

给袋式包装机取袋机构运动学分析*

杨传民¹ 刘铭宇² 汪浩² 田少龙²

(1.天津商业大学机械工程学院,天津 300134; 2.河北工业大学机械工程学院,天津 300131)

摘要: 为了使给袋式包装机能够精准、平稳、快速地实现取袋、送袋功能,通过建立取袋机构数学模型,对其末端执行器进行了运动分析,得出了末端执行器的位移、速度、加速度解析式,基于计算结果,总结出了其运动规律和存在的缺陷,进而对其运动规律进行了改进,利用 Matlab 得到取袋机构的运动学曲线图,并对改进前、后的结果进行了对比。对比结果表明:改进后的位移、速度、加速度曲线均得到了改善,使取袋机构具有良好的运动特性,达到了预期的目标。

关键词: 包装机 取袋机构 运动学分析

中图分类号: TH112; TB486 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)S2-0161-06

Kinematic Analysis of Bag-picking Mechanism in Automatic Bag-delivering Packaging Machine

Yang Chuanmin¹ Liu Mingyu² Wang Hao² Tian Shaolong²

(1. School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Commerce, Tianjin 300134, China

2. School of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300131, China)

Abstract: In order to make bag pick and send accurately, reposefully and fleetly in automatic bag-delivering packaging machine, based on the mathematical model of mechanism for bag-picking, the kinematics characteristics of end actuator were analyzed. The calculation formulas of displacement, velocity and acceleration of end actuator for bag-picking were deduced. Based on the above calculation, the motions and defects of mechanism for bag-picking were summarized and improved. The kinematics curves of bag-picking mechanism were obtained with Matlab and the original results were compared with the improved one. The contrasting result showed that the curves of displacement, velocity and acceleration of modified mechanism for bag-picking were improved. The better kinematic characteristics were gotten and the expected goals were achieved.

Key words: Packing machine Bag-picking mechanism Kinematics analysis

引言

给袋式包装机逐步取代手工包装,使大型企业、中小规模企业实现了包装自动化,有效提高了生产效率,降低了成本^[1]。提高包装速度一直是业内人士针对包装机改进升级的研究热点。给袋式包装机的工作流程包括取袋、打码、撑袋、装填、热封、整形,

其中取袋工序是后续工序能够顺利进行的基础,需要具有很好的运动和动力性能才能保证 40 袋/min 的包装速度。

本文对取袋机械手进行运动学分析^[2],得出双凸轮-摆杆组合机构的运动规律,分析执行机构的运动可靠性,并对末端执行器的运动轨迹进行优化设计,提升其性能指标,进而提高给袋式包装机生产效率。

收稿日期: 2013-06-20 修回日期: 2013-07-15

*“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2012BAD32B04)

作者简介: 杨传民,教授,博士,主要从事机械设计及理论和包装工程研究,E-mail: ychmin@tjcu.edu.cn

1 取袋组合机构组成及系统运动分析的总
体方案

图 1 为 2 自由度双凸轮-摆杆串并链轮联组合机构^[3~5]组成的取袋机械手,C 点为取袋夹手闭合取袋时取袋点位置。该机构的主要功能是将包装袋

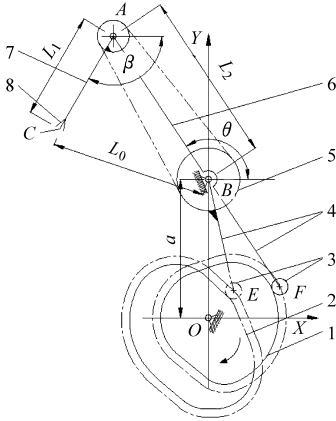


图 1 取袋机械手机构简图

Fig. 1 Sketch of bag-picking manipulator mechanism

1. 凸轮 1 2. 凸轮 2 3. 摆杆滚子 4. 摆杆 5. 链轮 6. 大臂
7. 小臂 8. 取袋夹手

由给袋槽传送到主转盘上进行填料包装,该机构是由一根主轴带动固定在轴上的 2 个联动凸轮等速转动,分路传动。其中凸轮 1 驱动摆杆转动并与机械手大臂固结而摆动;凸轮 2 的摆杆驱动主动链轮转动,再通过链传动使得从动链轮输出运动,从动链轮与机械手小臂固结而使小臂摆动。机械手由给袋槽送到取袋夹手时,送袋轨迹须满足末端与豎直方向相切,才能将袋豎直送入取袋夹手,最后将其夹紧。本文首先由凸轮的已知轮廓线得到凸轮从动件的运动规律^[6],求得末端执行器的运动规律,再通过改进从动件的运动规律^[7],求得末端执行器的运动规律,把两种结果进行对比,得出结论。

2 凸轮 1 与凸轮 2 相关参数数学模型

2.1 凸轮 1 驱动摆杆摆角数学模型

凸轮 1 为升-停-降-停型凸轮,其实际轮廓线由推程阶段、远休止阶段、回程阶段、近休止阶段组成,利用最小二乘法原理^[8]拟合凸轮的实际轮廓线,进而求得理论轮廓线方程。将 F 点的坐标代入到凸轮 1 的理论轮廓线方程得

$$\begin{cases} [l\sin(\omega t + \varphi_0 - \varphi) - a\sin\omega t + a_1]^2 + [a\cos\omega t - l\cos(\omega t + \varphi_0 - \varphi) + b_1]^2 - c_1^2 = 0 & \left(t \in \left(0 \sim \frac{\eta_1}{\omega}\right)\right) \\ a_2[l\sin(\omega t + \varphi_0 - \varphi) - a\sin\omega t] + b_2[a\cos\omega t - l\cos(\omega t + \varphi_0 - \varphi)] + c_2 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\eta_1}{\omega} \sim \frac{\eta_2}{\omega}\right)\right) \\ [l\sin(\omega t + \varphi_0 - \varphi) - a\sin\omega t + a_3]^2 + [a\cos\omega t - l\cos(\omega t + \varphi_0 - \varphi) + b_3]^2 - c_3^2 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\eta_2}{\omega} \sim \frac{\eta_3}{\omega}\right)\right) \\ a_4[l\sin(\omega t + \varphi_0 - \varphi) - a\sin\omega t] + b_4[a\cos\omega t - l\cos(\omega t + \varphi_0 - \varphi)] + c_4 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\eta_3}{\omega} \sim \frac{\eta_4}{\omega}\right)\right) \\ [l\sin(\omega t + \varphi_0 - \varphi) - a\sin\omega t + a_5]^2 + [a\cos\omega t - l\cos(\omega t + \varphi_0 - \varphi) + b_5]^2 - c_5^2 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\eta_4}{\omega} \sim \frac{\eta_5}{\omega}\right)\right) \\ [l\sin(\omega t + \varphi_0 - \varphi) - a\sin\omega t + a_6]^2 + [a\cos\omega t - l\cos(\omega t + \varphi_0 - \varphi) + b_6]^2 - c_6^2 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\eta_5}{\omega} \sim \frac{2\pi}{\omega}\right)\right) \end{cases} \quad (1)$$

已知凸轮 1 摆杆长 $l = 270 \text{ mm}$,摆心距 $a = 290 \text{ mm}$,凸轮角速度 $\omega = 60 (\text{ }^\circ)/\text{s}$, $r_0 = 163 \text{ mm}$,凸轮 1 转角 $\eta_i (i = 1, 2, 3, 4, 5)$, $a_1 = -49.19 \text{ mm}$, $b_1 = -26.14 \text{ mm}$, $c_1 = 107.5 \text{ mm}$, $a_2 = 16.37$, $b_2 = -49.98$, $c_2 = 6153.31 \text{ mm}$, $a_3 = 0$, $b_3 = 0$, $c_3 = 117 \text{ mm}$, $a_4 = 48.39$, $b_4 = 58.38$, $c_4 = 8879.51 \text{ mm}$, $a_5 = -33.09 \text{ mm}$, $b_5 = 79.38 \text{ mm}$, $c_5 = 77 \text{ mm}$, $a_6 = 0$, $b_6 = 0$, $c_6 = 163 \text{ mm}$, $\varphi_0 = \arccos \sqrt{(a^2 + l^2 - r_0)/(2al)}$ 。

由式(1)可知摆角是关于时间的函数,即

$$\varphi = \varphi(t) \quad (2)$$

2.2 凸轮 2 驱动链轮转角数学模型

凸轮 2 为一种特殊类型的凸轮,其轮廓线比较复杂,由推程阶段、远休止阶段、二次推程阶段、回程阶段、近休止阶段组成,同理得到凸轮 2 的理论轮廓线方程。

将 E 点的坐标代入到凸轮 2 的理论轮廓线得

$$\left\{ \begin{array}{ll} m_1 [L \sin(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) - a \sin \omega t] + n_1 [a \cos \omega t - L \cos(\omega t + \varphi_m + \varphi_1)] + k_1 = 0 & \left(t \in \left(0 \sim \frac{\lambda_1}{\omega} \right) \right) \\ [L \sin(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) - a \sin \omega t + m_2]^2 + [a \cos \omega t - L \cos(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) + n_2]^2 - k_2^2 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\lambda_1}{\omega} \sim \frac{\lambda_2}{\omega} \right) \right) \\ [L \sin(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) - a \sin \omega t + m_3]^2 + [a \cos \omega t - L \cos(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) + n_3]^2 - k_3^2 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\lambda_2}{\omega} \sim \frac{\lambda_3}{\omega} \right) \right) \\ [L \sin(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) - a \sin \omega t + m_4]^2 + [a \cos \omega t - L \cos(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) + n_4]^2 - k_4^2 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\lambda_3}{\omega} \sim \frac{\lambda_4}{\omega} \right) \right) \\ m_5 [L \sin(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) - a \sin \omega t] + n_5 [a \cos \omega t - L \cos(\omega t + \varphi_m + \varphi_1)] + k_5 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\lambda_4}{\omega} \sim \frac{\lambda_5}{\omega} \right) \right) \\ [L \sin(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) - a \sin \omega t + m_6]^2 + [a \cos \omega t - L \cos(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) + n_6]^2 - k_6^2 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\lambda_5}{\omega} \sim \frac{\lambda_6}{\omega} \right) \right) \\ m_7 [L \sin(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) - a \sin \omega t] + n_7 [a \cos \omega t - L \cos(\omega t + \varphi_m + \varphi_1)] + k_7 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\lambda_6}{\omega} \sim \frac{\lambda_7}{\omega} \right) \right) \\ [L \sin(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) - a \sin \omega t + m_8]^2 + [a \cos \omega t - L \cos(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) + n_8]^2 - k_8^2 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\lambda_7}{\omega} \sim \frac{\lambda_8}{\omega} \right) \right) \\ [L \sin(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) - a \sin \omega t + m_9]^2 + [a \cos \omega t - L \cos(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) + n_9]^2 - k_9^2 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\lambda_8}{\omega} \sim \frac{\lambda_9}{\omega} \right) \right) \\ m_{10} [L \sin(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) - a \sin \omega t] + n_{10} [a \cos \omega t - L \cos(\omega t + \varphi_m + \varphi_1)] + k_{10} = 0 & \left(t \in \left(\frac{\lambda_9}{\omega} \sim \frac{\lambda_{10}}{\omega} \right) \right) \\ [L \sin(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) - a \sin \omega t + m_{11}]^2 + [a \cos \omega t - L \cos(\omega t + \varphi_m + \varphi_1) + n_{11}]^2 - k_{11}^2 = 0 & \left(t \in \left(\frac{\lambda_{10}}{\omega} \sim \frac{2\pi}{\omega} \right) \right) \end{array} \right. \quad (3)$$

已知凸轮 2 摆杆长 $L = 240 \text{ mm}$, 摆心距 $a = 290 \text{ mm}$, 凸轮角速度 $\omega = 60 \text{ (}^\circ\text{)/s}$, $R_0 = 77 \text{ mm}$, 凸轮 2 转角 $\lambda_i \text{ (} i = 1, 2, 3 \cdots \text{)}$, $m_1 = 42.63$, $n_1 = 47.12$, $k_1 = -4944.52 \text{ mm}$, $m_2 = 68.18 \text{ mm}$, $n_2 = -20.88$, $k_2 = 108 \text{ mm}$, $m_3 = 14.99 \text{ mm}$, $n_3 = 5.60 \text{ mm}$, $k_3 = 167 \text{ mm}$, $m_4 = 0$, $n_4 = 0$, $k_4 = 183 \text{ mm}$, $m_5 = 46.40$, $n_5 = 54.39$, $k_5 = 13083.15 \text{ mm}$, $m_6 = 3.37$, $n_6 = 114.11 \text{ mm}$, $k_6 = 94 \text{ mm}$, $m_7 = 0.29$, $n_7 = -16.30$, $k_7 = -3392.2 \text{ mm}$, $m_8 = -13.68 \text{ mm}$, $n_8 = 109.8 \text{ mm}$, $k_8 = 98 \text{ mm}$, $m_9 = 25.43 \text{ mm}$, $n_9 = 99.31 \text{ mm}$, $k_9 = 138.5 \text{ mm}$, $m_{10} = 75.76$, $n_{10} = 31.38$, $k_{10} = -6313.94 \text{ mm}$, $m_{11} = 0$, $n_{11} = 0$, $k_{11} = 77 \text{ mm}$, $\varphi_m = \arccos \sqrt{(a^2 + L^2 - R_0^2)/(2aL)}$.

由式(3)可知摆角是关于时间的函数为

$$\varphi_1 = \varphi_1(t) \quad (4)$$

3 末端执行器运动参数解析

3.1 链轮系从动轮的转角数学模型

取袋机构的工作原理: 在一个运动周期中, 原动机给定转速, 包装袋夹持完毕后, 凸轮 1 进入回程阶段带动大臂顺时针转动, 同时凸轮 2 进入推程, 通过链轮系带动小臂逆时针转动, 当凸轮 1 进入近休止阶段, 大臂停止摆动, 凸轮 2 继续摆动, 小臂摆动到取袋夹手处凸轮 2 进入远休止, 停止摆动, 待取袋夹

手将袋夹好, 凸轮 2 远休止结束时恰好凸轮 1 进入推程阶段, 大臂开始逆时针旋转, 凸轮 2 进入二次推程阶段, 继续逆时针转动, 使机械手末端绕开取袋夹手, 避免与取袋夹手产生撞击, 凸轮 2 完成二次推程后立即进入回程阶段, 小臂开始顺时针回转, 当凸轮 1 完成推程段进入远休止阶段, 大臂停止转动, 凸轮 2 继续顺时针摆动, 凸轮 2 进入近休止段时, 重新夹持包装袋。

由于链轮系的从动轮既随着凸轮 1 的摆杆固结的大臂公转又通过凸轮 2 驱动的链传动自转, 由此可以把这种机构想象成一种周转轮系^[9-10], 设 $\varphi_2(t)$ 为从动轮的转角, Z_1 为主动轮的齿数, Z_2 为从动轮的齿数 ($Z_1 = 48$, $Z_2 = 16$) 则其转换轮系的传动比 i 可表示为

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{\varphi_2(t) - \varphi(t)}{\varphi_1(t) - \varphi(t)} \quad (5)$$

由此推出 $\varphi_2(t)$ 的表达式为

$$\varphi_2(t) = \frac{Z_1}{Z_2} (\varphi_1(t) - \varphi(t)) + \varphi(t) \quad (6)$$

3.2 末端执行器的位置、速度、加速度

如图 1 所示, 机械手所处位置为左极限位置, 根据矢量三角形法^[11]得到

$$l_0 = l_1 + l_2 \quad (7)$$

C 点坐标为

$$\begin{cases} x_c = l_1 \cos(\theta - \varphi(t)) + l_2 \cos(\beta + \varphi_2(t)) \\ y_c = l_1 \sin(\theta - \varphi(t)) + l_2 \sin(\beta + \varphi_2(t)) + a \end{cases} \quad (8)$$

C 点速度为

$$\begin{cases} v_{x_c} = \frac{dc_x}{dt} = -l_1 \sin(\theta - \varphi(t)) \frac{d\varphi(t)}{dt} - l_2 \sin(\beta + \varphi_2(t)) \frac{d\varphi_2(t)}{dt} \\ v_{y_c} = \frac{dc_y}{dt} = l_1 \cos(\theta - \varphi(t)) \frac{d\varphi(t)}{dt} + l_2 \cos(\beta + \varphi_2(t)) \frac{d\varphi_2(t)}{dt} \end{cases} \quad (9)$$

C 点加速度为

$$\begin{cases} a_{x_c} = \frac{d^2x_c}{dt^2} = -l_1 \cos(\theta - \varphi(t)) \left(\frac{d\varphi(t)}{dt}\right)^2 - l_1 \sin(\theta - \varphi(t)) \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2} - \\ \quad l_2 \cos(\beta + \varphi_2(t)) \left(\frac{d\varphi_2(t)}{dt}\right)^2 - l_2 \sin(\beta + \varphi_2(t)) \frac{d^2\varphi_2(t)}{dt^2} \\ a_{y_c} = \frac{d^2y_c}{dt^2} = -l_1 \sin(\theta - \varphi(t)) \left(\frac{d\varphi(t)}{dt}\right)^2 + l_1 \cos(\theta - \varphi(t)) \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2} - \\ \quad l_2 \sin(\beta + \varphi_2(t)) \left(\frac{d\varphi_2(t)}{dt}\right)^2 + l_2 \cos(\beta + \varphi_2(t)) \frac{d^2\varphi_2(t)}{dt^2} \end{cases} \quad (10)$$

4 改进后末端执行器运动参数

由取袋机构的工作原理可知,送袋过程由凸轮 1 的回程段和凸轮 2 的推程段配合完成,返回过程由凸轮 1 的推程和凸轮 2 的回程配合完成。

4.1 确定凸轮 1 从动件的运动规律

选取正弦加速度运动规律作为摆杆的运动规律,凸轮 1 由初始位置开始一个周期内的运动规律为回程阶段、近休止阶段、推程阶段、远休止阶段。凸轮 1 在一个周期内的摆角方程为

$$\varphi_m(t) = \begin{cases} h - h[1 - \omega t/\xi' + \sin(2\pi\omega t/\xi')/(2\pi)] & (t \in (0 \sim \eta'_1/\omega)) \\ 0 & (t \in (\eta'_1/\omega \sim \eta'_2/\omega)) \\ h - h[(\omega t - \eta'_2)/\xi - \sin(2\pi(\omega t - \eta'_2)/\xi)/(2\pi)] & (t \in (\eta'_2/\omega \sim \eta'_3/\omega)) \\ 0 & (t \in (\eta'_3/\omega \sim 2\pi/\omega)) \end{cases} \quad (11)$$

由式(3)得知凸轮 1 最大摆角 $h = 10^\circ$,回程角 $\xi' = 86^\circ$,推程角 $\xi' = 60^\circ$,凸轮角速度 $\omega = 60(^\circ)/s$,凸轮转角 $\eta'_i(i = 1, 2, 3)$ 。

4.2 凸轮 2 从动件的运动规律

选取正弦加速度运动规律作为摆杆的运动规

律,凸轮 2 由初始位置开始一个周期内的运动规律为推程阶段、远休止阶段、二次推程阶段、回程阶段、近休止阶段。凸轮 2 在一个周期内的摆角方程为

$$\varphi_n(t) = \begin{cases} h'[\omega t/\psi - \sin(2\pi\omega t/\psi)/(2\pi)] & (t \in (0 \sim \lambda'_1/\omega)) \\ 0 & (t \in (\lambda'_1/\omega \sim \lambda'_2/\omega)) \\ h' + h''[\omega t/\psi' - \sin(2\pi\omega t/\psi')/(2\pi)] & (t \in (\lambda'_2/\omega \sim \lambda'_3/\omega)) \\ (h + h'')[1 - (\omega t - \lambda'_3)/\psi'' + \sin(2\pi(\omega t - \lambda'_3)/\psi'')/(2\pi)] & (t \in (\lambda'_3/\omega \sim \lambda'_4/\omega)) \\ 0 & (t \in (\lambda'_4/\omega \sim 2\pi/\omega)) \end{cases} \quad (12)$$

由式(5)得知凸轮 2 第一次推程最大摆角 $h' = 26^\circ$,推程角 $\psi = 166^\circ$,凸轮 2 第二次推程最大摆角 $h'' = 6^\circ$,二次推程角 $\psi' = 45^\circ$,回程角 $\psi'' = 95^\circ$,凸轮角速度 $\omega = 60(^\circ)/s$,凸轮转角 $\lambda'_i(i = 1, 2, 3, 4,)$ 。

4.3 末端执行器的位置、速度、加速度

同理求得链轮系从动轮的转角函数

$$\varphi_s(t) = \frac{Z_1}{Z_2}(\varphi_n(t) - \varphi_m(t)) + \varphi_m(t) \quad (13)$$

令 $\varphi_m(t)$ 代替 $\varphi(t)$, $\varphi_s(t)$ 代替 $\varphi_2(t)$ 分别代入式(9)、式(10)、式(11),得到改进后末端执行器的

C 点坐标、速度、加速度。

5 末端执行器运动参数改进前后对比分析

利用 Matlab^[12~14] 得到末端执行器运动学参数改进前、后相应的图形,如图 2~4 所示。

如图 2、3 所示,改进前的 X 坐标与 Y 坐标曲线在一些过渡点位置曲线产生了波动形成了拐点,使得曲线不能光滑过渡,必定会对位置精度造成影响^[15]。如图 4 所示,XY 平面图中细线型网格线为末端执行器 C 点所能达到的工作空间,曲线集中的

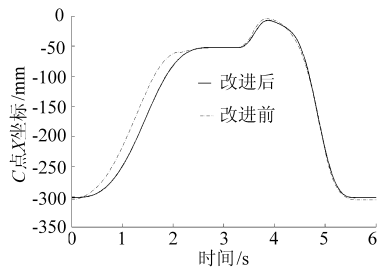


图 2 C 点 X 坐标位置曲线

Fig. 2 X-coordinate curves of point C

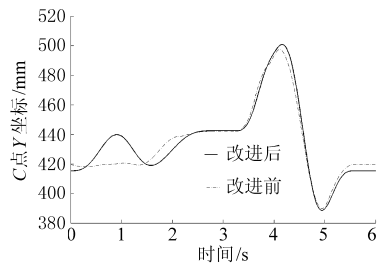


图 3 C 点 Y 坐标位置曲线

Fig. 3 Y-coordinate curves of point C

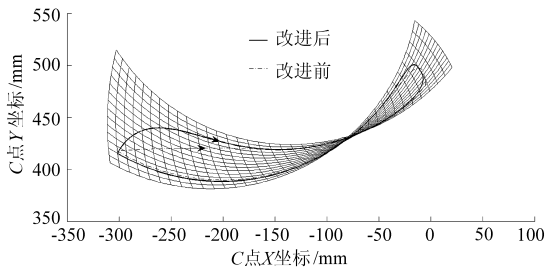


图 4 C 点 XY 平面位置曲线

Fig. 4 X - Y plane position curves of point C

交点处为凸轮 1 的休止点,箭头指向为 C 点的运动轨迹走向,虽然轨迹与最初的设想相一致,但还是存在很大缺陷。改进后的 X 坐标与 Y 坐标曲线发生了明显的变化,改进后得到的轨迹不但满足了机械手所要求的功能,而且曲线实现了光滑过渡,2 个凸轮配合的每一阶段都是按照正弦加速度运动规律实现的,确保了机械手运动过程中的准确性。运动轨迹也发生了明显的变化,是由于正弦加速度运动规律使得大臂转角变化速度快,小臂转角变化速度慢,进而形成了此轨迹形状。

如图 5、6 所示,改进前的 X 方向、Y 方向上的速

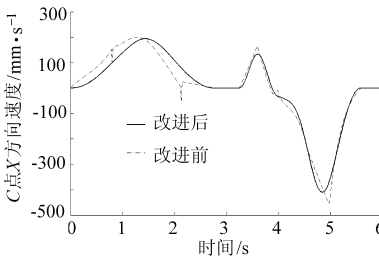


图 5 C 点 X 方向速度曲线

Fig. 5 X-velocity curves of point C

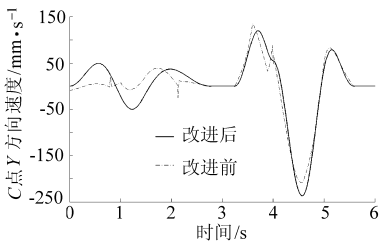


图 6 C 点 Y 方向速度曲线

Fig. 6 Y-velocity curves of point C

度曲线,在 0.8、2.13、4 s 处有明显的波动,是由于凸轮曲线在衔接点处没有光滑过渡产生了位移方向上的跳动,从而引起速度变化。在其余的过渡点处,速度曲线也没有实现连续过渡,产生了尖端点,速度在此点处会突然变化,造成一定的冲击,会给机构带来振动。X 方向的最大速度达到 448 mm/s,Y 方向的最大速度达到 208 mm/s。机械手的最大速度越大,系统的动量也越大,在紧急停止状况下会出现操控失灵或机构损坏等安全事故。改进后的 X 方向、Y 方向上的速度曲线发生了明显变化,曲线在两凸轮相互配合的每一阶段实现了光滑过渡,没有产生突变和尖端点,说明速度曲线是连续的,满足正弦加速度运动规律的速度图形的特点。证明了两种正弦加速度运动规律合成后还满足正弦加速度运动规律。X 方向最大速度为 407 mm/s,Y 方向最大速度为 239 mm/s,与改进之前相比最大速度有所降低。改进后,降低了由速度变化引起的震荡,提高了运动的平稳性,提升了机构的安全指数,提高了包装效率。

如图 7、8 所示,改进前的 X、Y 方向上的加速度曲线在 0.8、2.13 和 4 s 处产生了加速度比较大的突变,突变使机械手由于惯性力产生了较大冲击,但突变值是有限值,属于柔性冲击。X 方向最大加速度为 14 135 mm/s²,Y 方向的加速度最大为 6 483 mm/s²,机械手的加速度值越大,系统的惯性力越大,会使构件受力加大、造成冲击震动、凸轮表面磨损加大,进而对机械手的运动精度及其所实现的运动轨迹产生影响。其余阶段处的加速度曲线也没有实现连续过渡,产生了许多尖端,但造成的冲击相对较小。改进后的 X、Y 方向上的加速度曲线没有突变产生,每一

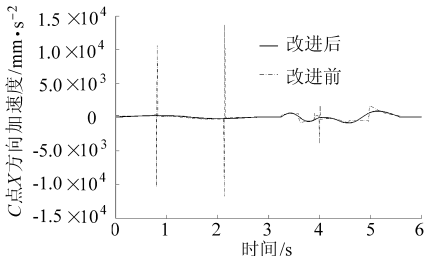


图 7 C 点 X 方向加速度曲线

Fig. 7 X-acceleration curves of point C

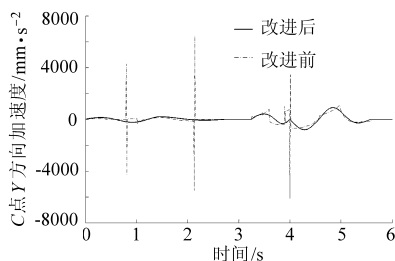


图8 C点Y方向加速度曲线

Fig. 8 Y-acceleration curves of point C

阶段的曲线都是光滑过渡,说明加速度曲线是连续的,在运动过程中既无刚性冲击也无柔性冲击,具有良好的运动特性。 X 方向的最大加速度为 886 mm/s^2 , Y 方向的最大加速度为 904 mm/s^2 ,与改进之前相比,最大加速度得到了很好改善。改进后,使得运动更加稳定,减少了运动过程中的冲击,减少了凸轮的

磨损,提高了工作效率,延长了机构的使用寿命。

6 结束语

通过图形数据分析了轨迹改进前、后的变化,改进之前,机械手运动过程中的速度突变产生了较大的加速度,进而产生较大的冲击,不仅造成位置精度的偏差,还使机构产生振动,对机构造成磨损,因此机械手只能在中低速状态下运转,不能达到理想的包装速度。改进后,整个工序的速度曲线都是连续的,无尖端点,所以加速度曲线也是连续的,使得运动过程既无柔性冲击又无刚性冲击,得到了良好的运动特性,在高速运转的状态下也能够保证机械手的精确性和稳定性。机械手的运动和动力特性得到了改善,与设想的运动轨迹相吻合,能够更好地完成预期的功能。

参考文献

- 赵淮,林泽梅,张世荣. 我国包装机械行业现状和提高技术水平思路[J]. 中国机械工程,2003,14(5):446~449.
Zhao Huai, Lin Zemei, Zhang Shirong. Present situation and train of thought about raising the technology level for packaging machinery industry of China[J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(5):446~449. (in Chinese)
- Chavan U S, Joshi S V. Synthesis and analysis of coupler curves with combined planar cam follower mechanisms[J]. International Journal of Engineering, Science and Technology, 2010, 2(6):231~243.
- 沈爱红,吕庸厚. 组合机构设计与应用创新[M]. 北京:机械工业出版社,2008.
- 陈育明. 解析法设计双凸轮-连杆组合机构[J]. 机械研究与应用, 2006, 19(3):81~82.
Chen Yuming. Design of double cam-linkage combined mechanisms by means of analysis[J]. Mechanical Research & Application, 2006, 19(3):81~82. (in Chinese)
- 苏春锦. 滚子摆动从动件双凸轮-连杆组合机构的设计[J]. 装备制造技术, 2007(6):22~24.
Su Chunjin. Design of double cam-linkage combined mechanisms with oscillating roller follower[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2007(6):22~24. (in Chinese)
- 郭顺生,郭利锋. 凸轮轮廓的设计与仿真[J]. 机械研究与应用, 2005, 18(3):95~99.
Guo Shunsheng, Guo Lifeng. Design and simulation of cam figure[J]. Mechanical Research and Application, 2005, 18(3):95~99. (in Chinese)
- Chang Z Y, Xu C M, Pan T Q, et al. A general framework for geometry design of indexing cam[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(11):2079~2084.
- 卢德唐,曾清红. 基于移动最小二乘法的曲线曲面拟[J]. 工程图学报, 2004, 25(1):84~89.
Lu Detang, Zeng Qinghong. Curve and surface fitting based on moving least-squares methods[J]. Journal of Engineering Graphics, 2004, 25(1):84~89. (in Chinese)
- 孙桓等. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社,2006.
- 马文静,葛正浩,马志平,等. 实现轨迹的凸轮-行星轮系组合机构设计[J]. 机械传动, 2012(12):72~74.
Ma Wenjing, Ge Zhenghao, Ma Zhiping, et al. Design of cam-planetary gear train combined mechanism with trajectory requirement[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012(12):72~74. (in Chinese)
- 张春林. 高等机构学[M]. 北京:北京理工大学出版社,2005.
- 闫循领,杨冰. 特殊函数教学中 Matlab 绘图功能的应用[J]. 科技信息, 2010(12):23~24.
Yan Xunling, Yang Bing. Application of function of Matlab graphics in special teaching[J]. Science & Technology Information, 2010(12):23~24. (in Chinese)
- 邓巍,丁为民,张浩. Matlab 在图像处理和分析中的应用[J]. 农机化研究, 2006(6):194~198.
Deng Wei, Ding Weimin, Zhang Hao. Application of Matlab in figure image processing and analysis[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2006(6):194~198. (in Chinese)
- 刘宝柱. MATLAB7.0 从入门到精通修订版[M]. 2版. 北京:人民邮电出版社,2010.
- Xiao Hansong, Zu J W. Cam profile optimization for a new cam drive [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009, 23(10):2592~2602.