

喷杆喷雾机旋翼悬浮式喷杆自动收放控制系统研究

周志艳^{1,2} 向颖^{1,3} 陈羽立^{1,4} 余鑫^{1,5} 刘梓博^{1,3} 郑大腾⁶

(1. 华南农业大学工程学院, 广州 510642; 2. 岭南现代农业科学与技术广东省实验室, 广州 510642;
3. 广东省农业航空应用工程技术研究中心, 广州 510642; 4. 广东省农业人工智能重点实验室, 广州 510642;
5. 华南农业大学南方农业机械与装备关键技术教育部重点实验室, 广州 510642;
6. 井冈山大学机电工程学院, 吉安 343009)

摘要: 旋翼悬浮式喷杆分别融合了地面机械和空中无人机的优点,可简化复杂的桁架结构并通过旋翼下压风场能减小雾滴飘移造成的二次污染,具有较好的应用前景。传统的收放方式难以收放旋翼悬浮式喷杆,为此提出了一种以正四边形滚筒为主体的喷杆自动收放装置,建立了喷杆收放过程的D-H坐标系和正运动学模型,通过牛顿-欧拉法构建了动力学模型,并采用三次均匀B样条曲线轨迹规划获取了喷杆收放最优轨迹。以喷杆收放的运动时间、关节冲击和能量消耗为多目标函数,通过NSGA-II算法求解Pareto解集,选取解集中喷杆展开时间为56、61、66、71、76、81 s,喷杆收卷时间为54、59、64、69、74、79 s轨迹进行喷杆收放试验。试验结果表明:喷杆运动时间与喷杆角度标准差存在显著性关系,运动时间越短,喷杆稳定性越差、关节冲击越大、能量消耗越多。取喷杆收放时间59、61 s对应轨迹为喷杆收放最优轨迹时,滚筒转速与规划转速的平均跟踪误差不超过0.201(°)/s,关节3、4、5实际运动角度与规划角度的平均跟踪误差不超过6.201°,喷杆能较好地跟踪最优轨迹完成收放。该研究验证了喷杆自动收放装置的有效性和喷杆收放最优轨迹的准确性。

关键词: 喷杆喷雾机; 旋翼悬浮式喷杆; 轨迹规划; PID控制; 自动调平; 自动收放

中图分类号: S491 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2023)04-0120-12

OSID:



Automatic Retraction Control System of Rotors Hovering Spray Boom Sprayer

ZHOU Zhiyan^{1,2} XIANG Ying^{1,3} CHEN Yuli^{1,4} YU Xin^{1,5} LIU Zibo^{1,3} ZHENG Dateng⁶

(1. College of Engineering, South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China
2. Guangdong Laboratory for Lingnan Modern Agriculture, Guangzhou 510642, China
3. Guangdong Engineering Research Center for Agricultural Aviation Application (ERCAAA), Guangzhou 510642, China
4. Guangdong Provincial Key Laboratory of Agricultural Artificial Intelligence (GDKL-AAI), Guangzhou 510642, China
5. Key Laboratory of Key Technology on Agricultural Machine and Equipment (South China Agricultural University), Ministry of Education, Guangzhou 510642, China
6. Institute of Mechanical and Electrical Technology, Jinggangshan University, Ji'an 343009, China)

Abstract: The rotor suspended spray bar combines the advantages of ground machinery and aerial UAV respectively, which can simplify the complex truss structure and reduce the secondary pollution caused by droplet drift through the rotor downwind field. It has a good application prospect. It is difficult to retract the rotor suspended spray bar in the traditional retraction and retraction mode. Therefore, an automatic boom retraction and retraction device with a regular quadrilateral cylinder as the main body was proposed, the D-H coordinate system and the forward kinematics model of the boom retraction and retraction process were established, the dynamics model was constructed by Newton Euler method, and the optimal trajectory of the boom retraction and retraction was obtained by using cubic uniform B-spline curve trajectory planning. Taking the movement time, joint impact and energy consumption of the boom retraction and retraction as the multi-objective function, the Pareto solution set was solved by NSGA-II algorithm. The boom retraction and retraction test was conducted by selecting the trajectory of the boom

收稿日期: 2022-12-05 修回日期: 2023-02-13

基金项目: 岭南现代农业科学与技术广东省实验室科研项目(NT2021009)、广东省乡村振兴战略专项(2020KJ261)、广东省科技计划项目(2021B1212040009)和吉安市科技计划项目(20211-055316)

作者简介: 周志艳(1972—),男,教授,博士,主要从事农业航空应用技术研究,E-mail: zyzhou@scau.edu.cn

deployment time in the solution set as 56 s, 61 s, 66 s, 71 s, 76 s and 81 s, and the boom retraction time as 54 s, 59 s, 64 s, 69 s, 74 s and 79 s. The test results showed that there was a significant relationship between the movement time of the spray bar and the standard deviation of the spray bar angle. The shorter the movement time was, the worse the stability of the spray bar was, the greater the joint impact was, and the more energy consumption was. When the trajectory corresponding to the boom retraction time of 59 s, 61 s was taken as the optimal trajectory for boom retraction and retraction, the average tracking error between the drum speed and the planned speed was no more than $0.201(^{\circ})/s$, and the average tracking error between the actual motion angle and the planned angle of joints 3, 4, and 5 was no more than 6.201° . The boom can better track the optimal trajectory to complete retraction and retraction. The research verified the effectiveness of the automatic boom retraction and retraction device and the accuracy of the optimal trajectory of boom retraction and retraction.

Key words: boom sprayer; rotors hovering spray boom; trajectory planning; PID control; automatic adjustment; automatic retraction and playback

0 引言

宽喷幅喷杆喷雾机是大田机械化植保作业的重要机型^[1-2]。但传统宽喷幅喷杆的桁架结构随着喷杆长度的增加,存在自重大、复杂度高、平衡控制难度加大、水田行走通过性差和陷车风险高等问题。为此,周志艳等^[3]提出了一种旋翼悬浮式喷杆作业方法,并通过试验验证了可行性。旋翼悬浮式喷杆分别融合了地面机械和空中无人机的优点,可简化复杂的桁架结构并通过旋翼下压风场减小雾滴飘移造成的二次污染,具有较好的应用前景,但实际作业中随着旋翼悬浮式喷杆长度的增加,喷杆运输转移的难度也相应增加,亟需高效的收放方式提高作业及运输的便利性。

宽喷幅喷杆目前的收放方式有水平收放、立式收放和两侧收放 3 种,不同的收放方式运用于不同类型的喷杆结构^[4]。孙文峰等^[5]基于桁架结构设计了喷杆水平收放的喷雾机,该喷雾机喷杆在液压油缸驱动下可协调平稳收放,但随着长度增加,喷杆需多段式收放,喷杆收放装置的结构和设计复杂度增加;孙星等^[6]研制的 3WZG-3000A 型喷雾机采用 4 个液压油缸水平收放桁架结构的喷杆,虽提高了喷杆收放的可靠性,但对液压油缸工作的同步性要求较高,且增加了生产成本;吴伟斌等^[7]基于斜拉绳式喷杆结构设计了喷杆立式收放的喷雾机,斜拉绳式喷杆结构虽在一定程度上减少了喷杆的弹性变形,但拉绳存在易生锈腐蚀的问题,使用寿命不长^[8];AMAZONE 公司的 UF 悬挂式打药机通过液压对喷杆进行多段式立式收放,最大喷幅可达 28 m,该方式采用复杂液压油缸技术收放庞大的桁架喷杆,整机质量大且造价高昂。刘志刚等^[9]设计的高地隙自走式喷杆喷雾机及 AMAZONE 公司的 UX 牵引式打药机通过液压油缸驱动喷杆进行两侧收放,该方式较多应用在桁架结构的中大型喷杆喷雾机

上,但喷杆越长,喷雾机的整机质量越大,陷车风险越高,且能耗及压苗损伤率随之增加,作业成本上升。

旋翼悬浮式喷杆通过旋翼为每节喷杆提供升力,具有多个喷杆关节,采用上述的收放方式难以进行高效收放。此外,现有喷杆喷雾机的研究主要集中在提高喷杆作业效率和喷杆轻量化设计等方面^[10],缺乏对喷杆收放装置的优化设计和喷杆收放过程的理论研究。

针对上述问题,为实现旋翼悬浮式喷杆(简称喷杆)的收放,本文拟设计以正四边形滚筒为主体的喷杆自动收放装置,通过对喷杆的收放过程进行运动学、动力学和轨迹规划等理论研究,求解喷杆收放的最优轨迹,并通过试验验证喷杆自动收放装置的可行性和轨迹规划的准确性,以期旋翼悬浮式喷杆喷雾机的样机研制提供参考。

1 整机结构

旋翼悬浮式喷杆喷雾机结构示意图如图 1 所示,主要包括整机主控系统、药液雾化系统、喷雾机底盘、电源、喷杆自动收放系统、喷杆自动调平控制系统、旋翼悬浮式喷杆等。其中,单节喷杆的结构包括碳纤维圆杆、喷杆关节、电机安装座、电子调速器(简称电调)、无刷直流电机、旋翼、陀螺仪、继电器、霍尔开关、磁铁等。

2 旋翼悬浮式喷杆收放装置结构与原理

喷杆自动收放装置包括正四边形滚筒(简称滚筒)、蜗轮蜗杆直流减速电机(简称直流减速电机)和喷杆夹紧装置。其中,正四边形滚筒为喷杆收放装置主体,直流减速电机用于驱动滚筒转动,喷杆夹紧装置由 1 个铝型材角码(固定于滚筒)和 1 个行程为 20 mm 的步进电动推杆组成,用于在喷杆收放的过程中协同滚筒转动,适时完成对喷杆的夹紧或松开动作。

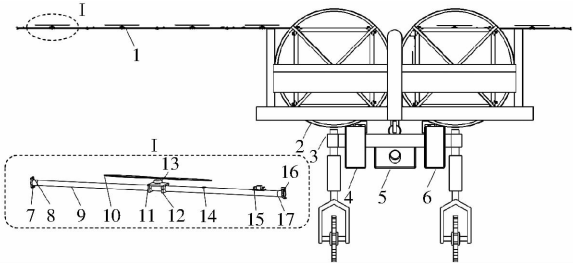


图 1 旋翼悬浮式喷杆喷雾机结构示意图
Fig.1 Structure diagram of rotors hovering spray boom sprayer

1. 喷杆自动调平控制系统 2. 喷杆自动收放系统 3. 喷雾机底盘 4. 电源 5. 药液雾化系统 6. 整机主控系统 7、17. 喷杆关节 8. 磁铁 9. 碳纤维圆杆 10. 旋翼 11. 电子调速器 12. 电机安装座 13. 无刷直流电机 14. 陀螺仪 15. 继电器 16. 霍尔开关

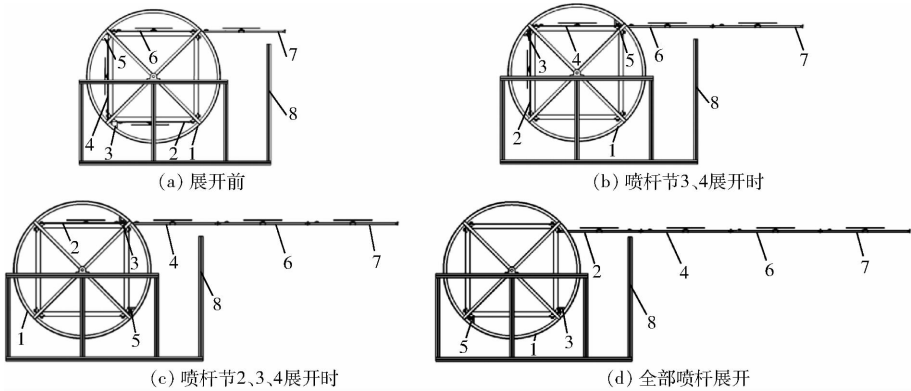


图 2 喷杆展开过程示意图

Fig. 2 Schematic of boom deployment process

1. 正四边形滚筒 2. 喷杆节 1 3. 夹紧装置 1 4. 喷杆节 2 5. 夹紧装置 2 6. 喷杆节 3 7. 喷杆节 4 8. 支架

3 旋翼悬浮式喷杆收放装置控制方法

3.1 喷杆收放运动学模型

3.1.1 D-H 坐标系建模

为研究喷杆在收放过程的位置变化,进行运动学分析^[11]。分析发现,采用正四边形滚筒收放 4 节喷杆时,在喷杆节 1 与滚筒回转中心添加 1 节虚拟喷杆后,相互铰接的 5 节喷杆可看作只存在转动关节的 6 自由度机械臂。为描述相邻喷杆间的位置关系,将构件坐标系嵌入到每节喷杆中,并采用机械臂研究中常用的改进 D-H 法建立 D-H 坐标系^[12],如图 3 所示。

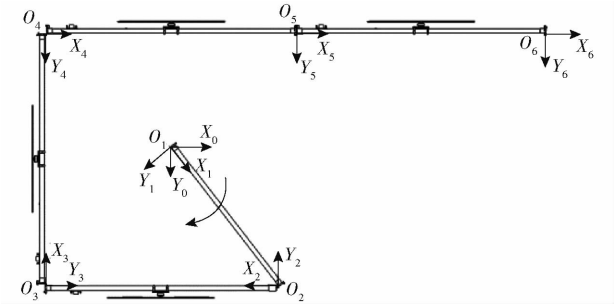


图 3 D-H 坐标系

Fig. 3 D-H coordinate system

本文以实现 4 节(长度为 1 120 mm,直径为 20 mm)喷杆的自动收放为目标。图 2 为收放装置展开喷杆的示意图,工作过程为:展开前,滚筒位于图 2a 位置,夹紧装置 1、2 分别夹紧喷杆节 1、2。展开时,喷杆节 3、4 旋翼开始转动并产生升力,使喷杆节 3、4 保持水平。接着,直流减速电机驱动滚筒顺时针转动,当滚筒到达如图 2b 所示位置时,夹紧装置 2 松开,喷杆节 2 在喷杆节 3、4 旋翼提供的升力下保持水平。当滚筒继续转动到如图 2c 所示位置时,夹紧装置 1 松开,喷杆节 1、2 旋翼开始转动并产生升力,使喷杆节 1、2 保持水平。当滚筒转动到如图 2d 所示位置时,完成 4 节喷杆的展开。喷杆收卷过程与展开过程相反,此处不再重复描述。

3.1.2 正运动学模型

由建立的坐标系得到喷杆收放模型的 D-H 参数^[13]如表 1 所示。

表 1 D-H 参数

Tab. 1 D-H parameters

关节 序号	回转角 θ_i	扭转角 $\alpha_{i-1}/(^{\circ})$	偏移量 b_i/mm	长度 a_{i-1}/mm
1	θ_1	0	0	0
2	θ_2	0	0	792
3	θ_3	0	0	1 120
4	θ_4	0	0	1 120
5	θ_5	0	0	1 120
6	θ_6	0	0	1 120

为得到各 D-H 坐标系之间的转换关系,建立完整的坐标变换矩阵方程^[14]

$${}^{i-1}T_i = R_x(\alpha_{i-1}) \times D_x(a_{i-1}) \times R_z(\theta_i) \times D_z(b_i) =$$
$$\begin{bmatrix} C_i & -S_i & 0 & a_{i-1} \\ S_i C_{i-1} & C_i C_{i-1} & -S_{i-1} & -S_{i-1} b_i \\ 0 & 0 & C_{i-1} & C_{i-1} b_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 $R_x()$ ——坐标系绕 X 轴的旋转矩阵
 $D_x()$ ——坐标系沿 X 轴的平移矩阵
 $R_z()$ ——坐标系绕 Z 轴的旋转矩阵
 $D_z()$ ——坐标系沿 Z 轴的平移矩阵
 S_i 表示 $\sin\theta_i$, C_i 表示 $\cos\theta_i$, S_{i-1} 表示 $\sin\alpha_{i-1}$, C_{i-1} 表示 $\cos\alpha_{i-1}$ 。

设该模型的正运动学方程为 0_6T , 将表 1 参数代入式(1)变换矩阵, 得

$${}^0_6T = {}^0_1T_1 {}^1_2T_2 {}^2_3T_3 {}^3_4T_4 {}^4_5T_5 {}^5_6T_6 = \begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

其中
$$\begin{cases} [n_x & n_y & n_z]^T = [C_{123456} & S_{123456} & 0]^T \\ [o_x & o_y & o_z]^T = [-S_{123456} & C_{123456} & 0]^T \\ [a_x & a_y & a_z]^T = [0 & 0 & 1]^T \end{cases} \quad (3)$$
$$\begin{bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 120(C_{1234} + C_{12} + C_{12345} + C_{123}) + 792C_1 \\ 1 & 120(S_{1234} + S_{12} + S_{12345} + S_{123}) + 792S_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中 n_x, n_y, n_z ——坐标系 $O_6X_6Y_6Z_6$ 的 X 轴对坐标系 $O_0X_0Y_0Z_0$ 的 3 个方向余弦函数
 o_x, o_y, o_z ——坐标系 $O_6X_6Y_6Z_6$ 的 Y 轴对坐标系 $O_0X_0Y_0Z_0$ 的 3 个方向余弦函数
 a_x, a_y, a_z ——坐标系 $O_6X_6Y_6Z_6$ 的 Z 轴对坐标系 $O_0X_0Y_0Z_0$ 的 3 个方向余弦函数
 S_{123456} 表示 $\sin\theta_1 \sin\theta_2 \sin\theta_3 \sin\theta_4 \sin\theta_5 \sin\theta_6$, C_{123456} 表示 $\cos\theta_1 \cos\theta_2 \cos\theta_3 \cos\theta_4 \cos\theta_5 \cos\theta_6$ 。

3.1.3 正运动学仿真与验证

理想状态下, 喷杆收放过程将经历 4 个关键的关节状态, 各关节状态的关节角度如表 2 所示, 展开时 D1 为初始状态, D2、D3 为中间状态, D4 为末端

状态(收卷时 D4 为初始状态, D3、D2 为中间状态, D1 为末端状态), ζ_i 为关节 i 的角度。利用 Matlab 的机器人工具箱仿真得到对应关节状态下的喷杆展开位姿, 如图 4 所示。

表 2 各关节状态的关节角度

Tab.2 Angle of joints in each joint state (°)

关节状态编号	ζ_1	ζ_2	ζ_3	ζ_4	ζ_5	ζ_6
D1	-45	-135	-90	-90	0	0
D2	-135	-135	-90	0	0	0
D3	-225	-135	0	0	0	0
D4	-315	-45	0	0	0	0

为验证喷杆展开过程正运动学方程的准确性, 将关节状态 D2、D4 分别代入正运动方程式(2)中, 正运动学计算结果 T_2, T_4 与 Matlab 仿真结果 T'_2, T'_4 为

$$T_2 = T'_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1\,680 \\ 0 & 1 & 0 & 560 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$T_4 = T'_4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 5\,040 \\ 0 & 1 & 0 & 560 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

两者结果相同, 验证了喷杆展开过程正运动学模型和正运动学方程的正确性。

3.2 喷杆收放动力学模型

常用的动力学建模方法中, 牛顿-欧拉法通过递推求解, 具有易于理解、计算复杂度低和实时计算性强等优点^[15]。包括向外递推和向内递推两个过程^[16]。采用该方法对喷杆收放过程进行动力学分析。图 5 为喷杆节 i 受力分析图。

(1) 采用牛顿-欧拉法向外递推时, 喷杆节 $i+1$

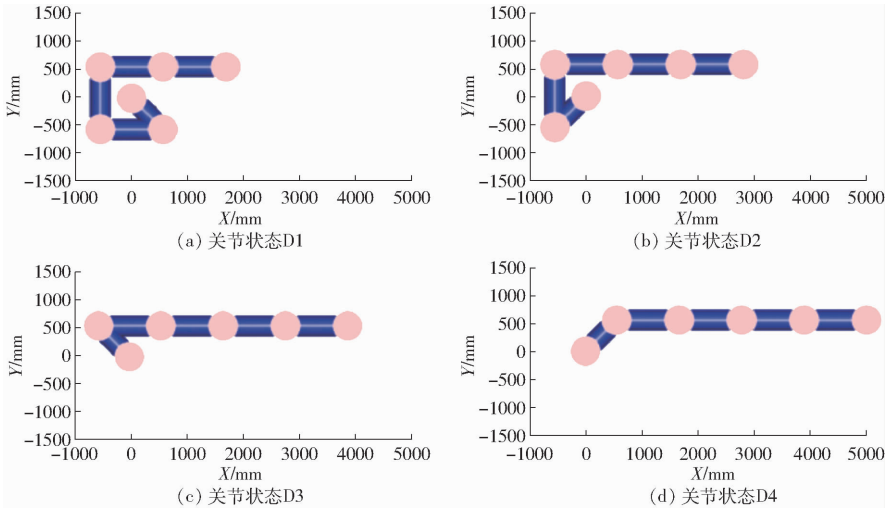


图 4 喷杆展开位姿
Fig.4 Boom extension pose

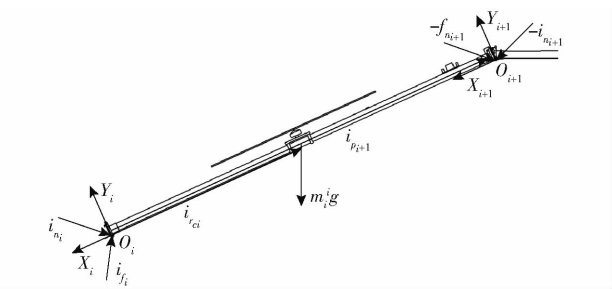


图 5 喷杆节 i 受力分析图

Fig. 5 Force analysis diagram of boom i

在坐标系 $O_{i+1}X_{i+1}Y_{i+1}Z_{i+1}$ 下的角速度、角加速度、线速度和线加速度为

$$\begin{bmatrix} {}^{i+1}\boldsymbol{\omega}_{i+1} \\ {}^{i+1}\dot{\boldsymbol{\omega}}_{i+1} \\ {}^{i+1}\boldsymbol{v}_{i+1} \\ {}^{i+1}\dot{\boldsymbol{v}}_{i+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^{i+1}\boldsymbol{R}^i\boldsymbol{\omega}_i + {}^i\boldsymbol{k}_i\dot{\boldsymbol{q}}_{i+1} \\ {}^{i+1}\boldsymbol{R}^i\dot{\boldsymbol{\omega}}_i + \ddot{\boldsymbol{q}}_{i+1}{}^i\boldsymbol{k}_i + {}^{i+1}\boldsymbol{R}({}^i\boldsymbol{\omega}_i \times \dot{\boldsymbol{q}}_{i+1}{}^i\boldsymbol{k}_i) \\ {}^{i+1}\boldsymbol{R}({}^i\boldsymbol{\omega}_i \times {}^i\boldsymbol{p}_{i+1} + {}^i\boldsymbol{v}_i) \\ {}^{i+1}\boldsymbol{R}[{}^i\dot{\boldsymbol{\omega}}_i \times {}^i\boldsymbol{p}_{i+1} + {}^i\boldsymbol{\omega}_i \times ({}^i\boldsymbol{\omega}_i \times {}^i\boldsymbol{p}_{i+1}) + {}^i\dot{\boldsymbol{v}}_i] \end{bmatrix} \quad (7)$$

其中 ${}^i\boldsymbol{k}_i = [0 \quad 0 \quad 1]^T$

式中 ${}^i\boldsymbol{k}_i$ ——单位矩阵

$\dot{\boldsymbol{q}}_{i+1}$ ——关节 $i+1$ 角速度

$\ddot{\boldsymbol{q}}$ ——关节 $i+1$ 角加速度

${}^{i+1}\boldsymbol{R}$ ——喷杆节 i 在坐标系 $O_{i+1}X_{i+1}Y_{i+1}Z_{i+1}$ 下绕 Z 轴的旋转矩阵

${}^i\boldsymbol{p}_{i+1}$ ——坐标系 $O_{i+1}X_{i+1}Y_{i+1}Z_{i+1}$ 相对于坐标系 $O_iX_iY_iZ_i$ 的位置矢量

${}^i\boldsymbol{\omega}_i$ ——喷杆节 i 在坐标系 $O_iX_iY_iZ_i$ 下的角速度

喷杆节 $i+1$ 质心在坐标系 $O_{i+1}X_{i+1}Y_{i+1}Z_{i+1}$ 下的线速度 ${}^{i+1}\dot{\boldsymbol{v}}_{c,i+1}$ 、惯性力 ${}^{i+1}\boldsymbol{f}_{c,i+1}$ 和力矩 ${}^{i+1}\boldsymbol{n}_{c,i+1}$ 为

$$\begin{bmatrix} {}^{i+1}\dot{\boldsymbol{v}}_{c,i+1} \\ {}^{i+1}\boldsymbol{f}_{c,i+1} \\ {}^{i+1}\boldsymbol{n}_{c,i+1} \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} {}^{i+1}\dot{\boldsymbol{v}}_{i+1} + {}^{i+1}\dot{\boldsymbol{\omega}}_{i+1} \times {}^{i+1}\boldsymbol{r}_{c,i+1} + {}^{i+1}\boldsymbol{\omega}_{i+1} \times ({}^{i+1}\boldsymbol{\omega}_{i+1} \times {}^{i+1}\boldsymbol{r}_{c,i+1}) \\ m_{i+1}{}^{i+1}\dot{\boldsymbol{v}}_{c,i+1} \\ {}^{i+1}\boldsymbol{I}_{c,i+1}{}^{i+1}\dot{\boldsymbol{\omega}}_{i+1} + {}^{i+1}\boldsymbol{\omega}_{i+1} \times ({}^{i+1}\boldsymbol{I}_{c,i+1}{}^{i+1}\boldsymbol{\omega}_{i+1}) \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中 ${}^{i+1}\boldsymbol{r}_{c,i+1}$ ——喷杆节 $i+1$ 在坐标系 $O_{i+1}X_{i+1}Y_{i+1}Z_{i+1}$ 下的质心位置

m_{i+1} ——喷杆节 $i+1$ 质量, kg

${}^{i+1}\boldsymbol{I}_{c,i+1}$ ——喷杆节 $i+1$ 质心在坐标系 $O_{i+1}X_{i+1}Y_{i+1}Z_{i+1}$ 下的惯性矩阵

(2) 采用牛顿-欧拉法向内递推时, 关节 i 在坐标系 $O_iX_iY_iZ_i$ 下的合外力 ${}^i\boldsymbol{f}_i$ 和合外力矩 ${}^i\boldsymbol{n}_i$ 为

$$\begin{bmatrix} {}^i\boldsymbol{f}_i \\ {}^i\boldsymbol{n}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^i\boldsymbol{f}_{c,i} + {}^{i+1}\boldsymbol{R}^i\boldsymbol{f}_{i+1} \\ {}^i\boldsymbol{n}_{ci} + {}^{i+1}\boldsymbol{R}^{i+1}\boldsymbol{n}_{i+1} + {}^i\boldsymbol{r}_{ci} \times {}^i\boldsymbol{f}_{c,i} + {}^i\boldsymbol{p}_{i+1} \times {}^{i+1}\boldsymbol{R}^{i+1}\boldsymbol{f}_{i+1} \end{bmatrix} \quad (9)$$

关节驱动力矩在 Z 轴方向的分量为

$$\tau_{iz} = {}^i\boldsymbol{n}_i^T {}^i\boldsymbol{k}_i \quad (10)$$

在 ADAMS 中建立等比例的喷杆收放模型, 得到由喷杆质量 m_{i+1} 、位置矢量 ${}^i\boldsymbol{p}_{i+1}$ 、质心位置 ${}^{i+1}\boldsymbol{r}_{c,i+1}$ 、惯性矩阵 $\boldsymbol{I}_{i+1}$ 组成的动力学参数表, 如表 3 所示。

表 3 动力学参数

Tab. 3 Kinetic parameters

喷杆序号	质量/kg	末端位置/mm	质心位置/mm	转动惯量/(kg·m ²)					
				I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{yz}	I_{xz}
1	0.25	(792,0,0)	(396,0,0)	0.020 3	0.020 3	0.000 020	0	0	0
2	0.50	(1 120,0,0)	(560,0,0)	0.056 8	0.056 8	0.000 028	0	0	0
3	0.50	(1 120,0,0)	(560,0,0)	0.056 8	0.056 8	0.000 028	0	0	0
4	0.50	(1 120,0,0)	(560,0,0)	0.056 8	0.056 8	0.000 028	0	0	0
5	0.50	(1 120,0,0)	(560,0,0)	0.056 8	0.056 8	0.000 028	0	0	0

3.3 喷杆收放轨迹规划

喷杆收放时, 正四边形滚筒的转速既影响喷杆收放的轨迹, 又影响喷杆收放的稳定性。为求解滚筒收放喷杆的最优转速, 即喷杆收放的最优轨迹, 在关节空间中选取具有良好局部支撑性且可以分段处理的三次均匀 B 样条曲线对喷杆收放过程进行轨迹规划^[17]。

3.3.1 三次均匀 B 样条曲线建模

三次均匀 B 样条曲线的表达式^[18]为

$$P(x) = \sum_{i=0}^3 d_i N_{i,3}(x) \quad (11)$$

式中 d_i ——曲线控制顶点坐标, $i=0,1,2,3$
 x ——参数, $x \in [0,1]$

$N_{i,3}(x)$ ——三次均匀 B 样条基函数

三次均匀 B 样条曲线写成矩阵形式为

$$\boldsymbol{P}_i(u) = \frac{1}{6} \begin{bmatrix} x^3 \\ x^2 \\ x \\ 1 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} -1 & 3 & -3 & 1 \\ 3 & -6 & 3 & 0 \\ -3 & 0 & 3 & 0 \\ 1 & 4 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d_i \\ d_{i+1} \\ d_{i+2} \\ d_{i+3} \end{bmatrix} \quad (12)$$

喷杆收放轨迹的型值点取表 2 中 4 个关节状态

对应的点。其中, P_1 对应 (t_1, q_1) , P_2 对应 (t_2, q_2) , P_3 对应 (t_3, q_3) , P_4 对应 (t_4, q_4) , 4 个型值点将喷杆展开与收卷的轨迹各分成 3 段, 结合三次均匀 B 样条曲线模型, 喷杆展开与收卷的轨迹各由 6 个控制顶点确定。

根据三次均匀 B 样条曲线的连续性特点^[19], 各型值点满足方程 $P_i(1) = P_{i+1}(0)$, 且喷杆收放过程的初末速度等于 0, 满足方程 $\dot{P}_1(0) = \dot{P}_3(1) = 0$ 。6 个方程求解出的 6 个控制顶点的纵坐标如表 4 所示, 喷杆展开过程控制顶点的纵坐标按顺序取 y_0 到 y_5 , 收卷过程控制顶点的纵坐标按顺序取 y_5 到 y_0 。

表 4 控制顶点纵坐标
Tab. 4 Control vertex ordinate (°)

关节序号	y_0	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5
1	-153	9	-153	-207	-369	-207
2	-123	-141	-123	-177	21	-177
3	-126	-72	-126	36	-18	36
4	42	-156	42	-12	6	-12
5	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0

3.3.2 多目标轨迹规划数学模型

喷杆收放的预期目标为: 各喷杆在运动学和动力学约束下, 以较快的速度、较少的能量消耗和相对平稳的姿态完成收放。因此建立以运动时间、能量消耗和关节冲击为多目标的函数模型和约束条件^[20-21]。

(1) 目标函数

添加虚拟喷杆后, 研究的喷杆收放模型包括 5 节喷杆和 6 个关节, 假设该模型的第 n 个关节给定 $m+1$ 个型值点 $p_{nj}(j=0, 1, \cdots, m)$, 并将第 n 个关节的运动分成 m 段, 建立喷杆收放过程的目标函数为

$$\begin{cases} S_1 = \sum_{j=1}^m (t_j - t_{j-1}) \\ S_2 = \sum_{n=1}^6 \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{q}_n^2 dt} \\ S_3 = \sum_{n=1}^6 \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{\ddot{q}}_n^2 dt} \end{cases} \quad (13)$$

式中 S_1 ——喷杆展开或收卷过程关节运动总时间, s
 S_2 ——衡量喷杆展开或收卷过程能量消耗的关节平均角加速度, $(^\circ)/s^2$
 S_3 ——衡量喷杆展开或收卷过程关节冲击的关节平均角加加速度, $(^\circ)/s^3$
 $\ddot{\ddot{q}}_n$ ——关节 n 的角加加速度, $(^\circ)/s^3$

(2) 约束条件

轨迹规划的运动学约束选取关节角度、角速度

和角加速度约束, 动力学约束选取关节力矩约束^[22], 建立对应的约束不等式为

$$\begin{cases} q_{nmin} \leq q_n \leq q_{nmax} \\ \dot{q}_{nmin} \leq \dot{q}_n \leq \dot{q}_{nmax} \\ \ddot{q}_{nmin} \leq \ddot{q}_n \leq \ddot{q}_{nmax} \\ \tau_{nmin} \leq \tau_n \leq \tau_{nmax} \end{cases} \quad (14)$$

式中 q_n ——关节 n 角度, $(^\circ)$
 τ_n ——关节 n 力矩, $N \cdot m$

关节角度、角速度和角加速度的最值由直流减速电机的参数决定, 关节 k 的受力分析如图 6 所示。

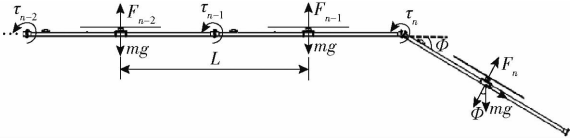


图 6 关节 k 受力分析图

Fig. 6 Joint k force analysis diagram

关节力矩的最值计算式为

$$\tau_k = \sum_{j=k}^n \left(j - k + \frac{1}{2} \right) (F_j - mg \cos \Phi) L \quad (15)$$

式中 F_j ——喷杆节 j 升力, N
 mg ——单节喷杆重力, N
 Φ ——喷杆与水平地面的夹角, $(^\circ)$
 L ——喷杆长度, m

关节力矩最值如表 5 所示。

表 5 约束条件最值

Tab. 5 The most restrictive condition

关节序号	角度/ $(^\circ)$	角速度/ $((^\circ) \cdot s^{-1})$	角加速度/ $((^\circ) \cdot s^{-2})$	力矩/ $(N \cdot m)$
1	$[-180, 180]$	± 9	± 2	± 200.0
2	$[-180, 0]$	± 9	± 2	± 192.6
3	$[-180, 0]$	± 9	± 2	± 108.4
4	$[-180, 0]$	± 9	± 2	± 48.2
5	$[-180, 0]$	± 9	± 2	± 12.0
6	$[-180, 0]$	± 9	± 2	0

3.3.3 非支配排序遗传算法

建立轨迹规划的多目标函数、运动学约束和动力学约束后, 通过 PlatEMO 平台^[23]选取 NSGA-II 算法(非支配排序遗传算法)对建立的多目标函数求解, 获取满足约束条件的 Pareto 解集^[24]。

求解过程中, 以喷杆每段轨迹的运动时间为决策变量(各变量之间相互独立), 以喷杆关节角度、角速度、角加速度和力矩范围为约束条件, 以喷杆收放过程的运动时间、能量消耗和关节冲击为相互独立的目标函数, 设置种群规模 N 为 100, 最大评价次数为 10 000。

3.3.4 多目标优化结果与分析

对建立的多目标函数求解得到喷杆收放过程的

Pareto 最优前沿^[25],如图 7 所示。Pareto 最优前沿为所有最优解的目标函数向量在目标空间中构成的曲面。

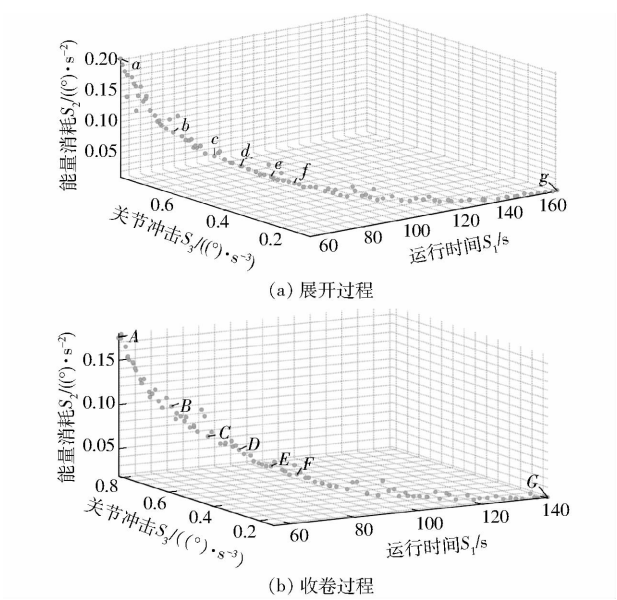


图 7 Pareto 最优前沿

Fig. 7 Pareto is at the forefront of the best

图 7a 中点 *a* 和图 7b 中点 *A* 分别表示 4 节喷杆完成展开或收卷时,运动时间最短但关节冲击和能量消耗最大的解;图 7a 中点 *g* 和图 7b 中点 *G* 分别表示 4 节喷杆完成展开或收卷时,运动时间最长但关节冲击和能量消耗最小的解。由图 7 可知,喷杆运动过程的关节冲击与能量消耗呈正相关关系,两者与运动时间呈负相关关系。

根据预期目标,从 Pareto 解集的点 *a* 和点 *A* 开始,每 5 s 的运动时间为 1 个水平,依次选取点 *a*、*b*、*c*、*d*、*e*、*f* 和点 *A*、*B*、*C*、*D*、*E*、*F* 作为喷杆展开与收卷过程的最优解集,解集中各点的目标函数取值如表 6、7 所示。

表 6 展开目标函数取值

Tab. 6 Values of expanded objective function

点	运行时间 S_1/s	能量消耗 $S_2/$ $((^\circ)\cdot\text{s}^{-2})$	关节冲击 $S_3/$ $((^\circ)\cdot\text{s}^{-3})$
<i>a</i>	56.322	0.780	0.202
<i>b</i>	61.209	0.630	0.101
<i>c</i>	66.356	0.550	0.076
<i>d</i>	71.045	0.468	0.062
<i>e</i>	76.831	0.404	0.050
<i>f</i>	81.358	0.357	0.043

3.4 直流减速电机变速控制系统

采用 STM32F103RCT6 单片机控制直流电机驱动模块(L298N)对直流减速电机进行调节,使电机转速与喷杆关节 1(图 3 中坐标系 $O_1X_1Y_1Z_1$ 所在关节)规划的角速度相同。电机转速与 PWM(Pulse

表 7 收卷目标函数取值

Tab. 7 Values of winding objective function

点	运行时间 S_1/s	能量消耗 $S_2/$ $((^\circ)\cdot\text{s}^{-2})$	关节冲击 $S_3/$ $((^\circ)\cdot\text{s}^{-3})$
<i>A</i>	54.395	0.812	0.175
<i>B</i>	59.490	0.657	0.109
<i>C</i>	64.659	0.562	0.081
<i>D</i>	69.318	0.491	0.069
<i>E</i>	74.642	0.424	0.054
<i>F</i>	79.333	0.375	0.048

width modulation) 占空比的关系为

$$\begin{cases} t_1 = (0.084\,92 - \omega)/0.068\,15 \\ t_2 = (\omega + 0.1)/0.072\,02 \end{cases} \quad (16)$$

式中 t_1 ——喷杆展开过程的 PWM 占空比

t_2 ——喷杆收卷过程的 PWM 占空比

ω ——直流减速电机角速度, $(^\circ)/\text{s}$

3.5 喷杆自动调平控制系统

喷杆自动调平控制系统由直流电源变压器(标称电压 24 V)、控制器(处理器为 STM32F103RCT6,意法半导体)、陀螺仪(MPU6050 型,深圳优信电子科技有限公司)、无刷直流电机(V3508-380KV 型,广州飞舜科技有限公司)、电调(HOBBYWING-30A 型,广州飞舜科技有限公司)、桨叶(1555 型,深圳市大疆创新科技有限公司)等组成,喷杆节 1 通过圆杆铰接件与滚筒连接,如图 8 所示。圆杆铰接件由 2 个零件组成,左边的零件通过螺栓固定在滚筒上,右边的零件与圆杆过盈配合,连接后的喷杆仅有 1 个绕铰接件轴的转动副。

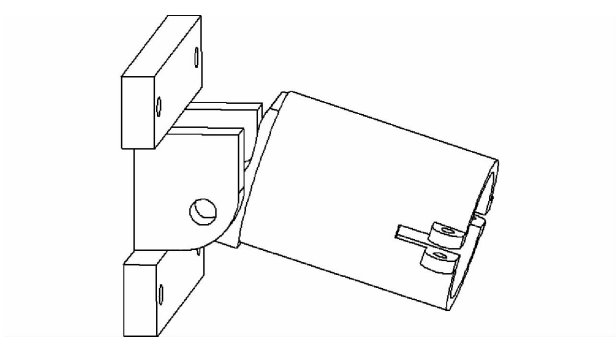


图 8 圆杆铰接件

Fig. 8 Round rod hinge

自动调平控制系统的工作原理如图 9 所示,主要为:随着滚筒转动,喷杆与水平面夹角发生改变,

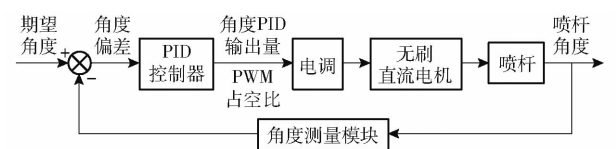


图 9 自动调平控制系统工作原理图

Fig. 9 Working principle diagram of automatic leveling control system

喷杆的角度测量模块测得角度发送到 PID 控制器，控制器根据角度偏差，求得角度 PID 输出量，调整 PWM 占空比，最后由电调控制无刷直流电机的转速。当角度偏差等于 0 时，桨叶提供使喷杆保持水平的升力。

由于要抵消旋翼转动产生的反扭力，相邻旋翼需转速相同，转动方向相反^[26]。控制系统采用 2 组角度 PID 对喷杆收放过程进行控制，其中，第 1 组角度 PID 用于控制喷杆节 1、2 上无刷直流电机转速，喷杆节 1 上角度测量模块输出角度作为第 1 组角度 PID 的反馈值；第 2 组角度 PID 用于控制喷杆节 3、4 上无刷直流电机转速，喷杆节 3 上角度测量模块输出角度作为第 2 组角度 PID 的反馈值。

3.5.1 PID 控制算法

无刷直流电机的控制方式为闭环控制，采用增量式 PID 进行电机转速控制，增量式 PID 控制算法公式为

$$\Delta u_k = u_k - u_{k-1} = K_p(e_k - e_{k-1}) + K_i e_k + K_d(e_k - 2e_{k-1} + e_{k-2}) \quad (17)$$

式中 Δu_k ——第 k 次采样时刻控制器的增量
 u_k ——第 k 次采样时刻的控制量
 K_p ——比例系数 K_i ——积分系数
 K_d ——微分系数
 e_k ——第 k 次采样时刻偏差

控制过程中，比例系数 K_p 影响控制系统的响应速度， K_p 越大，响应速度越快，但超调量也会随之增

大；积分系数 K_i 影响控制系统的精度， K_i 越大，控制精度越高，但会增加系统的振荡次数；微分系数 K_d 影响调节时间，同时影响超调量^[27]。采用试凑法，按照“先比例、再积分、后微分”的步骤对 PID 参数进行整定，过程如下：

(1)在滚筒不转情况下整定单杆 PID 参数。设置喷杆的初始角度为 -30° ，目标角度为 -10° ，进行单杆的调平试验，确定 K_{i1} 、 K_{p1} 、 K_{d1} 。

(2)在滚筒转动情况下整定喷杆节 3、4 的 PID 参数。设置喷杆节 3、4 的 PID 初始参数为 K_{i1} 、 K_{p1} 、 K_{d1} ，进行喷杆节 3、4 的收放试验，确定 K_{i2} 、 K_{p2} 、 K_{d2} 。

(3)在滚筒转动情况下整定喷杆节 1、2 的 PID 参数。设置喷杆节 1、2 的 PID 初始参数为 K_{i1} 、 K_{p1} 、 K_{d1} ，喷杆节 3、4 的 PID 参数为 K_{i2} 、 K_{p2} 、 K_{d2} ，进行喷杆节 1、2 的收放试验，确定 K_{i3} 、 K_{p3} 、 K_{d3} 。

试验中设置角度采样周期为 0.5 s，滚筒转速为 0.75 r/min。滚筒不转时选取输入阶跃信号时系统的上升时间 t_r 、调节时间 t_s 和超调量 σ 作为评价调平性能的指标，滚筒转动时主要考虑喷杆收放的稳定性，选取喷杆展出滚筒后的角度标准差 σ_{Ai} 作为评价调平性能的指标，标准差越小喷杆收放的稳定性越好。

PID 参数整定过程与结果如表 8 所示，整定后第 1 组角度 PID 的 K_{p3} 为 0.2， K_{i3} 为 0.000 1， K_{d3} 为 0.2，第 2 组角度 PID 的 K_{p2} 为 0.2， K_{i2} 为 0.000 4， K_{d2} 为 0.25。

表 8 PID 参数整定结果
Tab.8 PID parameter tuning results

指标	K_{p1} ($K_{i1} = 0, K_{d1} = 0$)					K_{i1} ($K_{p1} = 0.1, K_{d1} = 0$)					K_{d1} ($K_{p1} = 0.1, K_{i1} = 0.000\ 5$)				
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.000 3	0.000 4	0.000 5	0.000 6	0.000 7	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35
t_r/s	14.364	11.988	11.016	10.152	6.696	14.040	11.232	9.828	11.232	11.556	13.500	9.936	9.720	15.142	14.148
t_s/s	21.708	24.732	26.784	30.672	32.184	16.416	11.340	9.936	11.340	14.256	13.716	12.744	9.828	15.252	16.524
$\sigma/\%$	0.384	0.393	0.410	0.861	0.527	0.110	0.059	0.033	0.059	0.069	0.107	0.072	0.031	0.037	0.099
指标	K_{p2} ($K_{i2} = 0.000\ 5, K_{d2} = 0.25$)					K_{i2} ($K_{p2} = 0.2, K_{d2} = 0.25$)					K_{d2} ($K_{p2} = 0.2, K_{i2} = 0.000\ 4$)				
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.000 1	0.000 2	0.000 3	0.000 4	0.000 5	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35
$\sigma_{A3}/(^{\circ})$	3.232	3.036	3.200	3.553	3.615	3.449	3.252	3.081	2.975	3.036	3.243	3.048	2.975	3.215	3.396
$\sigma_{A4}/(^{\circ})$	3.487	3.223	3.481	3.805	3.906	3.646	3.412	3.356	3.169	3.223	3.148	3.234	3.169	3.459	3.492
指标	K_{p3} ($K_{i3} = 0.000\ 5, K_{d3} = 0.25$)					K_{i3} ($K_{p3} = 0.2, K_{d3} = 0.25$)					K_{d3} ($K_{p3} = 0.2, K_{i3} = 0.000\ 1$)				
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.000 1	0.000 2	0.000 3	0.000 4	0.000 5	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35
$\sigma_{A1}/(^{\circ})$	3.600	3.446	3.530	3.784	3.978	2.730	2.812	3.084	3.204	3.446	2.938	2.670	2.730	2.760	3.162
$\sigma_{A2}/(^{\circ})$	4.066	3.923	3.989	4.226	4.328	3.281	3.322	3.515	3.626	3.923	3.586	3.231	3.281	3.431	3.707

3.5.2 无刷直流电机信号自动通断控制策略

收放旋翼悬浮式喷杆时，为确保安全，建立喷杆无刷直流电机自动转动或停转的控制策略。

在喷杆关节处安装霍尔开关、磁铁和继电器，安装位置如图 1 所示。控制策略为：随着喷杆转动，当霍尔开关与磁铁之间距离小于 14 mm 时，霍尔开关

感应到磁铁，输出高电平信号控制继电器变为常闭状态，此时无刷直流电机信号线导通，桨叶转动，反之停转。从几何分析来看，已知喷杆关节的边长 d 等于 9 mm，假设喷杆节 1、2 与水平面的夹角分别为 φ 、 β ，喷杆节 1、2 之间的角度为 γ ，磁铁与霍尔开关的距离为 s 。当 γ 小于或等于 24° 时，霍尔开关与磁

铁之间距离小于或等于 14 mm,无刷直流电机转动,反之停转,其几何关系图如图 10 所示。其中 γ 与 φ 、 β 之间的关系表达式为 $\gamma = |\varphi - \beta|$, φ 和 β 可分别由安装在喷杆节 1、2 上的陀螺仪获取。

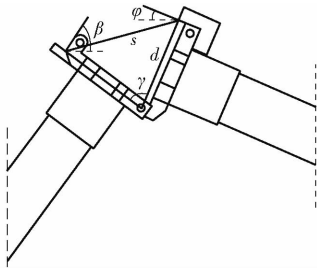


图 10 几何关系图
Fig. 10 Geometric relationship diagram

4 台架试验

4.1 试验方法与评价指标

为验证喷杆自动收放装置的可行性和喷杆收放最优轨迹的准确性,于 2022 年 8 月 1 日在广东省农业航空应用工程技术研究中心进行试验。台架试验实物图如图 11 所示。

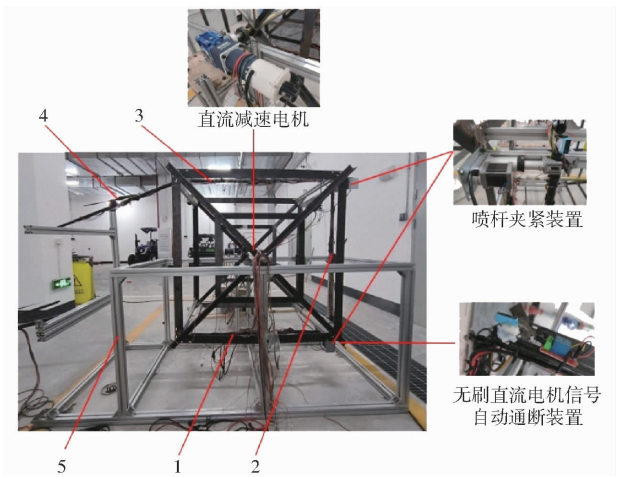


图 11 喷杆自动收放台架试验
Fig. 11 Boom automatic retractable bench test

1. 喷杆节 1 2. 喷杆节 2 3. 喷杆节 3 4. 喷杆节 4 5. 支架

试验中,4 节喷杆在直流减速电机变速控制系统、喷杆自动调平控制系统、无刷直流电机信号自动通断控制策略和喷杆夹紧装置的共同作用下,以规划好的 12 组滚筒转速分别完成 5 次收放。直流减速电机开始转动时,利用串口助手 XCOM 每隔 0.5 s 记录 1 次陀螺仪和增量式编码器的输出数据。

喷杆收放稳定性的评价指标为喷杆展出滚筒后的角度标准差,标准差越大喷杆收放的稳定性越差。

4.2 试验结果与分析

喷杆节 1、2、3、4 展出滚筒后的角度随时间变化的标准差如表 9 和表 10 所示。

表 9 展开过程角度标准差

Tab. 9 Expanding process angle standard deviation

(°)

时间/ s	角度 1 标准差	角度 2 标准差	角度 3 标准差	角度 4 标准差
56	2. 510	3. 594	3. 129	3. 536
61	2. 512	3. 420	3. 045	3. 091
66	2. 501	3. 475	3. 085	2. 965
71	2. 497	3. 380	3. 020	2. 995
76	2. 362	2. 999	2. 916	2. 676
81	2. 282	3. 112	2. 702	2. 598

表 10 收卷过程角度标准差

Tab. 10 Standard deviation of angle of winding

process

(°)

时间/ s	角度 1 标准差	角度 2 标准差	角度 3 标准差	角度 4 标准差
54	0. 808	2. 838	3. 957	4. 094
59	0. 813	2. 756	3. 891	4. 038
64	0. 845	2. 777	3. 860	3. 995
69	0. 768	2. 693	3. 647	3. 990
74	0. 708	2. 762	3. 693	4. 020
79	0. 520	2. 592	3. 424	3. 843

表示喷杆运动稳定性的喷杆角度标准差与运动时间的显著性小于 0.05,存在显著性关系,证明了轨迹规划得出的运动时间与关节冲击和能量消耗呈负相关的结论。

为保证喷杆能相对平稳且能量消耗相对较少的快速完成收放(喷杆收放的预期目标),选取 4 节喷杆展开时间为 61 s,收卷时间为 59 s 时的收放轨迹作为喷杆实际收放的最优轨迹。喷杆展开轨迹分为 3 段,对应的时间变化量结果为 22.4、18.6、20.3 s;收卷轨迹同样分为 3 段,对应的时间变化量结果为 20.2、17.7、21.6 s。进一步分析,喷杆各关节角度、角速度、角加速度、力矩随时间的变化曲线如图 12 所示,图中虚线表示最值,取值见表 5,由图可知,喷杆各关节均满足运动学和动力学约束条件。喷杆展开时,滚筒实际角速度与滚筒理论角速度关系如图 13a 所示,平均跟踪误差为 0.201(°)/s;关节 3、4、5 实际角度与规划角度关系如图 13b 所示,平均跟踪误差分别为 5.113°、5.492°、3.766°。喷杆收卷时,滚筒实际角速度与滚筒理论角速度关系如图 13c 所示,平均跟踪误差为 0.191(°)/s;关节 3、4、5 实际角度与规划角度关系如图 13d 所示,平均跟踪误差分别为 4.209°、6.201°、4.700°。试验结果表明,喷杆能较好地跟踪规划的轨迹完成收放运动。

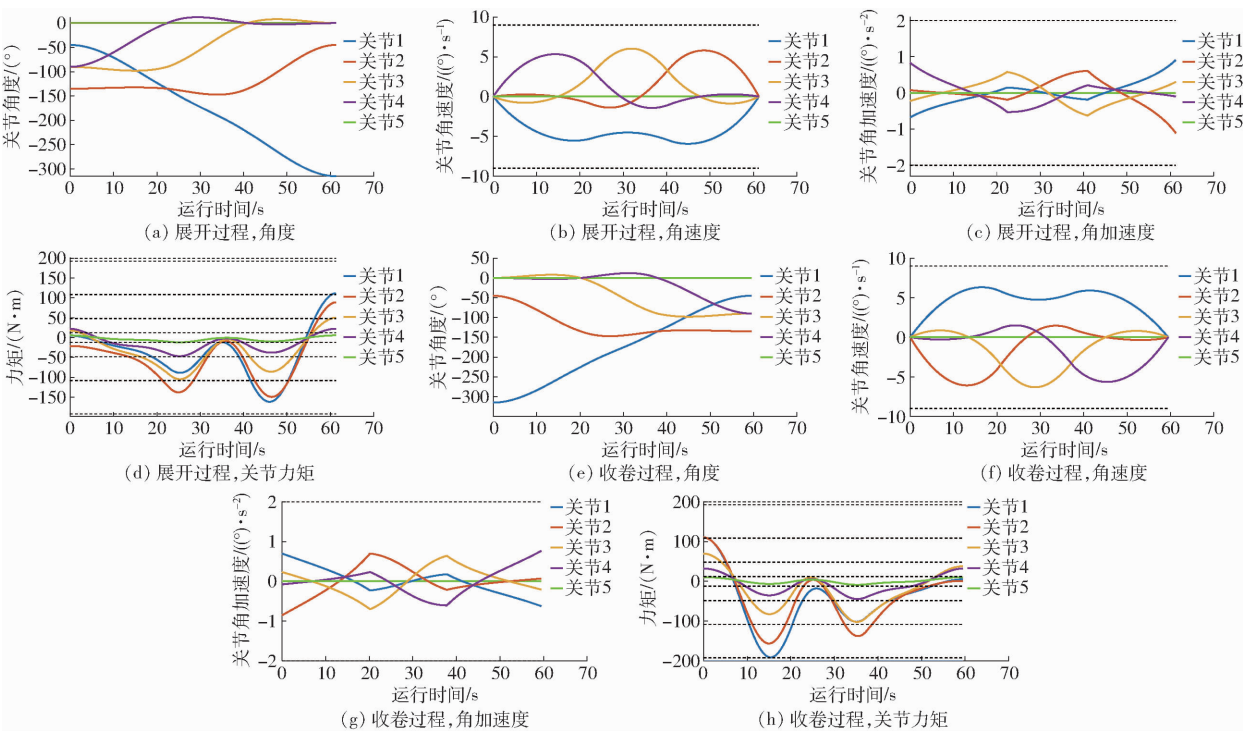


图 12 喷杆收放轨迹规划结果
Fig. 12 Boom retraction trajectory planning results

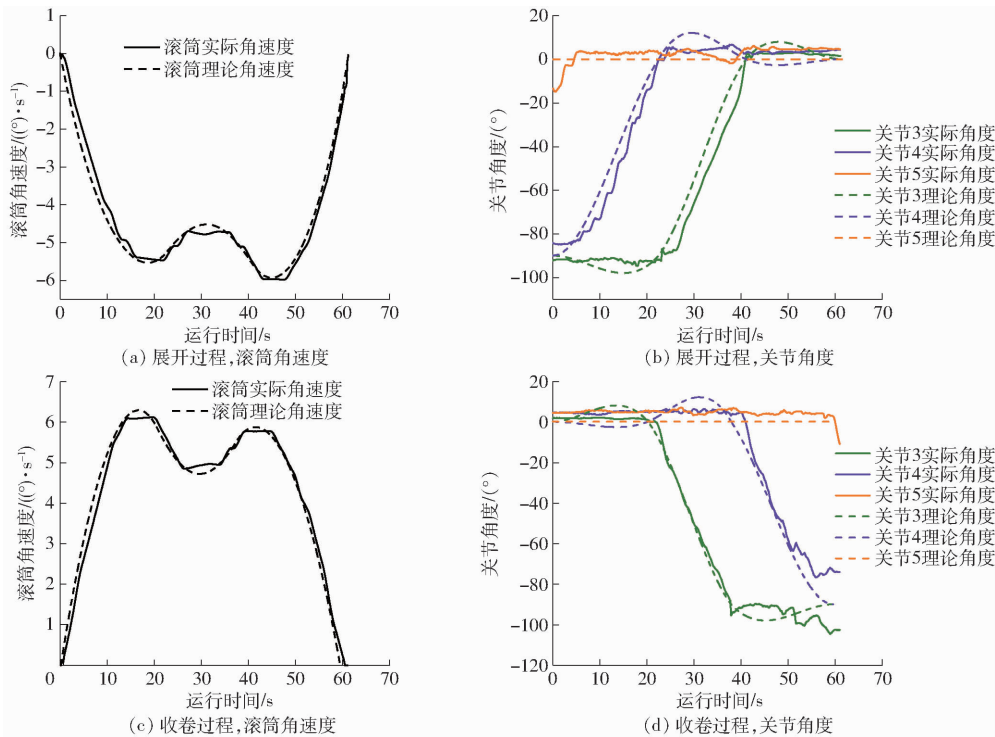


图 13 轨迹规划试验结果
Fig. 13 Trajectory planning test results

5 结论

(1) 针对旋翼悬浮式喷杆较难采用传统收放方式收放的问题,设计了一种喷杆自动收放装置,并阐述了该装置收放喷杆的工作过程。

(2) 建立了喷杆收放的运动学和动力学模型,

采用三次均匀 B 样条曲线对喷杆收放过程轨迹规划,以运动时间、关节冲击和能量消耗为多目标函数,通过 NSGA-Ⅱ 算法求解喷杆收放的最优轨迹,为喷杆的收放试验提供参考。

(3) 通过对直流减速电机变速控制、喷杆自动调平控制、喷杆夹紧装置控制和直流无刷电机信号

自动通断控制,为喷杆实际收放轨迹跟随喷杆收放最优轨迹提供了技术支持。

(4)对喷杆自动收放控制系统进行了台架试验,结果表明:运动时间 S_1 与能量消耗 S_2 、关节冲击 S_3 呈负相关关系。选取喷杆完成展开时间61 s,完成收卷时间59 s轨迹为喷杆收放的最优

轨迹时,滚筒实际角速度与规划角速度的平均跟踪误差不超过 $0.201(^{\circ})/s$,关节3、4、5实际运动角度与规划角度的平均跟踪误差不超过 6.201° ,喷杆能较好地跟踪最优轨迹完成收放。本研究验证了旋翼悬浮式喷杆自动收放装置的可行性。

参 考 文 献

- [1] CUI L F, XUE X Y, LE F X, et al. Design and experiment of electro hydraulic active suspension for controlling the rolling motion of spray boom[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2019,12(4):72-81.
- [2] 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)
- [3] 周志艳,周铭杰,陈羽立,等. 喷杆喷雾机旋翼悬浮式喷杆自动调平控制系统[J]. 农业机械学报, 2022,53(12):70-79.
ZHOU Zhiyan, ZHOU Mingjie, CHEN Yuli, et al. Automatic leveling control system of rotors hovering spray boom sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(12):70-79. (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] 孙文峰,何跃,付天鹏,等. 喷杆式喷雾机水平折叠喷杆设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022,53(2):116-127.
SUN Wenfeng, HE Yue, FU Tianpeng, et al. Design and test of horizontal folding spray boom of sprayer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(2):116-127. (in Chinese)
- [6] 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)
- [7] 吴伟斌,洪添胜,岳学军,等. 基于斜拉绳式支撑的喷雾机喷杆机构:CN101837330A[P]. 2010-09-22.
- [8] OOMS D, RUTER R, LEBEAU F, et al. Impact of the horizontal movements of a sprayer boom on the longitudinal spray distribution in field conditions[J]. Crop Protection, 2003,22(6):813-820.
- [9] 刘志刚,李政平,李洪迁,等. 高地隙自走式喷杆喷雾机的设计与试验[J]. 中国农机化学报, 2019,40(8):62-67.
LIU Zhigang, LI Zhengping, LI Hongqian, et al. Design and test of high clearance self propelled boom sprayer[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2019,40(8):62-67. (in Chinese)
- [10] 乔白羽,丁素明,薛新宇,等. 喷雾机喷杆结构的研究现状及展望[J]. 农机化研究, 2017,39(11):246-250.
QIAO Baiyu, DING Suming, XUE Xinyu, et al. The research status and prospects on the structure of spray boom[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2017,39(11):246-250. (in Chinese)
- [11] 王克奇,张维昊,罗泽,等. 击打式松果采摘机器人设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020,51(8):26-33.
WANG Keqi, ZHANG Weihao, LUO Ze, et al. Design and experiment of hitting pine cone picking robot[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020,51(8):26-33. (in Chinese)
- [12] 段书用,李昌洛,韩旭,等. 机械臂动力学分析及关节非线性摩擦模型建立[J]. 机械工程学报, 2020,56(9):18-28.
DUAN Shuyong, LI Changluo, HAN Xu, et al. Forward-inverse dynamics analysis of robot arm trajectories and development of a nonlinear friction model for robot joints[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020,56(9):18-28. (in Chinese)
- [13] 周芳芳,樊晓平,叶榛. D-H参数表生成三维机器人模型仿真系统[J]. 系统仿真学报, 2006,18(4):947-950.
ZHOU Fangfang, FAN Xiaoping, YE Zhen. 3-D virtual robotic model generated by D-H parameters[J]. Journal of System Simulation, 2006,18(4):947-950. (in Chinese)
- [14] 张昌,武玉强. 基于P-Rob六自由度机械臂运动学建模与仿真[J]. 包装工程, 2020,41(11):166-173.
ZHANG Chang, WU Yuqiang. Kinematics modeling and simulation of six degrees of freedom manipulator based on P-Rob[J]. Packaging Engineering, 2020,41(11):166-173. (in Chinese)
- [15] 叶伯生,陶婕妤,张文彬,等. 基于动力学模型的工业机器人导纳控制研究[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2020,48(8):98-102.
YE Bosheng, TAO Jieyu, ZHANG Wenbin, et al. Research on admittance control of industrial robot based on dynamics model[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2020,48(8):98-102. (in Chinese)
- [16] ALASDAIR R. Book review: introduction to robotics: mechanics and control[J]. International Journal of Electrical Engineering Education, 2004,41(4):388-388.
- [17] 金明河,李鹏浩,夏进军. 空间机械臂多目标综合轨迹规划研究[J]. 机械与电子, 2018,36(7):34-38.
JIN Minghe, LI Penghao, XIA Jinjun. Research on multi-objective comprehensive trajectory planning of space manipulator[J]. Machinery & Electronics, 2018,36(7):34-38. (in Chinese)
- [18] 贾全,张小超,苑严伟,等. 拖拉机自动驾驶系统上线轨迹规划方法[J]. 农业机械学报, 2018,49(4):36-44.
JIA Quan, ZHANG Xiaochao, YUAN Yanwei, et al. Guided trajectory planning method for tractor autopilot system[J].

- Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018,49(4):36–44. (in Chinese)
- [19] 李鹏浩. 七自由度冗余空间机械臂多目标轨迹规划研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018.
LI Penghao. Research on multi-objective trajectory planning of 7-DOF redundant space manipulator[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2018. (in Chinese)
- [20] 徐海黎, 解祥荣, 庄健, 等. 工业机器人的最优时间与最优能量轨迹规划[J]. 机械工程学报, 2010,46(9):19–25.
XU Haili, XIE Xiangrong, ZHUANG Jian, et al. Global time-energy optimal planning of industrial robot trajectories[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010,46(9):19–25. (in Chinese)
- [21] 李树荣, 张强. 计算机数控系统光滑时间最优轨迹规划[J]. 控制理论与应用, 2012,29(2):192–198.
LI Shurong, ZHANG Qiang. Smooth and time-optimal trajectory planning for computer numerical control systems[J]. Control Theory & Applications, 2012,29(2):192–198. (in Chinese)
- [22] 孙晓军, 宋代平, 林敬周, 等. 风洞上攻角机器人轨迹规划算法研究与实现[J]. 中国机械工程, 2021,32(16):1963–1971.
SUN Xiaojun, SONG Daiping, LIN Jingzhou, et al. Research and implementation of trajectory planning algorithm for attacking robots on wind tunnel[J]. China Mechanical Engineering, 2021,32(16):1963–1971. (in Chinese)
- [23] TIAN Ye, CHENG Ran, ZHANG Xingyi, et al. PlatEMO: a MATLAB platform for evolutionary multi-objective optimization[J]. IEEE Computational Intelligence Magazine, 2017,12(4):73–87.
- [24] DEB K, PRATAP A, AGARWAL S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002,6(2):182–197.
- [25] 张人会, 刘锋, 陈学炳, 等. 基于动态 RBF 代理模型与 NSGA-II 算法的离心泵叶轮优化设计[J]. 排灌机械工程学报, 2022,40(7):674–679.
ZHANG Renhui, LIU Feng, CHEN Xuebing, et al. Optimization design of centrifugal pump impeller based on dynamic RBF surrogate model and NSGA-II genetic algorithm[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2022,40(7):674–679. (in Chinese)
- [26] 刘浩蓬, 龙长江, 万鹏, 等. 植保四轴飞行器的模糊 PID 控制[J]. 农业工程学报, 2015,31(1):71–77.
LIU Haopeng, LONG Changjiang, WAN Peng, et al. Fuzzy self-adjusting proportion integration differentiation for eppo quadcopter[J]. Transactions of the CSAE, 2015,31(1):71–77. (in Chinese)
- [27] 黄磊. TBM 狭小空间换刀机器人设计与分析[D]. 大连: 大连理工大学, 2020.
HUANG Lei. Design and analysis of TBM tool-changing robot in narrow space[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2020. (in Chinese)
-
- (上接第 106 页)
- [23] 杜小强, 倪柯南, 武传宇. 基于外旋轮线轨迹的果品振动采收机构研究[J]. 农业机械学报, 2016,47(3):59–66.
DU Xiaoqiang, NI Ke'nan, WU Chuanyu. Vibratory harvesting mechanism for tree fruit based on epitrochoid[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016,47(3):59–66. (in Chinese)
- [24] 李松涛. 基于旋轮线轨迹的果品振动采收机构的设计与优化[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2019.
LI Songtao. Design and optimization of fruit vibration harvesting mechanism based on epitrochoid[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2019. (in Chinese)
- [25] 王冬, 陈度, 王书茂, 等. 基于有限元方法的整形果树振动收获机理分析[J]. 农业工程学报, 2017,33(增刊 1):56–62.
WANG Dong, CHEN Du, WANG Shumao, et al. Analysis on vibratory harvesting mechanism for trained fruit tree based on finite element method[J]. Transactions of the CSAE, 2017,33(Supp. 1):56–62. (in Chinese)
- [26] 冉斌. 平面 5R 对称并联机器人运动控制研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2011.
RAN Bin. Motion control research of plane 5R symmetrical parallel manipulator[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2011. (in Chinese)
- [27] 米建伟, 保宏, 王从思, 等. 平面二自由度冗余并联机器人同步控制[J]. 机械科学与技术, 2011,30(2):279–282,285.
MI Jianwei, BAO Hong, WANG Congsi, et al. Synchronous control of plane two-degree of freedom redundant parallel robot[J]. Mechanical Science and Technology, 2011,30(2):279–282,285. (in Chinese)
- [28] 陈开展. 油茶果树冠振动采摘装备的设计与研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2020.
CHEN Kaizhan. Design and research on canopy shaking harvester for *Camellia oleifera* fruit[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2020. (in Chinese)
- [29] LIU H T, EHSANI R, TOUDESCHI A, et al. Experimental study of vibrational acceleration spread and comparison using three citrus canopy shaker shaking tines[J]. Shock and Vibration, 2017, 2017: 1–9.
- [30] DU X, SHEN T, ZHAO L, et al. Design and experiment of the comb-brush harvesting machine with variable spacing for oil-tea camellia fruit[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2021, 14(1): 172–177.
- [31] RAFAEL R, SOLA G, FERNANDO A R, et al. The vibration behaviour of hedgerow olive trees in response to mechanical harvesting with straddle harvester[J]. Biosystems Engineering, 2019, 184: 81–89.