doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2023.05.043

6 - DOF 混联采茶机器人机构设计与动平衡分析

沈惠平[1]　吉恩成[1]　丁文芹[2]　邓嘉鸣[1]　华　耀[1]　李　涛[1]

(1. 常州大学现代机构学研究中心, 常州 213164; 2. 农业农村部南京农业机械化研究所, 南京 210014)

摘要: 为确保采茶机器人的精准采摘,研究设计安装于移动底盘的 6 - DOF 混联采茶机器人机构。根据基于方位特征的机器人机构拓扑结构设计理论,提出并设计一个 6 - DOF 混联操作手;对混联机构进行正反解位置分析;以杆长之和最小为目标函数,采用非线性规划法对机构进行杆件尺寸优化;应用有限位置法求出完全平衡时配重的质量参数与位置参数;运用遗传算法研究摆动力部分平衡优化,求出其配重质量和位置参数最优解,部分平衡优化结果表明,质心轨迹在 y、z 方向上的波动分别减少 53.72%、25.10%,总摆动力波动减少 43.33%,从而验证了部分平衡优化的有效性。为该混联采茶机器人结构设计与样机研制奠定了技术基础。

关键词: 采茶机器人; 混联机构; 尺寸优化; 摆动力平衡

中图分类号: TH113.2 - 5　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2023)05-0416-11　　**OSID**:

Mechanism Design and Dynamic Balance Analysis of 6 - DOF Hybrid Robot for Tea-picking

SHEN Huiping[1]　JI Encheng[1]　DING Wenqin[2]　DENG Jiaming[1]　HUA Yao[1]　LI Tao[1]

(1. *Research Center for Advanced Mechanisms Theory*, *Changzhou University*, *Changzhou* 213164, *China*

2. *Nanjing Institute of Agricultural Mechanization*, *Ministry of Agriculture and Rural Affairs*, *Nanjing* 210014, *China*)

Abstract: In order to ensure the precise picking of tea picking robot, the 6 - DOF hybrid tea picking robot mechanism installed on the mobile vehicle was studied and designed. According to the topological structure design theory of robot mechanism based on orientation feature, a 6 - DOF hybrid manipulator was proposed and designed. The correctness of the mechanism was confirmed by analyzing the position of the forward and inverse solutions of the hybrid mechanism. Taking the minimum sum of lengths of links as objective function, the nonlinear programming method was used to optimize the dimensions of the links of the mechanism, and the optimal dimensions of all the links were obtained. The mass parameters and position parameters of the counterweight under complete balance were obtained by using the finite position method, so that the swing was constant to 0 and the position of the total center of mass of the mechanism was constant. The genetic algorithm was used to study the partial balance optimization of the swing force, and the optimal solution of its counterweight mass and position parameters was obtained, and the minimum total swing force was obtained within a certain range. The partial balance optimization results showed that the fluctuation of the centroid trajectory in the y and z directions was decreased by 53.72% and 25.10%, respectively, and the total swing force fluctuation was decreased by 43.33%, which verified the effectiveness of the partial balance optimization. Based on the finite position method, the steps of action balance analysis laid a technical foundation for the structural design and prototype development of the hybrid tea picking robot.

Key words: robot for tea-picking; hybrid mechanism; dimension optimization; balanced pendulum force

0　引言

2020 年我国以水果、茶叶等为主的种植面积约 1.7×10^8 hm^2,产量达 2.6×10^8 t,占全球果、茶产量的 50%,成为世界第一的果(苹果、梨等)、茶等特经作物生产大国。其中,果、茶等生长的丘陵山

收稿日期: 2022 - 09 - 17　修回日期: 2022 - 10 - 18

基金项目: 江苏省产业前瞻与关键核心技术重点项目(BE2021016 - 2)

作者简介: 沈惠平(1965—),男,教授,博士生导师,主要从事机构学及并联机构研究,E-mail: shp65@126.com

区所占耕地比例在 60% 以上，且果、茶园地势不平坦，田间情况比较复杂。采摘机器人不仅可解决收获环节的劳动力替代问题，而且可保证采摘的效率与质量。

国内外学者已研究了一些采茶机器人及其技术。杜岳峰等[1]分析了农业机械智能化设计技术；顾宝兴等[2]研发设计了一种智能移动水果采摘机器人，它主要由智能移动平台、采摘机械臂、末端执行器、横向滑移机构和控制系统组成；秦广明等[3]设计了一种由茶叶图像摄取识别装置、控制电路板、智能采茶机器手、茶叶回收装置等组成的自走式智能田间采茶机器人；范元瑞[4]设计了一种 Delta 并联式自动采茶机，它安装于履带底盘小车，通过视觉相机识别适采叶芽并确定采摘点，以能耗为指标，利用 Lamé 曲线和 Bézier 曲线对轨迹规划曲线进行参数优化；尚凯歌[5]设计一种具有选择性采摘的名优茶采摘机器人设计方案，对其机械结构设计和运动学进行分析，并进行控制系统设计；WANG 等[6]设计了一种由四轮独立转向、5 自由度收获、导航和双目立体视觉系统组成的番茄采摘机器人，提升了采摘效率和精度；周天娟等[7]分析了设计果蔬采摘机器人需解决的主要问题是识别和定位果实，在不损害果实植株的条件下，按照一定的标准完成果蔬的收获。傅隆生等[8]研究了棚架式栽培模式自然生长条件下簇生猕猴桃无损采摘机器人末端执行器；周增产等[9]发明了移动式黄瓜收获机器人样机，该样机由行走车、机械手、视觉系统和末梢执行器组成；高凤[10]设计了采茶机器人的并联机构和末端执行器，并对其进行了运动学分析；陆怀民[11]研制了林木球果采集机器人，该机器人采用履带式拖拉机作行走机构，上部安装 6 自由度机械手，提升了采摘效率，降低了作业难度；HAYASHI 等[12]发明了由圆柱形机械手、末端执行器、机器视觉单元、存储单元和移动单元组成的草莓收获机器人，可大幅提升采摘成功率；ARMADA 等[13]设计一个用于水果采摘和搬运板条箱的完全自主机器人；卢伟等[14]设计了新颖的柑橘采摘机械手和末端执行器，并进行了运动学分析及仿真；高浩等[15]设计一种猕猴桃采摘机构，具有识别、夹持和扭转的功能。

在机构优化设计方面，叶柳等[16]以机构最大高度、急回特性和最大加速度为优化目标，使用惩罚函数和复合形法相结合的优化算法对六连杆冷温锻压力机传动机构进行尺寸优化；吕明青等[17]以滑块速度波动、压力角、侧向力和机构机械增益为优化性能指标，通过统一量纲和线性加权的方式构造出反映综合性能的多目标优化函数，采用遗传算法对六连杆传动机构进行了多目标优化设计。

综上可知，目前对用于非结构环境下精准采摘用 6－DOF 混联采茶机构的研究还较少。本文设计一种 6－DOF 混联采茶机器人，可用于茶园内任意位姿的茶叶采摘；对其进行运动学分析和机构杆长的尺寸优化，并利用有限位置法对其进行摆动力完全平衡设计；用遗传算法对该机构进行部分平衡优化。同时，分别验证摆动力完全平衡设计的正确性，以及部分平衡优化的良好结果。

1　6－DOF 混联采茶机构设计与位置分析

1.1　机构描述

根据基于方位特征（POC）的机器人机构拓扑结构设计理论[18]，设计一个 6 自由度的混联操作手[19]，如图 1 所示。

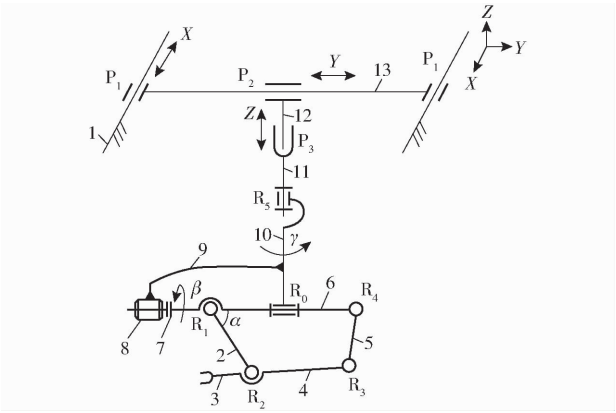

图 1　6－DOF 混联采茶操作手

Fig. 1　6－DOF tea picking operator

1. 机架　2、6、12. 构件　3. 手抓　4. 连杆　5. 曲柄　7. 联轴器　8. 电机　9. 支承板　10. 铅垂动臂　11. 铅垂梁　13. 水平横梁

其中，机构串联部分包括：水平横梁通过两端移动副 P_1 悬挂在固定于机架的两平行导轨上，设定静坐标系原点 O 固定在平行导轨末端，可作前后移动（X 方向）；通过移动副 P_2 悬挂于水平横梁可作左右移动（Y 方向）；构件的上端通过移动副 P_3 与铅垂梁连接，可作上下移动（Z 方向）；铅垂动臂的上端通过转动副 R_5 与铅垂梁的下端连接，从而可绕铅垂梁的轴线转动（γ）。这样，串联机构部分可实现三平移一转动（$X-Y-Z-\gamma$）的独立运动。

机构并联部分包括：铅垂动臂的下端通过转动副 R_0 与平面四杆机构（即：$R_1 \parallel R_2 \parallel R_3 \parallel R_4$）的底边构件 6 连接，即平面四杆机构整体可绕铅垂动臂上的转动副 R_0 轴线转动；构件 6 的左端通过联轴器与电机连接，而电机安装于铅垂动臂的支承板上，构件 2 上安装手抓。这样，手抓可实现绕转动副 R_0 的转动 β 和绕 R_2 轴线的转动 α。

于是，6－DOF 混联操作手可实现三平移三转

动(3T3R)的输出运动($X-Y-Z-\gamma+\alpha-\beta$)。

该 6-DOF 混联采茶机器人将安装于如图 2 所示的移动底盘正下方。已研制完成的移动底盘允许串联模组负责大范围内运动,其中 X、Y、Z 方向移动的最大距离分别为 600、800、200 mm,绕 Z 轴转动的角度可达 360°;而并联部分转动角 β 可在[0°, 300°]之间变化,α 可在[0°, 45°]之间变化。因此,该 6-DOF 混联采茶机器人可对茶叶任意位姿进行采摘。



图 2 安装 6-DOF 混联采茶机器人的行走移动底盘

Fig. 2 Installing traveling mobile chassis of 6-DOF hybrid tea picking robot

图 2 为履带式多动能机架样机,混联操作手悬挂于其正下方,其工作原理为:当行走的移动底盘移动到一片采茶区域时,采茶机器人末端的摄像头(安装在采茶剪刀的附近)识别出茶叶的位置与姿态,其信号反馈给控制系统,赋予 6 个伺服电机开始运动,从而使采茶剪刀能以任意姿态到达茶园空间任意位置的茶根部进行精准采摘。

1.2 机构位置分析

6-DOF 混联采茶机器人机构的坐标系建立及各参数标注,如图 3 所示,其中,并联部分的 $l_{FH}=l_1$、$l_{HJ}=l_2$、$l_{JG}=l_3$、$l_{FG}=l_4$、$l_{HP}=l_1'$;串联部分的横向导轨长度 $l_{AB}=l_7$、纵向导轨长度 l_8、竖直连杆长度 $l_{CD}=l_6$、竖直连杆长度 $l_{DE}=l_5$。

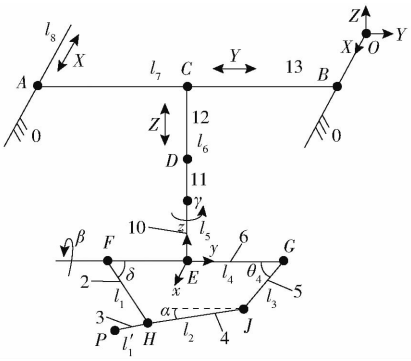

图 3 6-DOF 混联机构运动学建模

Fig. 3 Kinematic modeling of 6-DOF hybrid mechanism

进一步,x、y、z 方向的直线移动输入分别为 S_1、S_2、S_3,绕 z 轴转角为 γ;平面四杆机构整体绕转动副 R_0 轴线的转角为 β,手抓 3 绕转动副 R_2 轴线旋转的角度为 α,输入转角为 θ_4,设手抓 3 与水平方向的辅助夹角为 δ。

在右侧静导轨上建立静坐标系 $OXYZ$,易知,$A=(S_1,-l_7,0)$,$B=(S_1,0,0)$,$C=(S_1,-S_2,0)$,$D=(S_1,-S_2,-S_3)$,$E=(S_1,-S_2,-S_3-l_5)$。

1.3 机构正解求解

已知:3 个移动输入 S_1、S_2、S_3 和 3 个转动输入角 θ_4、β、γ,求:手抓上点 P 的位置 $P=(x,y,z)$ 及其姿态(α,β,γ)。

以平面四杆机构构件 6 之中点 E 为原点建立动坐标系 $oxyz$,则在 $oxyz$ 中,设四杆机构的初始位置在平面 yoz 上,各点坐标:$E^*=(0,0,0)$、$F^*=(0,-l_4/2,0)$、$G^*=(0,l_4/2,0)$、$J^*=(0,l_4/2-l_3\cos\theta_4,-l_3\sin\theta_4)$、$H^*=(0,l_4/2-l_3\cos\theta_4-l_2\cos\alpha,-l_3\sin\theta_4-l_2\sin\alpha)$、$P^*=(0,l_4/2-l_3\cos\theta_4-(l_2+l_1')\cos\alpha,-l_3\sin\theta_4-(l_2+l_1')\sin\alpha)$。

其中,α、δ 的计算可由几何约束关系 $l_{HJ}=l_2$ 建立的位置方程整理,并简化得

$$A_1\sin\alpha+B_1\cos\alpha+C_1=0$$

则有

$$\alpha=2\arctan\frac{A_1\pm\sqrt{A_1^2+B_1^2-C_1^2}}{B_1-C_1} \tag{1}$$

其中

$$A_1=2l_2l_3\sin\theta_4$$

$$B_1=-2l_2(l_4-l_3\cos\theta_4)$$

$$C_1=l_2^2+(l_4-l_3\cos\theta_4)^2+2l_2l_3\sin\theta_4\sin\alpha-l_1^2+l_3^2\sin^2\theta_4$$

同时,也有

$$A_2\sin\delta+B_2\cos\delta+C_2=0$$

则

$$\delta=2\arctan\frac{A_2\pm\sqrt{A_2^2+B_2^2-C_2^2}}{B_2-C_2} \tag{2}$$

其中

$$A_2=-2l_1l_3\sin\theta_4\quad B_2=-2l_1(l_4-l_3\cos\theta_4)$$

$$C_2=l_1^2-l_2^2+(l_4-l_3\cos\theta_4)^2+l_3^2\sin^2\theta_4$$

在动坐标 yoz 平面上,四杆机构各坐标转换到静坐标系 $OXYZ$ 的坐标为

$$(F,G,J,H,P)^{\mathrm{T}}=\boldsymbol{T}\times(F^*,G^*,J^*,H^*,P^*)^{\mathrm{T}}+\boldsymbol{l}_{Oo'}$$

其中

$$\boldsymbol{T}=\begin{bmatrix}\cos\gamma\cos\beta & -\sin\gamma & \cos\gamma\sin\beta\\ \sin\gamma\cos\beta & \cos\gamma & \sin\gamma\sin\beta\\ -\sin\beta & 0 & \cos\beta\end{bmatrix}$$

式中 $\boldsymbol{T}$——动坐标系相对于静坐标系的旋转矩阵[20]

$\boldsymbol{l}_{Oo'}$——动平台原点 o 在静坐标系下的位置矢量

则各点坐标在静坐标系的坐标分别为

$$\boldsymbol{F}=\begin{bmatrix}\frac{l_4}{2}\sin\gamma+S_1\\ -\frac{l_4}{2}\cos\gamma-S_2\\ -S_3-l_5\end{bmatrix}\quad \boldsymbol{G}=\begin{bmatrix}-\frac{l_4}{2}\sin\gamma+S_1\\ \frac{l_4}{2}\cos\gamma-S_2\\ -S_3-l_5\end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{J}=\begin{bmatrix}-\sin\gamma\left(\frac{l_4}{2}-l_3\cos\theta_4\right)-l_3\sin\theta_4\cos\gamma\sin\beta+S_1\\ \cos\gamma\left(\frac{l_4}{2}-l_3\cos\theta_4\right)-l_3\sin\theta_4\sin\gamma\sin\beta-S_2\\ -l_3\sin\theta_4\cos\beta-S_3-l_5\end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{H}=\begin{bmatrix}-\sin\gamma\left(\frac{l_4}{2}-l_3\cos\theta_4-l_2\cos\alpha\right)+\cos\gamma\sin\beta(-l_3\sin\theta_4-l_2\sin\alpha)+S_1\\ \cos\gamma\left(\frac{l_4}{2}-l_3\cos\theta_4-l_2\cos\alpha\right)+\sin\gamma\sin\beta(-l_3\sin\theta_4-l_2\sin\alpha)-S_2\\ \cos\beta(-l_3\sin\theta_4-l_2\sin\alpha)-S_3-l_5\end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{P}=\begin{bmatrix}-\sin\gamma\left[\frac{l_4}{2}-l_3\cos\theta_4-(l_2+l_1')\cos\alpha\right]+\cos\gamma\sin\beta[-l_3\sin\theta_4-(l_2+l_1')\sin\alpha]+S_1\\ \cos\gamma\left[\frac{l_4}{2}-l_3\cos\theta_4-(l_2+l_1')\cos\alpha\right]+\sin\gamma\sin\beta[-l_3\sin\theta_4-(l_2+l_1')\sin\alpha]-S_2\\ \cos\beta[-l_3\sin\theta_4-(l_2+l_1')\sin\alpha]-S_3-l_5\end{bmatrix}$$

1.4　机构位置反解求解

已知：动平台上点 $P=(x,y,z,\alpha,\beta,\gamma)$，求输入参数 θ_4、β、γ、S_1、S_2及 S_3。

(1)由 α 求 θ_4

由式(1)整理并简化得

$$A_3\sin\theta_4+B_3\cos\theta_4+C_3=0$$

则有

$$\theta_4=2\arctan\frac{A_3\pm\sqrt{A_3^2+B_3^2-C_3^2}}{B_3-C_3}\tag{3}$$

其中　$A_3=2l_2l_3\sin\alpha$　$B_3=2l_3(l_2\cos\alpha-l_4)$

$$C_3=l_3^2+(l_2\cos\alpha-l_4)^2+l_2^2\sin^2\alpha-l_1^2$$

(2)β、γ 为独立转动，显然 β、γ 易知。

(3)由点 P 的位置 $P=(x,y,z,\alpha,\beta,\gamma)$，求 S_1、S_2、S_3为

$$\begin{cases}S_1=x+\sin\gamma\left[\frac{l_4}{2}-l_3\cos\theta_4-(l_2+l_1')\cos\alpha\right]-\\ \qquad\cos\gamma\sin\beta[-l_3\sin\theta_4-(l_2+l_1')\sin\alpha]\\ S_2=-y+\cos\gamma\left[\frac{l_4}{2}-l_3\cos\theta_4-(l_2+l_1')\cos\alpha\right]+\\ \qquad\sin\gamma\sin\beta[-l_3\sin\theta_4-(l_2+l_1')\sin\alpha]\\ S_3=-z+\cos\beta[-l_3\sin\theta_4-(l_2+l_1')\sin\alpha]-l_5\end{cases}\tag{4}$$

1.5　正逆解验算

设该机构结构参数为：$l_1=200$ mm，$l_2=250$ mm，$l_3=150$ mm，$l_4=400$ mm，$l_1'=50$ mm，$\beta=30°$，$\gamma=50°$。取输入位移 S_1、S_2、S_3分别为 65、55、75 mm。

设输入角 $\theta_4=40°$，由式(1)、(2)求得该机构的位置正解为 $\alpha_1=-59.970\,5°$，$\alpha_2=22.599\,6°$。此时，点 P 坐标为(167.311 3，－34.254 8，16.432 6) mm 与(143.940 7，－259.419 7，－308.341 8) mm。

进一步，将 $\alpha_1=-59.970\,5°$，$\alpha_2=22.599\,6°$代式(3)、(4)得到该机构位置逆解如表 1 所示。

表 1　位置逆解数值

Tab. 1　Inverse solution value of position

序号	α/(°)	θ_4/(°)	S_1/mm	S_2/mm	S_3/mm
1	－59.970 5	37.108 6	59.531 8	54.305 9	80.167 1
2	－59.970 5	39.320 1	63.737 1	54.865 7	76.227 9
3	22.599 6	－99.177 6	92.763 8	237.888 0	286.751 0
4	22.599 6	40.003 9	65.000 9	55.002 5	75.002 2

表 1 中的第 4 组数值与正解一样，因此，正、逆解公式推导正确。

2　杆长优化

为了达到较高速采摘，同时减轻整个移动底盘正上方的悬挂质量，需要质量较轻的采摘机械手。因 2－DOF 的并联模块为一个需要整体绕水平 Y 轴大转动(β)的平面四杆机构，因此，其杆件材料采用高强度的工业铝 7076，同时优化构件杆长。这样，在完全满足其运动要求和采摘效率的要求下，使其材料最少、杆件总长最短，成为较实用的选择方法。

2.1　设计变量

为简化优化过程，某些杆件长度由结构所需预先确定，剩余杆件长度由优化来确定，具体为：

(1)预先确定的参数主要为串联部分的尺寸参数，即：横向导轨长度 $l_{AB}=l_7=700$ mm、纵向导轨长度 $l_8=650$ mm；竖直连杆长度 $l_{CD}=l_6=100$ mm，竖直连杆 2 长度 $l_{DE}=l_5$，可在长度 0～50 mm 范围内变化，其外部长度变化范围为 0～150 mm。

(2)优化确定的参数主要为并联部分参数：设

置 $l_{FC}=l_4=400$、300、200、150 mm，$l_{HP}=l_1'=50$ mm，因此，只需优化 3 根杆长度，即 l_1、l_2、l_3。

因此，整个 6－DOF 机器人机构优化的设计变量为 $\boldsymbol{x}=[x_1 \quad x_2 \quad x_3]=[l_1 \quad l_2 \quad l_3]$。

2.2 目标函数

目标函数 $f(\boldsymbol{x})$ 为机构总杆长（各杆件长度之和）最小，即 $\min f(\boldsymbol{x})=l_1+l_2+l_3$。

2.3 约束条件

机构尺寸的具体要求为：①长×宽×高：650 mm×700 mm×500 mm。②移动量：$X\leqslant$700 mm；$Y\leqslant$650 mm；$Z\leqslant$150 mm。③转角：$\alpha\leqslant90°$；$0°\leqslant\beta\leqslant90°$；$0°\leqslant\gamma\leqslant360°$。

（1）杆长约束条件（l_3、l_4分别为最短杆长、最长杆长）

$$g_1(\boldsymbol{x})=l_3-l_2\leqslant0 \tag{5}$$

$$g_2(\boldsymbol{x})=l_3-l_1\leqslant0 \tag{6}$$

$$g_3(\boldsymbol{x})=l_3-l_4\leqslant0 \tag{7}$$

$$g_4(\boldsymbol{x})=l_2-l_4\leqslant0 \tag{8}$$

$$g_5(\boldsymbol{x})=l_1-l_4\leqslant0 \tag{9}$$

$$g_6(\boldsymbol{x})=l_3+l_4-l_1-l_2\leqslant0 \tag{10}$$

（2）传动角约束条件（$\angle FHJ$ 为传动角）

$$g_7(\boldsymbol{x})=\arccos\frac{l_1^2+l_2^2-(l_3+l_4)^2}{2l_1l_2}-\gamma_{\max}\leqslant0 \tag{11}$$

$$g_8(\boldsymbol{x})=\gamma_{\min}-\arccos\frac{l_1^2+l_2^2-(l_4-l_3)^2}{2l_1l_2}\leqslant0 \tag{12}$$

其中 $\gamma_{\min}=45°$，$\gamma_{\max}=135°$。

2.4 优化结果

由上述优化模型（式（5）～（12）），运用非线性规划的 fmincon 求解最优方法，求得最长杆长 $l_4=150$ mm 时的优化杆长，优化前后各杆参数如表 2 所示。

表 2 优化前后杆长参数比较

Tab. 2 Comparison of rod length parameters before and after optimization

参数	l_1/mm	l_2/mm	l_3/mm	$f(\boldsymbol{x})$/mm
优化前	400.00	350.00	250.00	1 000.00
优化后	107.90	95.42	45.42	248.74
优化效果/%	－73.03	－72.74	－81.83	－75.126

由表 2 可知，机构参数优化后，3 根杆的长度均有明显缩短，总长度比优化前减少 751.26 mm，大大减少了采茶机器人的制造成本，并使采茶机构的尺度参数更加合理。同时，对其进行仿真分析，满足实际运动要求。

3 机构摆动力完全平衡分析

移动底盘平均速度为 0.5 m/s，6－DOF 混联采摘机器人末端操作平均速度为 1.0～1.5 m/s，可见其采摘速度较快。因整个机器人、特别是并联部分属于非对称布置，其高速运动情况下所产生的震动力较大，不仅会影响采摘机器人的性能和寿命，而且会影响采摘速度、精度和效率。因此，需要对整个悬挂的并联操作手进行动平衡分析和计算，移动行走机器人机架平均速度为 0.5 m/s，6－DOF 混联采茶机构的末端操作手空载时平均速度为 1.5 m/s，可见其保证了采摘效率，速度较快。因此，在速度运动较快的情况下，并联部分同时采用非对称布置，其高速运动下所产生的偏心力与偏心距较大，从而增加了采茶机械手的不稳定并引起振动，影响其采摘精度和机械使用寿命。因此，需要对整个悬挂的并联操作手进行动平衡分析，完全平衡是给杆件添加其他位置和远超杆件本身质量，使得整个机构的质心位置在运动时保持恒定，从而使摆动力为 0。

3.1 有限位置法

有限位置法[21－22]是对树枝构件添加配重以实现摆动力完全平衡，平衡时，机构在任意位置上的总质量矩为同一常量。因此，可取若干个位置上的质量矩建立线性方程组，即为摆动力完全平衡条件。

3.2 机构添加配重位置建模

图 4 为 6－DOF 混联采茶机构的摆动力平衡配重设计方案，其中，p_i、q_i（$i=1,2,3,4$）为各杆件重心位置参数。

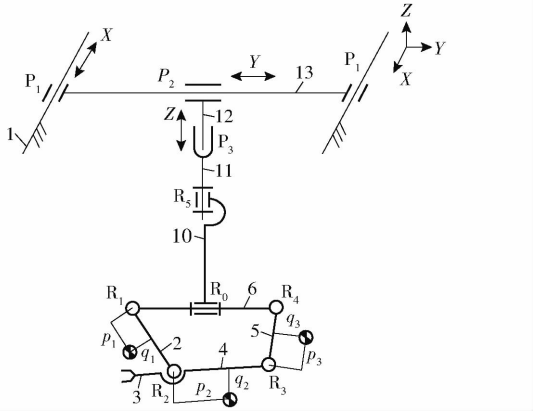

图 4 机构配重方案

Fig. 4 Counterweight scheme of mechanism

3.3 机构未平衡时总质量矩

该机构由并联部分的平面四杆机构和串联部分组成，对本机构而言，主要由并联部分产生摆动力，故对该部分进行平衡分析。

设 m_i、r_i（$i=1,2,3,4$）分别表示构件 i 质量、质心位置。

构件 1、2、3、4 质心位置分别为

$$\boldsymbol{r}_1=\begin{bmatrix}0\\ -\frac{l_4}{2}+p_1\cos(-\theta_1)-q_1\sin(-\theta_1)\\ p_1\sin(-\theta_1)+q_1\cos(-\theta_1)\end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{r}_2=\begin{bmatrix}0\\ \frac{l_4}{2}-l_3\cos\theta_4+p_2\cos(\pi+\alpha)-q_2\sin(\pi+\alpha)\\ -l_3\sin\theta_4+p_2\sin(\pi+\alpha)+q_2\sin(\pi+\alpha)\end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{r}_3=\begin{bmatrix}0\\ \frac{l_4}{2}+p_3\cos(\pi+\theta_4)-q_3\sin(\pi+\theta_4)\\ p_3\sin(\pi+\theta_4)+q_3\cos(\pi+\theta_4)\end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{r}_4=[0\quad 0\quad 0]$$

因此，并联部分平面四杆机构总质量矩为

$$\boldsymbol{MR}=m_1\boldsymbol{r}_1+m_2\boldsymbol{r}_2+m_3\boldsymbol{r}_3+m_4\boldsymbol{r}_4$$

式中　$\boldsymbol{M}$——构件 1、2、3、4 总质量

$\boldsymbol{R}$——平面四杆机构总质心位置

则有

$$\begin{cases}\boldsymbol{MR}_x=0\\ \boldsymbol{MR}_y=m_1\left(-\frac{l_4}{2}+p_1\cos\theta_1+q_1\sin\theta_1\right)+\\ \qquad m_2\left(\frac{l_4}{2}-l_3\cos\theta_4-p_2\cos\alpha+q_2\sin\alpha\right)+\\ \qquad m_3\left(\frac{l_4}{2}-p_3\cos\theta_4+q_3\sin\theta_4\right)\\ \boldsymbol{MR}_z=m_1(-p_1\sin\theta_1+q_1\cos\theta_1)+\\ \qquad m_2(-l_3\sin\theta_4-p_2\sin\alpha-q_2\cos\alpha)+\\ \qquad m_3(-p_3\sin\theta_4-q_3\cos\theta_4)\end{cases}$$

在不同位置 θ_{ik} 时，机构总质量矩可写为

$$\begin{cases}\boldsymbol{MR}_x=0\\ \boldsymbol{MR}_y=\frac{l_4}{2}(-m_1+m_2+m_3)+m_1p_1\cos\theta_{1k}+\\ \qquad m_1q_1\sin\theta_{1k}-m_2p_2\cos\alpha_{1k}+m_2q_2\sin\alpha_{1k}-\\ \qquad (m_3p_3+m_2l_3)\cos\theta_{4k}-m_3q_3\sin\theta_{4k}\\ \boldsymbol{MR}_z=m_1q_1\cos\theta_{1k}-m_1p_1\sin\theta_{1k}-m_2q_2\cos\alpha_{1k}-\\ \qquad m_2p_2\sin\alpha_{1k}-m_3q_3\cos\theta_{4k}-(m_3p_3+\\ \qquad m_2l_3)\sin\theta_{4k}\end{cases}\tag{13}$$

式中　θ_{ik}、α_{ik}——在不同机构运动位置时构件位置角

i——构件编号

k——机构运动位置编号

3.4　摆动力完全平衡条件及其配重参数求解

3.4.1　机构平衡后总质量矩

对树枝构件 1、2、3 进行配重，连枝构件 4 不添加配重。因此，机构添加配重后总质量矩为

$$\begin{cases}\boldsymbol{MR}'_x=0\\ \boldsymbol{MR}'_y=\frac{l_4}{2}(-m_1-m_1^*+m_2+m_2^*+m_3+m_3^*)+\\ \qquad (m_1p_1+m_1^*p_1^*)\cos\theta_{1k}+(m_1q_1+m_1^*q_1^*)\sin\theta_{1k}-\\ \qquad (m_2p_2+m_2^*p_2^*)\cos\alpha_{1k}+(m_2q_2+m_2^*q_2^*)\sin\alpha_{1k}-\\ \qquad [m_3p_3+m_3^*p_3^*+(m_2+m_2^*)l_3]\cos\theta_{4k}-\\ \qquad (m_3q_3+m_3^*q_3^*)\sin\theta_{4k}\\ \boldsymbol{MR}'_z=(m_1q_1+m_1^*q_1^*)\cos\theta_{1k}-(m_1p_1+m_1^*p_1^*)\sin\theta_{1k}-\\ \qquad (m_2q_2+m_2^*q_2^*)\cos\alpha_{1k}-(m_2p_2+m_2^*p_2^*)\sin\alpha-\\ \qquad (m_3q_3+m_3^*q_3^*)\cos\theta_{4k}-[m_3p_3+m_3^*p_3^*+\\ \qquad (m_2+m_2^*)l_3]\sin\theta_{4k}\end{cases}\tag{14}$$

式中　m_i^*——机构配重质量

p_i^*——机构配重位置质心与端点水平距离

q_i^*——机构配重位置质心与端点垂直距离

3.4.2　机构摆动力完全平衡条件

机构总质量矩为零时，机构摆动力完全平衡，即

$$\boldsymbol{MR}=\sum_{i=1}^{11}m_ir_i=\text{const}$$

基于有限位置法进行摆动力完全平衡时，有限的任一位置质量矩恒为一个常数。则有

$$\begin{cases}[\boldsymbol{MR}_x]_j-[\boldsymbol{MR}_x]_0=0\\ [\boldsymbol{MR}_y]_j-[\boldsymbol{MR}_y]_0=0\\ [\boldsymbol{MR}_z]_j-[\boldsymbol{MR}_z]_0=0\end{cases}\quad(j=1,2,3,4,5,6,7)$$

式中　$[\boldsymbol{MR}_x]_j$、$[\boldsymbol{MR}_y]_j$、$[\boldsymbol{MR}_z]_j$——机构在 j 位置时在 x、y、z 方向上的质量矩分量

$[\boldsymbol{MR}_x]_0$、$[\boldsymbol{MR}_y]_0$、$[\boldsymbol{MR}_z]_0$——机构初始位置时在 x、y、z 方向上的质量矩分量

即

$$\begin{cases}[\boldsymbol{MR}_x]_k=0\\ [\boldsymbol{MR}_y]_k=f_1\Delta C_{1j}+f_2\Delta S_{1j}-f_3\Delta C_{\alpha 1j}+f_4\Delta S_{\alpha 1j}-\\ \qquad f_5\Delta C_{4j}+f_6\Delta S_{4j}\\ [\boldsymbol{MR}_z]_k=f_7\Delta C_{1j}-f_8\Delta S_{1j}-f_9\Delta C_{\alpha 1j}-f_{10}\Delta S_{\alpha 1j}-\\ \qquad f_{11}\Delta C_{4j}-f_{12}\Delta S_{4j}\end{cases}\tag{15}$$

其中　$\Delta C_{ij}=\cos\theta_{ij}-\cos\theta_{i0}\quad\Delta S_{ij}=\sin\theta_{ij}-\sin\theta_{i0}$

$f_1=m_1p_1+m_1^*p_1^*\quad f_2=m_1q_1+m_1^*q_1^*$

$f_3=m_2p_2+m_2^*p_2^*\quad f_4=m_2q_2+m_2^*q_2^*$

$$f_5 = m_3 p_3 + m_3^* p_3^* + (m_2 + m_2^*) l_3$$

$$f_6 = m_3 q_3 + m_3^* q_3^* \quad f_7 = m_1 q_1 + m_1^* q_1^*$$

$$f_8 = m_1 p_1 + m_1^* p_1^* \quad f_9 = m_2 q_2 + m_2^* q_2^*$$

$$f_{10} = m_2 p_2 + m_2^* p_2^* \quad f_{11} = m_3 q_3 + m_3^* q_3^*$$

$$f_{12} = m_3 p_3 + m_3^* p_3^* + (m_2 + m_2^*) l_3$$

式中 f_i——各构件配重参数系数

3.5 机构摆动力完全平衡数值求解

由第 2 节优化后杆长参数可知：$l_1 = 107.9$ mm，$l_2 = 95.42$ mm，$l_3 = 45.42$ mm，$l_4 = 150$ mm，$l_1' = 50$ mm。

各杆件的质量参数：$m_1 = 0.125\ 34$ kg，$m_2 = 0.109\ 66$ kg，$m_3 = 0.046\ 82$ kg，$m_4 = 1.782\ 42$ kg，$m_1' = 0.062\ 63$ kg。

各构件的质心位置参数为：设每个杆件均为均质杆，其质心为杆件的几何中心，即 $p_i = l_i/2$（$i = 1, 2, 3, 4$），$q_i = 0$（$i = 1, 2, 3, 4$），具体为：$p_1 = 53.95$ mm，$p_2 = 47.71$ mm，$p_3 = 22.71$ mm，$p_4 = 75$ mm，$p_1' = 25$ mm。

由式(14)可知，共有 6 个未知数，每个位置可有 2 个位置方程。因此，需要 3 组位置方程才能求解，即需要 4 个位置。在 4 个位置上分别取驱动角 θ_4 为 0°、20°、40°、60°，计算得到完全相同的构件配重参数，为

$$\Delta C_{1j} = (\Delta C_{11}, \Delta C_{12}, \Delta C_{13}) = (-0.121\ 0, -0.098\ 4, -0.066\ 9)$$

$$\Delta S_{1j} = (\Delta S_{11}, \Delta S_{12}, \Delta S_{13}) = (0.106\ 2, 0.118\ 6, 0.108\ 7)$$

$$\Delta C_{2j} = (\Delta C_{21}, \Delta C_{22}, \Delta C_{23}) = (0.148\ 4, 0.137\ 1, 0.101\ 8)$$

$$\Delta S_{2j} = (\Delta S_{21}, \Delta S_{22}, \Delta S_{23}) = (-0.085\ 0, -0.114\ 3, -0.118\ 9)$$

$$\Delta C_{3j} = (\Delta C_{31}, \Delta C_{32}, \Delta C_{33}) = (-0.060\ 3, -0.173\ 6, -0.266\ 0)$$

$$\Delta S_{3j} = (\Delta S_{31}, \Delta S_{32}, \Delta S_{33}) = (0.342\ 0, 0.300\ 8, 0.223\ 2)$$

将各杆件杆长、质量、质心位置参数及 ΔC_{ij}、ΔS_{ij}，代入式(14)中，此时，取不同组输入角位置时，求解得到构件 1、2、3 的配重参数为

$$\begin{cases} m_1^* p_1^* = -m_1 p_1 \\ m_1^* q_1^* = -m_1 q_1 \end{cases} \tag{16}$$

$$\begin{cases} m_2^* p_2^* = -m_2 p_2 \\ m_2^* q_2^* = -m_2 q_2 \end{cases} \tag{17}$$

$$\begin{cases} m_3^* p_3^* = -m_3 p_3 - (m_2 + m_2^*) l_3 \\ m_3^* q_3^* = -m_3 q_3 \end{cases} \tag{18}$$

显然，机构摆动力平衡参数主要有：m_i^*、p_i^*、q_i^*（$i = 1$、2、3），且知，当给定其中若干配重参数时，其他配重参数均可通过式(16)～(18)求出。

3.6 摆动力完全平衡效果验证

采用机构质心位置和摆动力总量及其分量都保持恒定的方法，验证摆动力完全平衡的正确性。

机构总质心为

$$\begin{cases} x_s = \dfrac{1}{M}\sum_{\mu=1}^{n-1} m_\mu x_{s\mu} \\ y_s = \dfrac{1}{M}\sum_{\mu=1}^{n-1} m_\mu y_{s\mu} \\ z_s = \dfrac{1}{M}\sum_{\mu=1}^{n-1} m_\mu z_{s\mu} \end{cases} \tag{19}$$

机构总摆动力为

$$\begin{cases} F_x = M\ddot{x}_s \\ F_y = M\ddot{y}_s \\ F_z = M\ddot{z}_s \end{cases} \tag{20}$$

其中 $$M = \sum_{\mu=1}^{n-1} m_\mu$$

式中 m_μ——各构件质量　　μ——构件编号

n——活动构件数

$\ddot{x}_s$、$\ddot{y}_s$、$\ddot{z}_s$——机构总质心在 x、y、z 轴上的加速度分量

为验证机构平衡后效果，选取机构中各树枝构件配重为 $m_1^* = m_2^* = m_3^* = 0.05$ kg。

将各树枝构件配重分别代入式(16)～(18)，可得到机构各构件的配重位置参数 p_i^* 分别为：$p_1^* = -135.24$ mm、$p_2^* = -104.64$ mm、$p_3^* = -166.30$ mm；$q_i^* = 0$（$i = 1$、2、3）。

3.6.1 摆动力平衡前后质心轨迹对比

将所设置的配重质心位置和质量参数代入式(19)，并用 Matlab 绘制摆动力完全平衡前后机构总质心轨迹及其在 x、y、z 方向上的轨迹，如图 5 所示。由图 5a 可知，平衡前，机构总质心的波动面域较大；平衡后，机构总质心在点(0,21.6,0)mm 处保持静止。由图 5b 可知，平衡前后，质心在 x 方向的轨迹保持不变，即质心在 yoz 平面上运动。由图 5c、5d 可知，平衡前，机构总质心在 y、z 轴方向的质心轨迹波动极差（曲线中最大值与最小值之差）分别为 24.2、24.1 mm；平衡后，机构总质心轨迹在 y、z 方向上都保持静止。

3.6.2 摆动力平衡前后机构总摆动力

将所设置的配重质心位置和质量参数代入式(20)，并用 Matlab 绘制出摆动力完全平衡前后机构的总摆动力及其在 x、y、z 方向上的摆动分力，如图 6 所示。

由图 6 可知，平衡前，机构摆动力在 x、y、z 方向

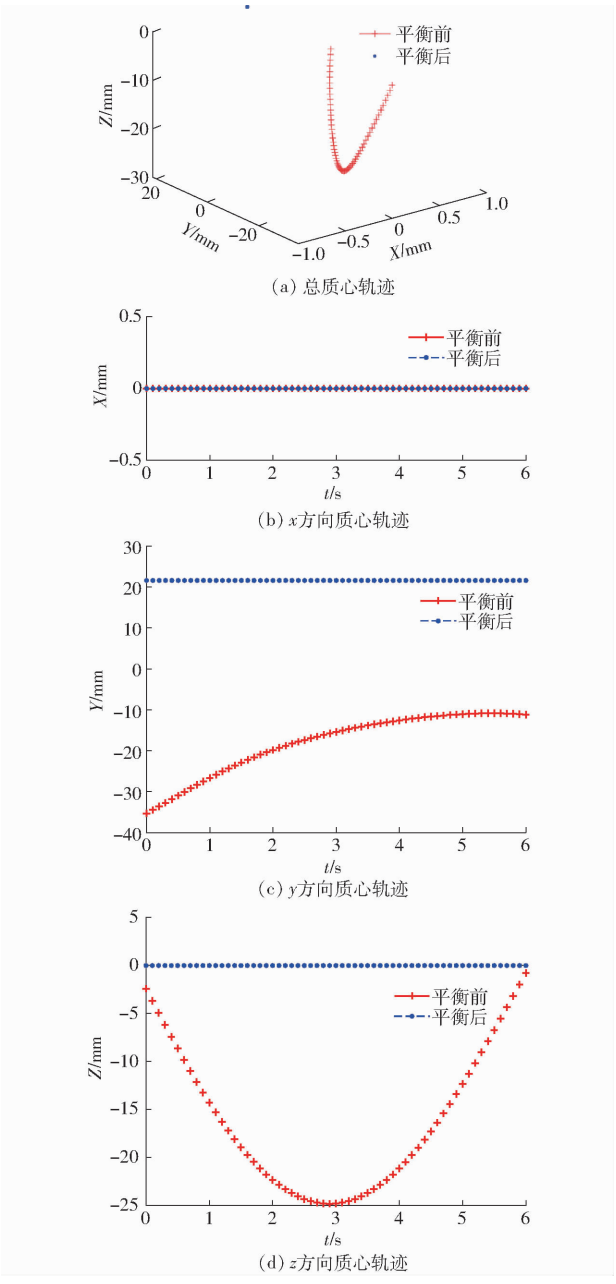

图 5　摆动力完全平衡前后机构总质心轨迹对比

Fig. 5　Comparison of locus of total center of mass of mechanism before and after complete balance of swing force

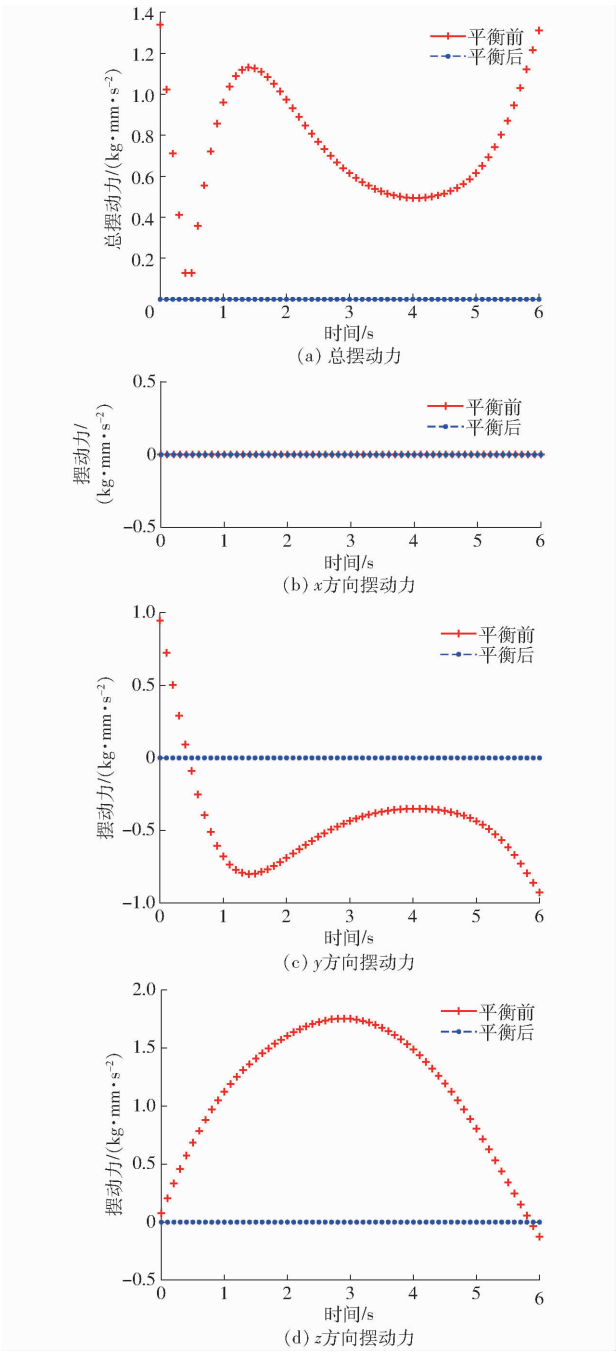

图 6　摆动力完全平衡前后机构摆动力对比

Fig. 6　Comparison of shaking forces of mechanism before and after full balance of shaking forces

的极差分别为 0、1.88、1.88 kg·mm/s^2，总摆动力极差为 1.2 kg·mm/s^2。平衡后，机构对机架的作用力为零。

综上可知：平衡后机构总质心位置不变，且对机架的作用力为零。因此，摆动力完全平衡的有限位置法有效。

完全平衡可使得整个机构的质心位置在运动过程中保持恒定，从而使摆动力为零，但添加的质量超过杆件本身的质量；在实际应用时，一般采取在合适的位置上布置较小的质量，使得整个机构所产生的摆动力最小，因此，常采用对整个机构进行摆动力部分平衡设计与优化。

4　机构摆动力部分平衡优化设计

从基于有限位置法的机构摆动力完全平衡后的效果可以看出，机构所配重的质心位置参数已远超机构杆长，使机构额外质量增大。因此，从实际应用的角度出发，仅对摆动力进行部分平衡优化即可，即所增加的配重质心位置和质量参数都设置在可接受的范围之内，达到部分平衡。

遗传算法（GA）相较于其他的优化算法，具有目标群体大、优化计算更加精确的优点。因此，应用遗传算法对该机构进行摆动力部分平衡优化。

4.1 优化模型

4.1.1 机构目标函数确定

目标函数取为总机构摆动力均方根最小,即

$$\min f(t)=\sqrt{\frac{1}{t}\int_0^t F_s^2\mathrm{d}t} \tag{21}$$

其中 $$F_s^2=F_x^2+F_y^2+F_z^2$$

式中 F_x、F_y、F_z——摆动力在 x、y、z 方向上的分量

4.1.2 设计变量和约束条件确定

摆动力平衡优化的设计变量为 $\boldsymbol{x}=(m_1^*,m_2^*,m_3^*,p_1^*,p_2^*,p_3^*)$。

将配重质量设置为杆质量的 0.2 ~ 5 倍,配重位置为杆长的 0 ~ 1 倍,如表 3 所示。

表 3 设计变量及其约束条件

Tab.3 Design variables and their constraints

参数	数值	参数	数值
m_1^*/kg	0.01 ~ 0.627 2	p_1^*/mm	0 ~ 107.9
m_2^*/kg	0.01 ~ 0.548 3	p_2^*/mm	0 ~ 95.42
m_3^*/kg	0.01 ~ 0.234 1	p_3^*/mm	0 ~ 45.42

4.2 优化过程

4.2.1 算法基本参数及优化结果

遗传算法基本参数为:种群规模 20、最大迭代次数 147、交叉概率 0 ~ 1、变异概率 0 ~ 1、摆动权重 0.4、加速系数 2、缩放因子 0 ~ 1、交叉因子 0.8 ~ 1。

将设置的配重质心位置和质量代入式(21),利用 Matlab 算法工具箱,计算出优化结果如表 4 所示。

表 4 部分平衡优化结果

Tab.4 Partial balance optimization results

参数	数值	参数	数值
m_1^*/kg	0.506 5	p_1^*/mm	22.589 3
m_2^*/kg	0.021 5	p_2^*/mm	52.233 6
m_3^*/kg	0.122 5	p_3^*/mm	42.402 5

4.2.2 摆动力部分平衡后与平衡前对比

(1)总质心轨迹

由图 7a 可知,机构部分平衡前后,机构总质心轨迹区域大大减少,其在 x、y、z 的质心轨迹如图 7b ~ 7d 所示。

由表 5 可知,摆动力部分平衡后,机构总质心轨迹在 y、z 方向上的波动分别减少 53.72%、25.10%,其中,机构在 y 轴方向上的质心轨迹波动优化效果最优。

(2)摆动力部分平衡前后机构摆动力

如图 8a 所示,在 x、y、z 方向上的摆动力即 F_x、F_y、F_z,x、y、z 的部分摆动力如图 8b ~ 8d 和表 6 所示。

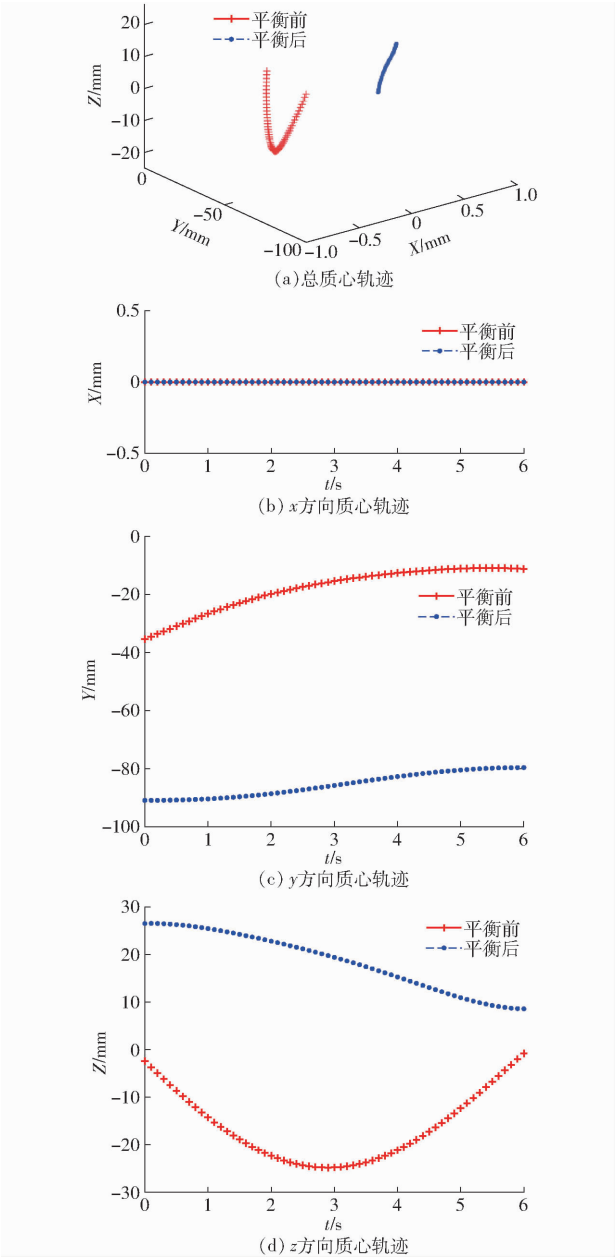

图 7 摆动力部分平衡前后质心轨迹对比

Fig.7 Comparison of center of mass trajectories before and after partial balancing of pendulum force

表 5 质心轨迹在各方向上优化效果

Tab.5 Optimization effect of center of mass track in all directions

		最大值/mm	最小值/mm	极差/mm	η/%
R_y	平衡前	-35.00	-10.80	24.20	53.72
	优化后	-79.65	-90.85	11.20	
R_z	平衡前	-0.900	-25.00	24.10	25.10
	优化后	26.55	8.50	18.05	

注:$\eta=\dfrac{\Delta S'}{\Delta S''}$,其中,$\Delta S''$表示平衡前机构总质心轨迹在 x、y、z 方向上波动极差;$\Delta S'$表示平衡前后的极差之差,质心轨迹在 x、y、z 方向上的波动即 R_x、R_y、R_z。

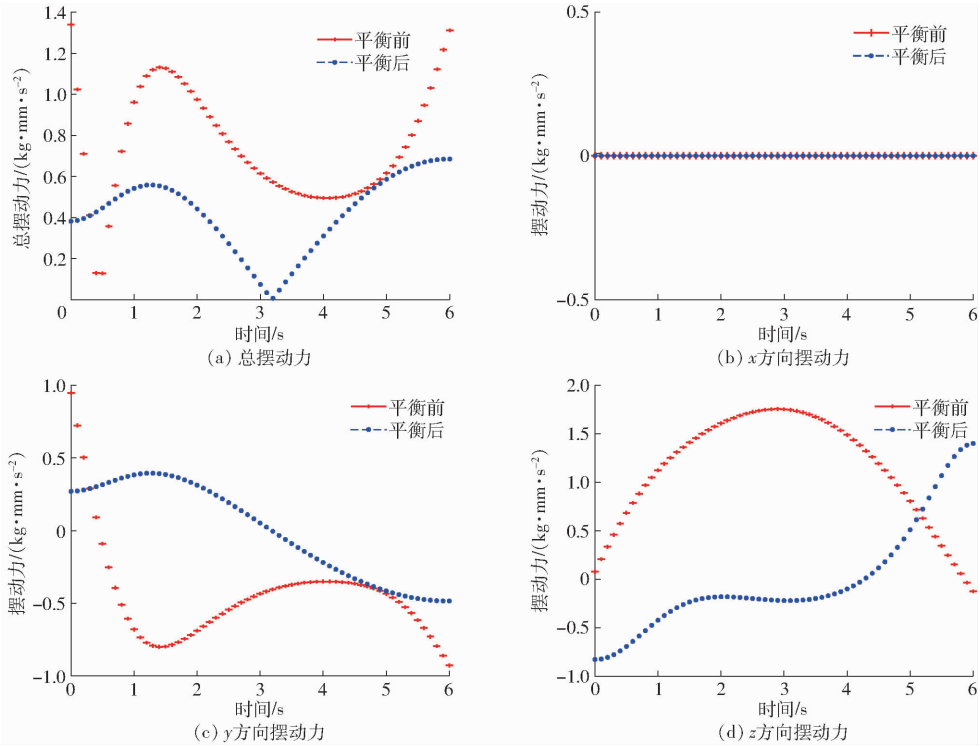

图 8　摆动力部分平衡前后总摆动力对比

Fig. 8　Comparison of total swing force before and after partial balance of swing force

表 6　摆动力在各方向上的优化效果

Tab. 6　Optimization effects of swing force in each direction

		最大值/(kg·mm·s⁻²)	最小值/(kg·mm·s⁻²)	极差/(kg·mm·s⁻²)	γ_1/%
F_y	平衡前	0.94	−0.94	1.88	52.66
	优化后	0.40	−0.49	0.89	
F_z	平衡前	1.75	−0.13	1.88	−17.02
	优化后	1.38	−0.82	2.20	
F	平衡前	1.33	0.13	1.20	43.33
	优化后	0.68	0	0.68	

由图 8 和表 6 可知，摆动力部分平衡优化后，虽然在 z 方向上的优化效果一般，但总摆动力整体优化效果比较明显，证明了摆动力部分平衡优化的有效性。

5　结论

（1）提出了一种安装于移动底盘的 6－DOF 混联采茶机器人机构，机构具有较好的新颖性；并对机构进行了位置正逆解计算及验证。

（2）运用非线性规划法，以机构总杆长最短为优化目标对机构杆长进行优化，优化效果较为显著。

（3）采用有限位置法对该机构的摆动力进行完全平衡设计和分析；又运用遗传算法对机构进行摆动力部分平衡优化设计，优化后质心轨迹在 y、z 方向上的波动分别减小 53.72%、25.10%，而摆动力在 y、z 方向上的波动分别减小 52.66%、−17.02%，总摆动力减小 43.33%，达到部分平衡优化的目的。

参　考　文　献

[1] 杜岳峰，傅生辉，毛恩荣，等. 农业机械智能化设计技术发展现状与展望[J]. 农业机械学报，2019，50(9)：1－17.
DU Yuefeng, FU Shenghui, MAO Enrong, et al. Development situation and prospects of intelligent design for agricultural machinery[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(9): 1－17. (in Chinese)

[2] 顾宝兴，姬长英，王海青，等. 智能移动水果采摘机器人设计与试验[J]. 农业机械学报，2012，43(6)：153－160.
GU Baoxing, JI Changying, WANG Haiqing, et al. Design and experiment of intelligent mobile fruit picking robot[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(6): 153－160. (in Chinese)

[3] 秦广明，赵映，肖宏儒，等. 4CZ－12 智能采茶机器人设计及田间试验[J]. 中国农机化学报，2014，35(1)：152－156，169.
QIN Guangming, ZHAO Ying, XIAO Hongru, et al. 4CZ－12 intelligent tea picking robot design and field test[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2014, 35(1): 152－156, 169. (in Chinese)

[4] 范元瑞. 并联式自动采茶机的设计与研究[D]. 青岛：青岛科技大学，2019.
FAN Yuanrui. Design and research of parallel automatic tea picker[D]. Qingdao: Qingdao University of Science and Technology, 2019. (in Chinese)

[5] 尚凯歌. 茶叶采摘机器人机械结构设计及控制系统研究[D]. 长春：长春理工大学，2019.

SHANG Kaige. Mechanical structure design and control system research of tea picking robot[D]. Changchun: Changchun University of Technology, 2019. (in Chinese)
[6] WANG L, ZHAO B, FAN J. Development of a tomato harvesting robot used in greenhouse[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2017, 10(4): 140 - 149.
[7] 周天娟,张铁中. 果蔬采摘机器人技术研究进展和分析[J]. 农业机械,2006(22):38 - 39.
[8] 傅隆生,张发年,槐岛芸德,等. 猕猴桃采摘机器人末端执行器设计与试验[J]. 农业机械学报,2015,46(3):1 - 8.
FU Longsheng, ZHANG Fanian, GEJIMA Y, et al. Development and experiment of end-effector for kiwifruit harvesting robot[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(3): 1 - 8. (in Chinese)
[9] 周增产,BONTSEMA J, VAN KOLLENBURG-GRISAN L. 荷兰黄瓜收获机器人的研究开发[J]. 农业工程学报,2001, 17(6):77 - 80.
ZHOU Zengchan, BONTSEMA J, VAN KOLLENBURG-GRISAN L. Development of cucumber harvesting robot in Netherlands [J]. Transactions of the CSAE, 2001, 17(6): 77 - 80. (in Chinese)
[10] 高凤. 名优茶并联采摘机器人结构设计与仿真[D]. 南京:南京林业大学,2013.
GAO Feng. Structural design and simulation of famous and high-quality tea parallel picking robot[D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2013. (in Chinese)
[11] 陆怀民. 林木球果采集机器人设计与试验[J]. 农业机械学报, 2001, 32(6):52 - 54,58.
LU Huaimin. Design and test of collecting robot of conifer cone[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001, 32(6): 52 - 54, 58. (in Chinese)
[12] HAYASHI S, SHIGEMATSU K, YAMAMOTO S, et al. Evaluation of a strawberry-harvesting robot in a field test[J]. Biosystems Engineering, 2010, 105(2): 160 - 171.
[13] ARMADA M A, MUSCATO G, PRESTIFILIPPO M, et al. A prototype of an orange picking robot: past history, the new robot and experimental results[J]. Industrial Robot an International Journal, 2005, 32(2): 128 - 138.
[14] 卢伟,宋爱国,蔡健荣,等. 柑橘采摘机器人结构设计及运动学算法[J]. 东南大学学报(自然科学),2011,41(1): 95 - 100.
LU Wei, SONG Aiguo, CAI Jianrong, et al. Structural design and kinematics algorithm research for orange harvesting robot[J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition), 2011, 41(1): 95 - 100. (in Chinese)
[15] 高浩,王虎,陈平. 猕猴桃采摘机器人的研究与设计[J]. 农机化研究,2013,35(2):73 - 76.
GAO Hao, WANG Hu, CHEN Ping. Research and design of kiwifruit picking robot[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2013, 35(2): 73 - 76. (in Chinese)
[16] 叶柳,丁武学,孙宇,等. 六连杆冷温锻压力机传动机构优化设计[J]. 锻压技术,2020,45(10):112 - 116,136.
YE Liu, DING Wuxue, SUN Yu, et al. Optimal design of transmission mechanism for a six-link cold and warm forging press [J]. Forging & Stamping Technology, 2020, 45(10): 112 - 116, 136. (in Chinese)
[17] 吕明青,邵珠峰,徐道春,等. 基于遗传算法的六连杆机构尺寸优化设计[J]. 锻压技术,2022,47(7):184 - 193.
LÜ Mingqing, SHAO Zhufeng, XU Daochun, et al. Six-bar linkage size optimization design based on genetic algorithm[J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47(7): 184 - 193. (in Chinese)
[18] 杨廷力,罗玉峰,沈惠平,等. 机器人机构拓扑机构设计[M]. 北京:科学出版社,2012:8 - 54.
[19] 李菊,吉恩成,丁文芹,等. 一种完全运动解耦的六自由度混联操作手:202210851010.0[P]. 2022 - 07 - 20.
[20] 沈惠平. 机器人机构拓扑特征运动学[M]. 北京:高等教育出版社,2021.
[21] 杨廷力. 机械系统基本理论:结构学,运动学,动力学[M]. 北京:机械工业出版社,1996.
[22] 沈惠平,聂亚彪,李菊,等. 基于有限位置法的冲压机构摆动力完全平衡设计[J]. 农业机械学报,2021,52(4):384 - 391,426.
SHEN Huiping, NIE Yabiao, LI Ju, et al. Design and analysis of complete shaking force balance of stamping mechanism based on finite position method[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(4): 384 - 391, 426. (in Chinese)

(上接第 415 页)

[24] 宋孟军, 张明路. 多足仿生移动机器人并联机构运动学研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(3): 200 - 206.
SONG Mengjun, ZHANG Minglu. Kinematic analysis for parallel mechanism of bionic-mobile robot[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(3): 200 - 206. (in Chinese)
[25] 韩博, 许允斗, 姚建涛, 等. 双层环形桁架可展天线机构运动特性与动力学分析[J]. 兵工学报, 2020, 41(4): 810 - 821.
HAN Bo, XU Yundou, YAO Jiantao, et al. Kinematic characteristics and dynamics analysis of a double-ring truss deployable antenna mechanism[J]. Acta Armamentarii, 2020, 41(4): 810 - 821. (in Chinese)
[26] HAN B, XU Y D, YAO J T, et al. Design and analysis of a scissors double-ring truss deployable mechanism for space antennas[J]. Aerospace Science and Technology, 2019, 93: 105357.
[27] 韩博, 韩媛媛, 许允斗, 等. 剪叉式过约束双环桁架可展天线机构的构型设计与自由度分析[J]. 机器人, 2019, 41(3): 362 - 371, 383.
HAN Bo, HAN Yuanyuan, XU Yundou, et al. Configuration design and mobility analysis of the scissors overconstrained double-ring truss deployable antenna mechanism[J]. Robot, 2019, 41(3): 362 - 371, 383. (in Chinese)