

快速锁合型纸盒封装机构设计与仿真分析

涂福泉, 刘浩杰, 刘谋泽, 李恒

(武汉科技大学 a.冶金装备及其控制教育部重点实验室;
b.机械传动与制造工程湖北省重点实验室, 武汉 430081)

摘要: **目的** 为了实现对快速锁合型纸盒的封装, 设计能够完成该型纸盒端盖封装的工艺流程。**方法** 运用机构末端作用点对纸盒底结构理想运动轨迹拟合的方法, 并结合 ADAMS 与 MATLAB 进行联合仿真分析。**结果** 确定了耳板翻折机构和盖板引导机构设计方案, 并加以优化, 得到了针对特定尺寸的快速锁合型纸盒封装机构的空间连杆尺寸。通过对机构的运动学仿真分析, 建立了快速锁合型纸盒封装机构末端运动轨迹数学模型。**结论** 运动学仿真和数学模型分析结果显示, 所选取的空间连杆尺寸和机构偏角能够较好地满足对应结构尺寸纸盒的封装要求, 为快速锁合型纸盒装盒机整体的设计与实现奠定基础。

关键词: 纸盒封装; 工艺流程; 迹线拟合; 机构设计; 仿真分析

中图分类号: TB486 文献标识码: A 文章编号: 1001-3563(2019)09-0113-07

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2019.09.019

Design and Simulation Analysis of Fast Locking Carton Packaging Mechanism

TU Fu-quan, LIU Hao-jie, LIU Mou-ze, LI Heng

(a.Key Laboratory of Metallurgical Equipment and Control Technology; b.Hubei Key Laboratory of Mechanical Transmission and Manufacturing Engineering of Ministry of Education, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

ABSTRACT: The paper aims to design a technological process of end-cap packaging of carton to realize packaging of fast-locking carton. The ideal trajectory of carton bottom structure was fitted by the action point at the end of the mechanism, and the joint simulation analysis of ADAMS and MATLAB was carried out. The design scheme of the ear-plate folding mechanism and the cover guiding mechanism was determined and optimized. The mechanism size of the fast locking carton packaging mechanism for specific size was completed. Through kinematics simulation analysis of the mechanism, the mathematical model of the end trajectory of the fast locking carton packaging mechanism was established. The model analysis results show that the selected mechanism size and deviation angle can meet the packaging requirements on the corresponding structure size cartons. It lays a foundation for overall design and implementation of the fast locking carton packaging machine.

KEY WORDS: carton packaging; process flow; trace fitting; mechanism design; simulation analysis

目前, 我国正朝着“中国制造 2025”稳步迈进, 对产品的包装需求也随之壮大^[1]。单就纸盒包装而言, 其市场容量高达 245 亿元^[2]。其中应用最为广泛的纸

盒样式为: 顶盖采用直接插入型结构, 便于启闭; 底盖采用快速锁合型结构, 增加纸盒的承载强度^[3]。由于诸如大型医药生产企业所使用的纸盒样式, 一般为

收稿日期: 2019-01-04

作者简介: 涂福泉 (1970—), 男, 武汉科技大学教授, 主要研究方向为包装机械性能提升与优化。

通信作者: 刘浩杰 (1992—), 男, 武汉科技大学硕士生, 主攻包装机械。

顶盖和底盖均为直接插入型底结构等原因,纸盒封装的自动化研究主要集中在此样式的纸盒上^[4],而对快速锁合型纸盒的研究相对欠缺,没有满足市场需要的成型装盒机设备^[5]。

纸盒包装初期采用的均为人工包装^[6]。随着控制手段和控制理论的进一步发展^[7],为纸盒的高效自动化包装提供了可能。国外在这方面起步较早,其中以美国 Vanguard 制药机械公司研制生产的 VHD-180S 应用最为广泛,其最大封装速度可达 180 盒/min^[8]。自 20 世纪 80 年代起,国内在装盒机自动化研究上投入相当大的精力,但国产装盒机的使用性能与国外相比仍有较大的差距。近些年来,有关单位在引进吸收国外先进装盒机技术的基础之上,设计出了具有自主特色的装盒机,并取得了较好的应用效果^[9],但针对广泛应用的快速锁合型纸盒的装盒机研究却乏善可陈。为便于设计和定量分析快速锁合型纸盒封装机构,文中主要针对主体尺寸为 100 mm×50 mm×75 mm,耳板长度为 42 mm 的纸盒,展开进一步的讨论分析。

1 流程及关键工位机构动作分析

快速锁合型底结构主要包括 4 部分:左耳板、右耳板、底板和盖板,见图 1。

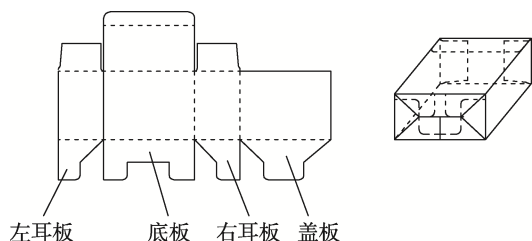


图 1 常用纸盒结构

Fig.1 Structural diagram of common cartons

该型底结构作为纸盒底部支撑时,底板与左右耳板相互交叠。耳板和盖板上均设有舌部,盖板承接耳板,并经耳板舌部与底板凹槽之间的狭缝将舌部扣入盒内^[10]。在包装生产中发现,盖板舌部与盖板主体之间容易产生折痕,当纸盒内容物的重力集中作用于纸盒中间部位时,盖板舌部极易被推出,使纸盒底部所形成的上述锁合结构瓦解^[11],因此,折痕不仅会影响纸盒整体的美观,还会极大地损害纸盒的支撑强度^[12]。

快速锁合型底结构的基本包装流程:折底板—折右耳板—折左耳板—折盖板—盖板舌部插入盒体^[13]。将快速锁合型底结构的封装工作划分为 4 个工位的动作,以简化封装机构的设计:工位 1,折底板;工位 2,折叠左右耳板;工位 3,将盖板翻折 45°;工位 4,将盖板舌部插入盒体。封装机构工作流程见

图 2。

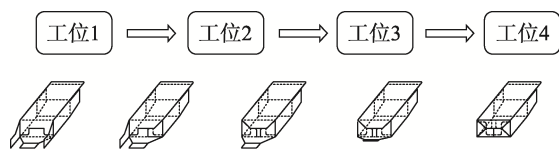


图 2 封装机构工作流程

Fig.2 Packaging mechanism flow chart

为了尽可能地减少盖板上的折痕,设计了盖板引导机构,通过导杆与插杆的时序及动作配合完成封装^[14]。其中导杆的主要作用是驱使底板在一定程度上向盒体内部翻折,减少了盖板舌部插入时所遇到的轴向阻力。插杆的主要作用是推动盖板向盒内方向翻折^[15]。通过实验发现,在机构设计中引入导杆可极大地减少盖板上的折痕的出现^[16]。

快速锁合型纸盒封装机构的工作原理:于工位 1 和工位 3 处设置一挡杆,沿纸盒传送方向,从左上至右下与装盒机传送机构呈 45°夹角;工位 2 处安装有耳板翻折机构;工位 4 处安装有盖板引导机构;纸盒随传送机构一起运动,当纸盒到达工位 1 处时,纸盒底板与挡杆相互作用,使得底板相对于盒体向内翻折;当纸盒右耳板到达与工位 2 处,该耳板翻折机构相对于传送机构向后摆动,迫使右耳板向内翻折,当纸盒左耳板到达工位 2 处时,该往复机构向前摆动,迫使左耳板向内翻折;当纸盒到达工位 3 时,盖板在挡杆的作用下向内翻折 45°当纸盒达到位置 4 处时,导杆驱动机构启动,使底板在导杆的作用下向内翻折一定的角度,然后插杆驱动机构启动,使盖板由 45°倾斜状态逐渐向盒内翻折,其向内翻折的角度应当保证盖板越过底板凹槽与盖板舌部边缘轨迹交界点,导杆机构回复到初始位置,底板在自身弹力的作用下向盒体外方向翻折,插杆机构回复至初始位置,此时盖板舌部在底板的内侧,至此完成底盖的封装工作。具体翻折流程见图 3。

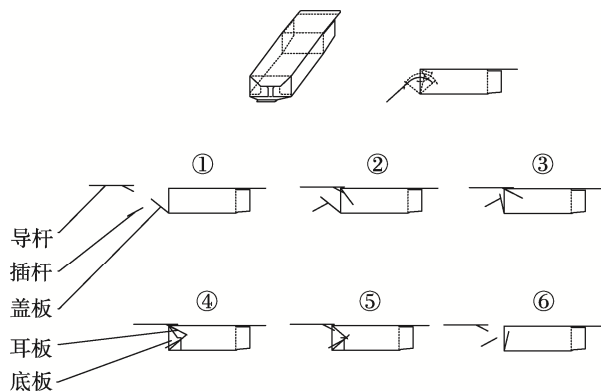


图 3 盖板引导机构的机构动作分析

Fig.3 Analysis on mechanism action of cover guide mechanism

由以上对封装流程及关键工位机构动作的分析可知,工位2耳板翻折机构及工位4盖板引导机构是实现快速锁合型纸盒封装的关键所在。工位2耳板翻折机构的循环周期限制了装盒机完成一个纸盒封装所需要的时间,该机构在1个周期内2次摆动到工作位置的时间与传送机构的起停保持一致。工位3的插杆与导杆的配合程度将直接影响纸盒封装的成功率和封装的质量。

2 耳板翻折机构的设计与仿真

由实验可知,当执行构件末端作用于耳板使其翻转时,若作用点与耳板和盒体连接处的距离小于耳板长度的1/4,可较好地完成对耳板的折叠;若此距离大于耳板长度的3/4,则执行构件对耳板的作用效果不明显,耳板将在自身弹力的作用下回复到初始位置附近,不影响执行构件对耳板的反向翻折。

工位2耳板翻折机构的原理见图4。摇杆随曲柄的转动做往复运动,摇杆末端的工作点相对于纸盒耳板的距离也随之变化。机构倾角 α 会影响该机构在1个周期内,2次摆动到工作位置的时间比值。摇杆反向末端到铰接处的距离 R 会影响摆杆和机架铰接处与纸盒传送机构之间的距离。曲柄长与两铰接点间距离的比值 l_1/l_2 会影响机构的极限位置与工作的稳定性。针对以上参数对机构实际影响作理论分析如下。

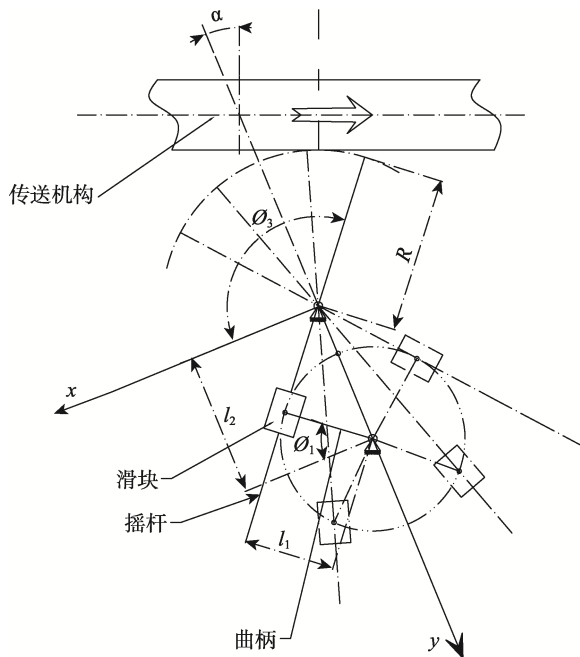


图4 耳板翻折机构的原理

Fig.4 Principle diagram of ear-plate folding mechanism

根据图4坐标系,由矢量封闭回路建立如下的矢量方程:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{s} \quad (1)$$

摆杆的运动方程为:

$$\omega_3 = \frac{l_1 \omega_1 \cos(\theta_1 - \theta_3)}{s} \quad (2)$$

$$\dot{s} = -l_1 \omega_1 \sin(\theta_1 - \theta_3) \quad (3)$$

$$\theta_1 = \arcsin \theta \left(\frac{l_2 \sin \alpha}{l_1} \right) \quad (4)$$

装盒机在1个运转周期内拨动左右耳板的时间比值为:

$$K = \frac{\pi + 2\theta_1}{\pi - 2\theta_1} \quad (5)$$

装盒机其他工位完成其动作所占用的最大时间:

$$t_{\max} \leq \frac{K}{1+K} \times 2\pi\omega_1 \quad (6)$$

当传送机构相对于两杆件与机架的铰接位置的连线垂直,即机构倾角 $\alpha=0^\circ$ 时,该耳板翻折机构拨动左右耳板的时间间隔相同。反映到传送机构的传送时间关系上,该装盒机的空闲时间与取盒、推料等的关键任务所耗费的最长时间相等,不利于最大限度地发挥装盒机的工作能力,因此,在设计时取机构倾角 $\alpha > 0^\circ$,可提高装盒机的工作能力。当机构倾角 $\alpha > \arcsin(l_1/l_2)$ 时,执行构件末端不能到达工作位置。此外,当 $\theta_3=\alpha$ 时,摆杆末端作用于连接点,且当 $\theta_1>0$ 时,折叠纸板的右耳板,当 $\theta_1<0$ 时,折叠纸板的左耳板。经实践检验,当机构倾角 $\alpha = (0.4 \sim 0.6)\arcsin(l_1/l_2)$ 为宜。

利用ADAMS建立耳板翻折机构模型,其中执行构件长 $R=150\text{ mm}$,曲柄长与机架上两铰接点间距离的比值 $l_1/l_2=0.7$ 。设定曲柄转速为 $10^\circ/\text{s}$,进行仿真分析。保持其他变量不变,控制机构倾角 α 分别为 $0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$,观察在一个周期内耳板翻折机构作用点偏离作用位置的变化情况,其仿真结果见图5。

当机构倾角 α 为 0° 时,见图5,执行构件拨动左、右耳板的时间间隔一致,在此条件下,装盒机的传送机构在一个封装周期内需要2次停止传送,以满足装盒机整体的时间要求,不能够充分发挥装盒机的最大工作能力。随着机构倾角 α 的增大,左右回摆的2段时间比值也随之增加,当机构倾角 α 增加到 30° 时,执行构件末端作用点在一个周期内仅通过作用位置1次。当机构倾角 α 再次增加时,执行构件末端作用点不能正常达到作用位置,因此,一般机构倾角 α 取值为 20° ,此时机构具有较好的时间特性。

在1个回转周期内,执行构件2次到达作用位置,其中较长的时间间隔与装盒机推料等机构完成其动作所用的最长时间相匹配。较短时间间隔则对应于传送机构移动过两纸盒的间距所用的时间,此时传送机构向前运动,将下一个纸盒的左耳板移动到与工位2对齐的位置。

影响耳板翻折机构末端工作状况的另外 2 个因素分别为：执行构件末端到铰接点的距离 R ，和曲柄长与机构与机架两铰接点的距离之间的比值 l_1/l_2 。通过理论分析可知，执行构件末端作用点的速度、加速度与这 2 个影响因素成正相关。其中执行构件长度 R 为明确的正比例关系：

$$v = \frac{l_1 \omega_1 \cos(\theta_1 - \theta_3)}{s} R \quad (7)$$

作用点切向加速度与法向加速度为：

$$\begin{cases} a_t = -l_1 \omega_1 \sin(\theta_1 - \theta_3) R \\ a_n = \left(\frac{l_1 \omega_1 \cos(\theta_1 - \theta_3)}{s} \right)^2 R \end{cases} \quad (8)$$

为直观显示曲柄长与机构和机架两铰接点的距离之间的比值 l_1/l_2 对机构运动特性的影响，保持机构倾角 α 和执行构件长 R 不变，改变 l_1/l_2 的取值，设 l_1/l_2 分别取 0.6, 0.7, 0.8 得到的仿真结果见图 6。

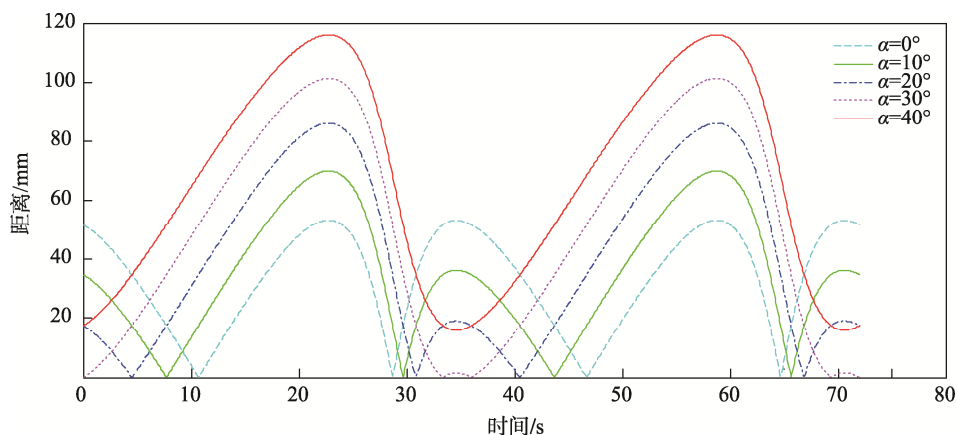


图 5 作用点偏离作用位置随机机构倾角的变化情况

Fig.5 Change of random structure dip angle when action point deviates from action position

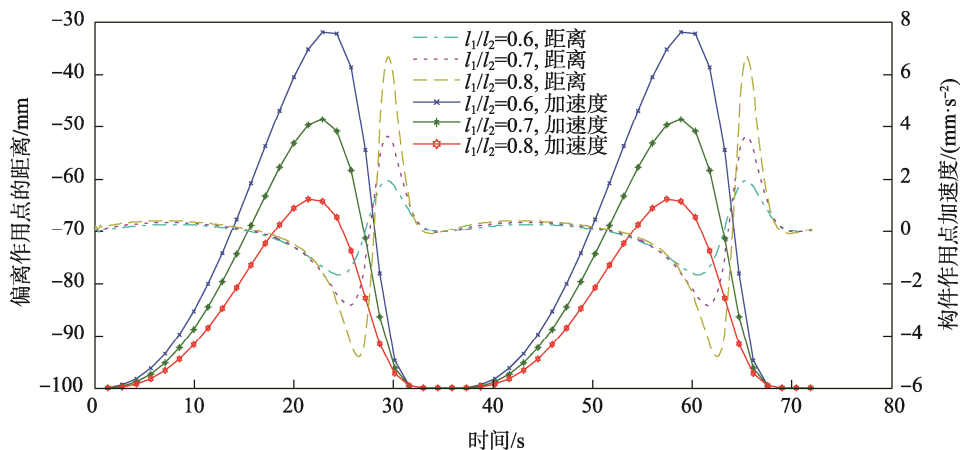


图 6 作用点运动特性随 l_1/l_2 的变化情况

Fig.6 Variation of motion characteristics of action points with l_1/l_2

综合对比图 5 和图 6 发现，曲柄长与机构和机架两铰接点的距离之比 l_1/l_2 逐渐增大时，执行构件的摆动角度逐渐增大，机构急回特性愈加明显，机构的摆动幅度和冲击振动也逐渐变大。在实际设计该耳板翻折机构时，应当考虑到当执行构件末端到铰接点的距离 R 和 l_1/l_2 较大时，整个机构的摆动幅度也较大，更加易与装盒机其他机构产生干涉。当 $l_1/l_2=0.7$ 时，执行构件的摆动角度合理，且工作点的速度稳定，加速度值相对较低，机构整体的冲击振动较小，符合耳板翻折机构设计要求。

3 盖板引导机构的设计与仿真

由对工位 3 盖板引导机构的分析可知，若要完成工位 3 所需要的动作，需要导杆驱动机构和插杆驱动机构相互配合。为了尽量不损伤盖板，保证盖板舌部与盖板主体间不出现折痕，插杆执行构件的运动轨迹末端，应尽可能趋近于以作用点到盖板和盒体连接处的距离为半径的正圆弧。工位 3 插杆末端作用点的理想作用点轨迹见图 3。

为实现以上作用点轨迹曲线,以四杆机构为基础,利用形心分析法探索可实现以上轨迹曲线的机构样式。曲柄和摆杆的形心分别位于其与机架的铰接处,摇杆的形心位于曲柄与摆杆延长线的交接处。由于装盒机封装机构的特殊性,插杆驱动机构应当大于一定尺寸才能满足强度的需要。考虑到机构的其他部件与盒体可能存在的干涉状况,只能选用机构中与摆杆相联动的点。由对曲柄滑块机构作用点轨迹的分析可知,在曲柄运动的一个周期内,曲柄滑块机构摆杆的形心位置在一定范围内变化较小,且摆杆绕其形心转动的速度较大,通过对摆杆上作用点的选择,能够得到近似于正圆的轨迹。曲柄滑块机构所表现出的作用点运动特性,较能满足插杆驱动机构的设计要求。

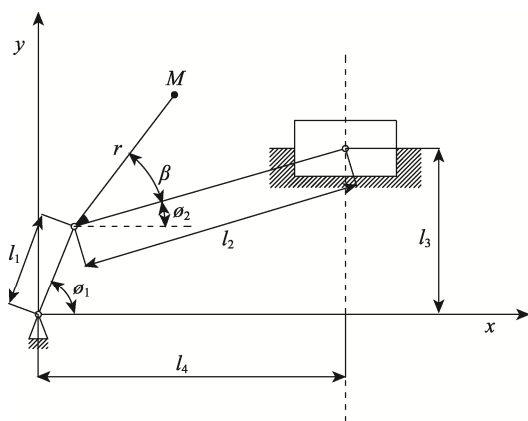


图 7 盖板引导机构原理

Fig.7 Schematic diagram of cover guiding mechanism

插杆机构的尺寸核算及分析:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{l}_3 + \vec{l}_4 \quad (9)$$

$$\tan \theta_2 = \frac{l_1 \sin \theta_1 + l_3 \sin \theta_3}{l_1 \cos \theta_1 + l_3 \cos \theta_3} \quad (10)$$

$$\omega_2 = \frac{-l_1 \omega_1 \sin(\theta_1 - \theta_3)}{l_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (11)$$

$$\omega_3 = \frac{l_1 \omega_1 \sin(\theta_1 - \theta_2)}{l_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \quad (12)$$

设点 M 的坐标用 x_M, y_M 表示, 则:

$$\begin{cases} x_M = l_1 \cos \theta_1 + r \cos(\theta_2 + \beta) \\ y_M = l_1 \sin \theta_1 + r \sin(\theta_2 + \beta) \end{cases} \quad (13)$$

则 M 点速度的表示方式为:

$$\begin{cases} v_{Mx} = -l_1 \omega_1 \sin \theta_1 - r \omega_2 \sin(\theta_2 + \beta) \\ v_{My} = l_1 \omega_1 \cos \theta_1 - r \omega_2 \cos(\theta_2 + \beta) \end{cases} \quad (14)$$

以曲柄长 $l_1=180 \text{ mm}$, 摆杆长 $l_2=180 \text{ mm}$, 曲柄和机架的铰接点与传送带的距离 $l_3=-50 \text{ mm}$, 执行构件倾角 $\beta=140^\circ$, 执行构件长 $r=100 \text{ mm}$ 为基础, 建立 ADAMS 模型见图 8, 对插杆驱动机构进行仿真分析, 设定滑块的速度为 5 mm/s 。启动 ADAMS 仿真分析

后, 在 ADAMS 的后处理模块中可以观察到作用点的轨迹。将作用点轨迹与插杆作用点理想轨迹作比较可以发现, 该模型的输出曲线能够较好地模拟作用点理想轨迹。

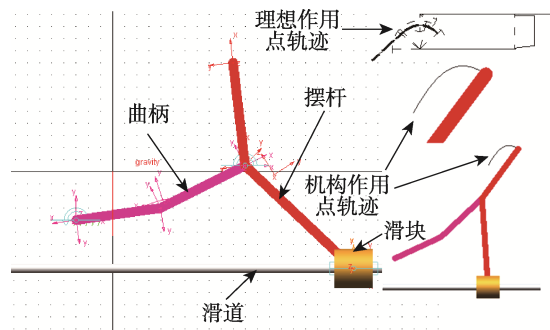


图 8 盖板引导机构的 ADAMS 模型及作用点轨迹

Fig.8 ADAMS model and action point trajectory of cover guiding mechanism

当改变曲柄和摆杆的长度时, 将得到不同形状和位置的轨迹曲线。其中执行构件末端作用点轨迹曲线随曲柄长度的变化情况见图 9。由图 9 可知, 当曲柄长度 $l_1=180 \text{ mm}$ 时, 能够较好地拟合理想轨迹曲线。随着曲柄长度的减小, 作用点轨迹在于理想轨迹曲线之间所表现出的偏差越来越大, 特别是在实际完成底板翻折阶段的机构曲线弧度偏小, 可能造成末端作用点与地板之间的滑移距离变大, 以致对地板的表面造成损伤乃至折痕。

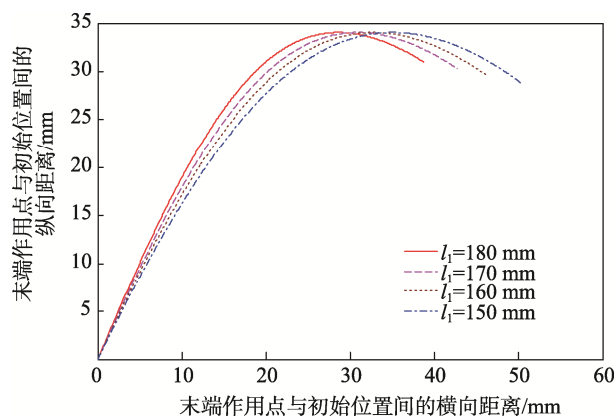


图 9 执行构件末端作用点轨迹随曲柄长的变化

Fig.9 Track change of action point at the end of the actuator with the crank length

由对工位 3 机构动作的分析可知, 理想曲线由 2 部分构成, 其一为线性轨迹, 其二为圆弧轨迹, 线性轨迹与圆弧轨迹相切于一点。为量化执行构件末端作用点轨迹对理想轨迹曲线的拟合程度, 并利用此拟合程度作为对机构尺寸优化的依据, 将理想曲线的同样划分为线性轨迹与圆弧轨迹, 分别研究其轨迹特征。

表 1 当曲柄长 $l_1=180$ mm 时的轨迹坐标
Tab.1 Track coordinates when crank length $l_1=180$ mm

i	x	y	i	x	y
1	2.862	4.970	11	27.661	32.346
2	5.677	9.573	12	30.039	33.209
3	8.358	13.663	13	32.451	33.768
4	10.935	17.291	14	34.909	34.022
5	13.430	20.502	15	37.425	33.967
6	15.864	23.325	16	40.009	33.596
7	18.254	25.788	17	42.674	32.899
8	20.615	27.908	18	45.432	31.863
9	22.961	29.702	19	48.296	30.470
10	25.306	31.178	20	51.277	28.700

当前针对线性轨迹拟合最常运用的方法为多元回归的最小二乘法。以曲柄长度 $l_1=180$ mm 为例, 执行构件末端作用点的部分轨迹坐标见表 1。通过选取作用点前半段的轨迹坐标, 运用 Matlab 建立起线性轨迹的最佳拟合方程。其结果如下所述。

Linear model Poly1:

$$f(x) = p1 \cdot x + p2$$

Coefficients (with 95% confidence bounds):

$$p1 = 1.355 \quad (1.337, 1.372)$$

$$p2 = 1.646 \quad (1.429, 1.863)$$

Goodness of fit:

SSE: 111.7

R-square: 0.9914

Adjusted R-square: 0.9914

RMSE: 0.751

通过线性轨迹的最佳拟合方程, 可以确定理想曲线与实际执行构件末端作用点轨迹之间的偏转角度, 以实际轨迹最高点的坐标为定点, 确定理想轨迹曲线的位置。然后运用圆弧段轨迹坐标与确定的理想轨迹方程之间的误差平方和的最小值, 作为执行构件末端作用点轨迹对理想轨迹拟合的目标方程, 利用 ADAMS 软件重新建立盖板引导机构的参数化模型。曲线拟合的目标函数为:

$$\min \|\delta\|_2^2 = \sum_{i=0}^n \delta_i^2 = \sum_{i=0}^n [f(x_i) - y_i]^2 \quad (15)$$

通过对盖板引导机构的机构尺寸进行优化分析可知, 当曲柄长 $l_1=183$ mm, 摆杆长 $l_2=152$ mm, 曲柄和机架的铰接点与传送带的距离 $l_3=50$ mm, 执行构件倾角 $\beta=142^\circ$, 执行构件长 $r=98$ mm 时, 能够较好地拟合理想轨迹。

4 结语

文中设计了针对快速锁合型纸盒的封装工艺流程, 并研究探讨了该封装机构的设计与装盒机整机构设计的关联性及其相互影响因素。就主体尺寸为 $100 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} \times 75 \text{ mm}$ 、耳板长度为 42 mm 的纸盒

进行分析讨论, 确定了工位 2 的翻折机构的主体尺寸: 机构倾角 α 为 23° , 执行部件长 R 为 150 mm, 曲柄与机架上两铰接点距离之间的比值 l_1/l_2 为 0.7 的基本结构形式。同时确定了工位 4 的盖板引导机构的基本尺寸: 曲柄长 $l_1=183$ mm, 摆杆长 $l_2=152$ mm, 曲柄和机架的铰接点与传送带的距离 $l_3=50$ mm, 执行构件倾角 $\beta=142^\circ$, 执行构件长 $r=98$ mm。通过 ADAMS 仿真分析可知, 两机构具有良好的运动特性和时间特性, 能够满足工艺要求。

参考文献:

- [1] 童俊华, 唐曲曲, 武传宇, 等. 自动装盒机椭圆-圆齿轮行星轮系取盒机构轨迹分析与设计[J]. 机械工程学报, 2018, 54(11): 172—179.
TONG Jun-hua, TANG Qu-qu, WU Chuan-yu, et al. Track Analysis and Design of Planetary Gear Pick-up Mechanism of Elliptic-circular Gears in Automatic Packing Machine[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(11): 172—179.
- [2] 王薪鉴, 郭烈恩, 王官明, 等. 基于 B 样条运动规律的药品装盒机凸轮曲线改进设计[J]. 机械传动, 2017, 41(4): 189—192.
WANG Xin-jian, GUO Lie-en, WANG Guan-ming, et al. Improvement Design of Cam Curve of Drug Cartoning Machine Based on B-spline Motion Law[J]. Mechanical Transmission, 2017, 41(4): 189—192.
- [3] 杨仁民, 张学昌, 韩俊翔. 铝箔卷装盒机封口机构动力学仿真及参数优化[J]. 包装工程, 2016, 37(7): 85—91.
YANG Ren-min, ZHANG Xue-chang, HAN Jun-xiang. Dynamic Simulation and Parameter Optimization of Sealing Mechanism of Aluminium Foil Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2016, 37(7): 85—91.
- [4] 向飞, 李克天, 何卫锋, 等. 自动装盒机推料机构凸轮的设计及运动仿真[J]. 制造业自动化, 2014, 36(10): 137—139.
XIANG Fei, LI Ke-tian, HE Wei-feng, et al. Cam Design and Motion Simulation of Push Mechanism of Automatic Cartoning Machine[J]. Manufacturing Automation, 2014, 36(10): 137—139.
- [5] 高尤坤, 郭烈恩, 王官明. 多功能自动装盒机插舌凸轮曲线的改进[J]. 制造业自动化, 2014, 36(2): 32—34.
GAO You-kun, GUO Lie-en, WANG Guan-ming. Improvement of the Cam Curve of Tongue Insertion in Multi-functional Automatic Cartoning Machine[J]. Manufacturing Automation, 2014, 36(2): 32—34.
- [6] 刘奎武. 自动药品装盒机盒片药瓶双形态供给装置[J]. 河北农机, 2018(8): 29—30.
LIU Kui-wu. Dual-form Supply Device for Tablet and Bottle of Automatic Drug Cartoning Machine[J]. Hebei

- Agricultural Machinery, 2018(8): 29—30.
- [7] 张燕, 刘海华, 沈满红. 自动装盒产品质量风险及其解决方案[J]. 机电信息, 2016(35): 15—18.
ZHANG Yan, LIU Hai-hua, SHEN Man-hong. Quality Risk and Solution of Automatic Packaging Products[J]. Mechatronics Information, 2016(35): 15—18.
- [8] BURNSIDE P. Apparatus and Method for Sealing Box Blanks: US Patent 4979932[P]. 1990-12-25.
- [9] FORTIS M, CARMINATI M. The Automatic Packaging Machinery Sector in Italy and Germany[M]. Springer, 2014.
- [10] 颀丽娜. 浅析我国商品包装技术的现状与发展趋势[J]. 中国包装工业, 2016(4): 172—174.
JIE Li-na. A Brief Analysis of the Present Situation and Development Trend of Commodity Packaging Technology in China[J]. China Packaging Industry, 2016(4): 172—174.
- [11] 戴宏民, 戴佩燕. 工业 4.0 和包装机械智能化[J]. 中国包装, 2016, 36(3): 51—56.
DAI Hong-min, DAI Pei-yan. Industry 4.0 and Intelligent Packaging Machinery[J]. China Packaging, 2016, 36(3): 51—56.
- [12] 赵霞. 国外包装机械的发展现状[J]. 机械工业标准化与质量, 2012(10): 10—12.
ZHAO Xia. Development Status of Packaging Machinery Abroad[J]. Standardization and Quality of Machinery Industry, 2012(10): 10—12.
- [13] SIRETTDM, HICKSBJ, BERRY C, et al. Finite Element Simulation of Folding Carton Erection Failure[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2007, 221(7): 53—67.
- [14] 田恒增. 我国食品与包装机械市场预测(II)[J]. 包装与食品机械, 2000(2): 1—4.
TIAN Heng-zeng. Market Forecast of Food and Packaging Machinery in China (II)[J]. Packaging and Food Machinery, 2000(2): 1—4.
- [15] 李龙, 田晓鸿, 曹巨江. 高速吸盒机构运动轨迹设计与研究[J]. 包装与食品机械, 2011, 29(3): 28—30.
LI Long, TIAN Xiao-hong, CAO Ju-jiang. Design and Research on Motion Trajectory of High Speed Suction Box Mechanism[J]. Packaging and Food Machinery, 2011, 29(3): 28—30.
- [16] 刘静, 汪中厚, 黄德杰. 基于 ADAMS 的包裹机推料机构凸轮轮廓曲线设计[J]. 包装工程, 2011, 32(13): 14—16.
LIU Jing, WANG Zhong-hou, HUANG De-jie. Cam Contour Curve Design of Pushing Mechanism of Wrapping Machine Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2011, 32(13): 14—16.