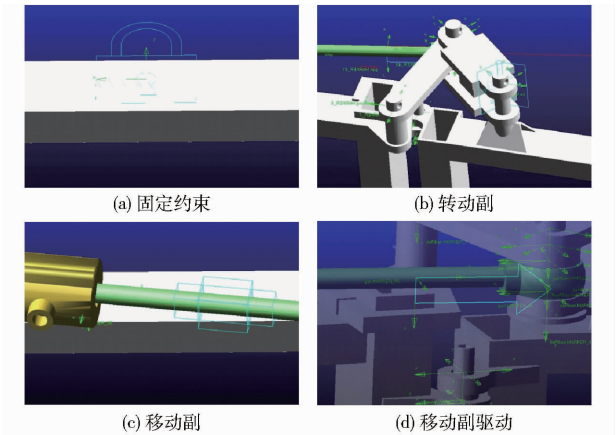


图 17 喷杆约束及驱动设置

Fig. 17 Boom restraint and drive settings

一级、二级喷杆运动仿真过程及结果如图 18、19 所示。由图 19a 可知,一级喷杆角加速度在 5.2 s 时降为 $0(^{\circ})/\text{s}$,后续伴随油缸活塞杆的继续伸展,一级喷杆在惯性作用下越过死点,角速度逐渐稳定为 $3.3(^{\circ})/\text{s}$;由图 19b 可知,因二级喷杆是伴随一级喷杆逐渐展开的,复合运动下二级喷杆在 5.2 s 时角速度到达极值,12.1 s 后一级喷杆转动角速度趋于稳定,二级喷杆角速度在二级水平展开机构作用下在末端逐渐增大至 $3.8(^{\circ})/\text{s}$ 。该喷杆展开流畅,末端角速度较低,符合设计优化目标。

4 试验与结果分析

4.1 喷杆场地试验

为验证所设计的喷杆各机构运行情况 and 性能,

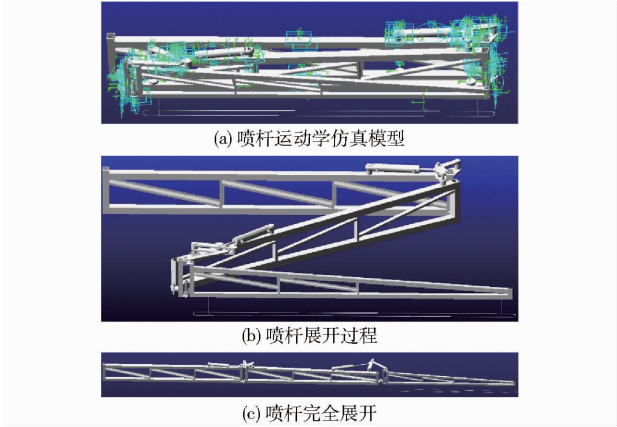


图 18 喷杆展开过程仿真

Fig. 18 Simulation of spray bar deployment process

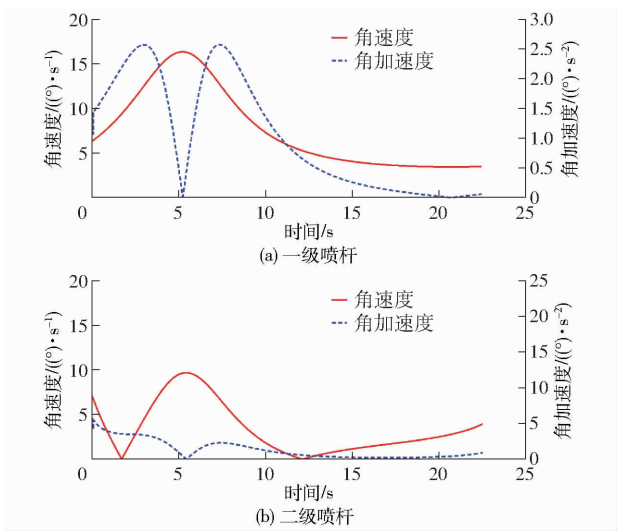


图 19 喷杆运动仿真结果

Fig. 19 Simulation results of spray bar motion

依据 NY/T 1925—2010《在用喷杆喷雾机质量评价技术规范》等行业标准对喷杆进行场地试验。

4.1.1 喷杆展开试验

喷杆水平展开机构的灵敏性、准确度是反映喷雾机性能的重要指标之一。喷杆展开试验时为模拟喷雾机实际工作状态,利用喷杆升降机构将喷杆系统提升至距离地面 500 mm 高度处,采用秒表记录喷杆水平展开机构动作时间,同时观察整个展开过程中喷杆各部分状态,试验过程如图 20 所示。

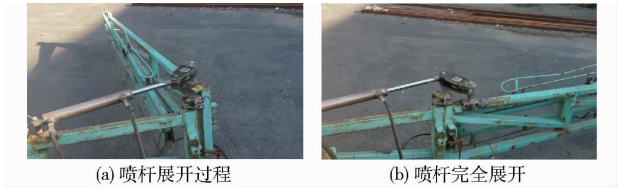


图 20 喷杆展开试验

Fig. 20 Boom deployment test

试验结果如表 3 所示,10 次喷杆展开试验展开时间主要为 21 ~ 24 s,展开过程中油缸、水平展开机构、偏心圆锥铰链调平机构均流畅无卡滞,展开后振

表 3 喷杆展开试验结果

Tab. 3 Boom deployment test results

展开时间/s	流畅度	振动时长/s	展开后幅宽/m
22.4	**	1.3	18.0
18.8	*	2.2	18.0
23.7	**	1.0	18.0
20.8	**	1.5	18.0
25.2	**	1.0	18.0
21.6	**	1.3	18.0
23.1	**	1.1	18.0
24.1	**	1.0	18.0
23.0	**	1.2	18.0
25.3	**	0.9	18.0

注:流畅度 ** 表示无卡滞, * 表示轻微卡滞但不影响展开过程。

动时间约为 1 s,展开后幅宽均为 18.0 m。偶有油缸伸展太快,使喷杆展开时间过短(18.8 s),在悬架等约束下,喷杆主要在垂直方向振动且较快恢复稳定,不影响展开后的幅宽。

结果表明,喷杆展开时间稳定,展开后能很快恢复平衡状态,展开过程流畅,水平展开机构能使喷杆达到设计位置。进一步验证了喷杆水平展开机构优化结果与 ADAMS 运动仿真结果。

4.1.2 偏心圆锥铰链调平机构可靠性试验

为检验偏心圆锥铰链调平机构可靠性,对喷杆多次展开折叠后的调平效果变化与圆锥形铰链销和连接板间相对转角进行了测试。试验器材有米尺、记号笔。试验开始前将中央喷杆提升至距地高度 500 mm 处并测量各段喷杆末端距地高度,进而求得喷杆末端下垂。试验时利用偏心圆锥铰链调平机构使得各段喷杆末端距地保持一致 500 mm 并标记圆锥形铰链销与连接板间位置,重复喷杆展开折叠 3 次并记录各段喷杆末端距地高度和圆锥形铰链销与连接板间相对转角,偏心圆锥铰链标记如图 21 所示。



图 21 偏心圆锥铰链标记

Fig. 21 Mark of eccentric conical hinge

试验结果统计如表 4 所示,调平前后喷杆末端下垂距离从 87 mm 降至 0 mm 表明,所设计的偏心圆锥铰链调平机构可解决铰链磨损等引起的喷杆末端下垂问题,有效提升喷杆直线度。喷杆在多次展开后圆锥形铰链销与上连接板间相对转角恒为 0°,

与下连接板间相对转角恒为 180°,说明圆锥形铰链销在展开过程中只发生与上连接板的同步转动而没有自转运动,进一步印证式(15)分析结果,结合喷杆末端距地高度恒定为 500 mm,表明偏心圆锥铰链调平机构调平效果稳定可靠,不会产生圆锥形铰链销随喷杆展开而转动导致的失效。

表 4 偏心圆锥铰链调平机构可靠性试验结果

Tab. 4 Reliability test results of eccentric conical hinge leveling mechanism

喷杆调平 状态	喷杆末端距地 高度/mm		连接板与圆锥形铰 链销相对转角/(°)	
	一级	二级	上	下
	未调平	465	413	
已调平	500	500	0	180
	500	500	0	180
	500	500	0	180

4.2 田间试验

为验证 3WF-1000 型喷雾机实际作业性能,于 2021 年 7 月 3 日在东北农业大学种植基地进行田间喷洒试验。当日环境气温 25℃,高度 2 m 风速为 1.5 m/s,试验田为垄作马铃薯,以清水为试验介质,喷头间距为 500 mm,喷杆距作物高度为 500 mm,机具作业速度为 10 km/h,喷头选用扇形喷嘴,喷雾压力 0.4 MPa。根据 GB/T 24680—2009《农用喷雾机喷杆稳定性试验方法》,因需要测定喷头喷洒均匀性,背负桶内装载 1 t 清水,试验田为垄作马铃薯,田地长度为 150 m。在喷杆两端最远端下侧和中央喷杆中点下侧安装超声波测距仪(HY-SRF05 型),试验开始前拖拉机带动喷杆加速,25 m 距离内完成启动和加速到稳定 10 km/h 后开始试验,记录 3 个超声波测距仪的数据,其中中央喷杆下侧中点的数据作为平衡位置数据,试验进行 10 次。得出喷杆相对于平衡位置的变化图。在试验过程中根据 GB/T 2024677.2—2009《喷杆喷雾机试验方法》进行喷头喷洒均匀性试验,拖拉机稳定 10 km/h 后,所有喷头使用接液桶承接雾流,接雾流时间为 1 min,试验 3 次,记录喷头喷液量并计算变异系数。

试验结果表明:3WF-1000 型喷雾机田间作业时机身稳定、喷杆平稳振动较小、药液喷洒均匀;由图 22 可知,喷杆最远端位移主要保持在 150 mm 左右,喷杆整体稳定;雾滴平均沉积度为 27.1 个/cm²,喷头喷雾量变异系数为 2.5%,沿喷杆方向喷雾分布变异系数为 5.1%,作业效果明显高于国家标准。因此,设计的水平折叠式喷杆性能达到设计目标,可应用于大田高效施药作业。

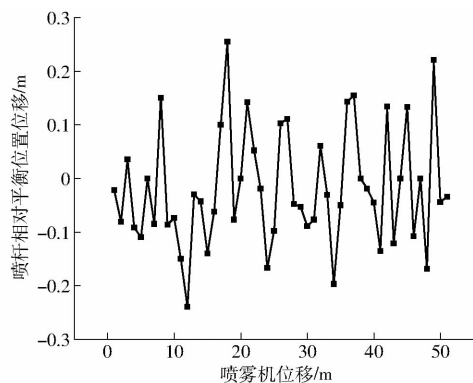


图 22 喷杆相对于平衡位置位移曲线

Fig. 22 Displacement curve of spray bar relative to equilibrium position

5 结论

(1) 针对大田作物生长中后期植保作业需加装施药辅助装置, 以及保持喷杆直线度来提高施药质

量的实际作业需求, 设计了喷杆式喷雾机水平液压折叠喷杆, 具有喷杆偏心圆锥铰链调平、避障防回弹、喷杆自适应平衡等功能, 喷杆水平展开与折叠动作的流畅、平稳, 可有效提高喷杆式喷雾机的作业质量。

(2) 运用模态分析、有限元强度刚度校核以及 ADAMS 运动学仿真, 对喷杆展开过程进行静力学和动力学特性分析, 喷杆在自由模态下的共振与强度均满足设计要求, 一、二级喷杆末端展开角速度分别为 3.3 、 $3.8(^{\circ})/s$, 验证了通过解析法与遗传算法对喷杆水平展开机构参数优化的合理性。

(3) 场地试验表明, 喷杆水平展开机构流畅无卡滞, 偏心圆锥铰链调平机构实现喷杆末端下垂 87 mm 的调平, 有效改善喷杆直线度。田间试验中, 雾滴平均沉积度为 $27.1\text{ 个}/\text{cm}^2$, 喷头喷雾量变异系数为 2.5% , 沿喷杆方向喷雾分布变异系数为 5.1% , 均高于国家标准。

参 考 文 献

- [1] 郑加强, 徐幼林. 环境友好型农药喷施机械研究进展与展望[J]. 农业机械学报, 2021, 52(3): 1–16.
ZHENG Jiaqiang, XU Youlin. Development and prospect in environment-friendly pesticide sprayers[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(3): 1–16. (in Chinese)
- [2] ZHU Heping, BRAZEER R D, FOX R C, et al. Development of a canopy opener to improve spray deposition and coverage inside soybean canopies: part 1. Mathematical models to assist opener development[J]. Transactions of the ASABE, 2008, 22(4): 271–280.
- [3] 孙文峰, 刘海洋, 付天鹏, 等. 基于鲟鱼头部曲线的植保分禾吊杆组合装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(1): 49–61.
SUN Wenfeng, LIU Haiyang, FU Tianpeng, et al. Design and experiment of plant protection opener suspender combination device based on sturgeon head curve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(1): 49–61. (in Chinese)
- [4] 宋云, 李永奎, 张丽君, 等. 大幅宽喷杆式喷雾机结构形式分析[J]. 农机化研究, 2018, 40(3): 254–259.
SONG Yun, LI Yongkui, ZHANG Lijun, et al. Structural analysis of a large amplitude boom sprayer[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(3): 254–259. (in Chinese)
- [5] 乔白羽. 多段式喷杆动力学特性分析与结构优化设计[D]. 北京: 中国农业科学院, 2018.
QIAO Baiyu. Dynamic characteristics analysis and structural optimization design of multi-stage boom[D]. Beijing: Chinese Academy of Agricultural Sciences, 2018. (in Chinese)
- [6] BABII A. Parameters investigation for independent pendular suspension of sprayer[J]. Scientific Journal of the TNTU, 2021, 96(4): 90–100.
- [7] 杜娟, 于明群, 陈艳普, 等. 高地隙植保机速度自动控制系统研制[J]. 中国农业大学学报, 2019, 24(12): 104–110.
DU Juan, YU Mingqun, CHEN Yanpu, et al. Development of an automatic speed control system for high-clearance sprayer[J]. Journal of China Agricultural University, 2019, 24(12): 104–110. (in Chinese)
- [8] 崔龙飞, 薛新宇, 秦维彩. 基于 EBF 神经网络模型的喷雾机吊喷分禾器参数优化[J]. 农业机械学报, 2016, 47(5): 62–69.
CUI Longfei, XUE Xinyu, QIN Weicai. Parameter optimization on crop divider of cotton defoliation sprayer based on EBFNN[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(5): 62–69. (in Chinese)
- [9] WU Shu, WEI Xinhua. Mechanical interaction between a canopy opener and rice stalks based on the transient dynamic analysis[J]. Biosystems Engineering, 2019, 178(6): 256–263.
- [10] 李瑞敏. 高地隙玉米喷雾机施药装置的设计研究[D]. 石河子: 石河子大学, 2015.
LI Ruimin. Research of highland gap corn sprayer drug-delivery device[D]. Shihezi: Shihezi University, 2015. (in Chinese)
- [11] CUI Longfei, MAO Hanping, XUE Xinyu, et al. Optimized design and test for a pendulum suspension of the crop spray boom in dynamic conditions based on a six DOF motion simulator[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2018, 11(3): 76–85.
- [12] 陈晨, 薛新宇, 顾伟, 等. 喷雾机喷杆结构形状及截面尺寸优化与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(9): 50–56.
CHEN Chen, XUE Xinyu, GU Wei, et al. Experiment and structure shape and section size optimization of spray boom[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(9): 50–56. (in Chinese)
- [13] 邱白晶, 杨宁, 徐溪超, 等. 喷雾机前后轮相继激励下喷杆理想运动响应提取[J]. 农业机械学报, 2012, 43(2): 55–60.
QIU Baijing, YANG Ning, XU Xichao, et al. Ideal spray boom response extraction with front and rear tires excited by step

- track[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(2):55-60. (in Chinese)
- [14] 邱白晶, 何耀杰, 盛云辉, 等. 喷雾机喷杆有限元模态分析与结构优化[J]. 农业机械学报, 2014,45(8):112-116. QIU Baijing, HE Yaojie, SHENG Yunhui, et al. Finite element modal analysis and structure optimization of spray boom[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014,45(8):112-116. (in Chinese)
- [15] 陈树人, 韩红阳, 陈刚, 等. 喷杆喷雾机机架动态特性分析与减振设计[J]. 农业机械学报, 2013,44(4):50-53. CHEN Shuren, HAN Hongyang, CHEN Gang, et al. Dynamic characteristic analysis and vibration reduction design for sprayer frame[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(4):50-53. (in Chinese)
- [16] 何耀杰, 邱白晶, 杨亚飞, 等. 基于有限元模型的喷雾机喷杆弹性变形分析与控制[J]. 农业工程学报, 2014,30(6):28-36. HE Yaojie, QIU Baijing, YANG Yafei, et al. Deformation analysis and control of elastic deformation for spray boom based on finite element model[J]. Transactions of the CSAE, 2014,30(6):28-36. (in Chinese)
- [17] TAHMASEBI M, MAILAH M, GOHARI M, et al. Vibration suppression of sprayer boom structure using active torque control and iterative learning. Part I: modelling and control via simulation[J]. Journal of Vibration and Control, 2018,24(20):4689-4699.
- [18] TAHMASEBI M, GOHARI M, MAILAH M, et al. Vibration suppression of sprayer boom structure using active torque control and iterative learning. Part II: experimental implementation[J]. Journal of Vibration and Control, 2018,24(20):4740-4750.
- [19] 武秀恒, 秦嘉浩, 杜岳峰, 等. 高地隙喷雾机主动空气悬架减振控制与实验[J]. 农业机械学报, 2018,49(6):60-67. WU Xiuheng, QIN Jiahao, DU Yuefeng, et al. Experiments of vibration control for active pneumatic suspension system in high clearance self-propelled sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018,49(6):60-67. (in Chinese)
- [20] CHEN Yu, CHEN Jun, LI Wei, et al. Research on design and hybrid sliding mode control of high clearance self-propelled sprayer chassis air suspension[J]. Inmateh-Agricultural Engineering, 2020,61(2):115-126.
- [21] 薛涛, 李伟, 杜岳峰, 等. 大型高地隙喷雾机喷杆主动悬架自适应模糊滑模控制[J]. 农业工程学报, 2018,34(21):47-56. XUE Tao, LI Wei, DU Yuefeng, et al. Adaptive fuzzy sliding mode control of spray boom active suspension for large high clearance sprayer[J]. Transactions of the CSAE, 2018,34(21):47-56. (in Chinese)
- [22] CHEN Yu, ZHANG Shuo, MAO Enrong, et al. Height stability control of a large sprayer body based on air suspension using the sliding mode approach[J]. Information Processing in Agriculture, 2020,7(1):20-29.
- [23] 王麒淦, 冯静安, 余希胜, 等. 高地隙喷雾机车液耦合作业平顺性优化[J]. 振动与冲击, 2021,40(16):140-150. WANG Qigan, FENG Jing'an, YU Xisheng, et al. Optimization of operation ride comfort for locomotive-liquid-road coupling of high-clearance sprayer[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021,40(16):140-150. (in Chinese)
- [24] 孙星, 杨学军, 董祥, 等. 基于专家控制的喷杆高度智能调节系统研究[J]. 农业机械学报, 2020,51(增刊2):275-282. SUN Xing, YANG Xuejun, DONG Xiang, et al. Spray boom height intelligent adjustment system based on expert control[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020,51(Supp.2):275-282. (in Chinese)
- [25] DOU Hanjie, ZHAI Changyuan, CHEN Liping, et al. Field variation characteristics of sprayer boom height using a newly designed boom height detection system[J]. IEEE Access, 2021,9:17148-17160.
- [26] 魏新华, 邵菁, 缪丹丹, 等. 喷杆式喷雾机喷杆高度及平衡在线调控系统[J]. 农业机械学报, 2015,46(8):66-71. WEI Xinhua, SHAO Jing, MOU Dandan, et al. Online control system of spray boom height and balance[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015,46(8):66-71. (in Chinese)
- [27] 徐晶. 喷杆式喷雾机喷杆高度调节与自平衡系统研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2019. XU Jing. Research on boom height adjustment and self-balancing system of sprayer[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2019. (in Chinese)
- [28] 许超. 高地隙喷杆喷雾机自走式底盘机架的设计研究[D]. 石河子: 石河子大学, 2015. XU Chao. Highland gap lance sprayer self-propelled chassis frame design research[D]. Shihezi: Shihezi University, 2015. (in Chinese)
- [29] 闫文辉, 彭勇, 施红勋. 旋转导向钻井工具液压分配系统的设计[J]. 钻采工艺, 2005(5):69-72. YAN Wenhui, PENG Yong, SHI Hongxun. The design of working fluid control distribution in rotary steering drilling tool[J]. Drilling & Production Technology, 2005(5):69-72. (in Chinese)
- [30] 黄茂林. 机械原理[M]. 北京:机械工业出版社, 2010.
- [31] 刘艳妍, 杨晋, 马学鹏, 等. 上推式快锻液压机活动横梁转动自锁条件研究[J]. 机械工程学报, 2014,50(8):66-72. LIU Yanyan, YANG Jin, MA Xuepeng, et al. Rotating self-locked condition research of the pushing high-speed forging hydraulic pressmovable beam[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014,50(8):66-72. (in Chinese)
- [32] RAMON H, De BAERDEMAEKER J. Spray boom motions and spray distribution: part 1, derivation of a mathematical relation[J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 1997,66(1):23-29.
- [33] RAMON H, De BAERDEMAEKER J. Spray boom motions and spray distribution: part 2, experimental validation[J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 1997,66(1):31-39.
- [34] 王荣. 植保机械学[M]. 北京:机械工业出版社, 1990.
- [35] 吴吉麟, 苗玉彬. 不同激励源下宽幅喷雾机喷杆的动态特性分析[J]. 农业工程学报, 2012,28(4):39-44. WU Jilin, MIAO Yubin. Dynamic characteristic analysis of boom for wide sprayer with different exciting sources[J]. Transactions of the CSAE, 2012,28(4):39-44. (in Chinese)