

包装机械

给袋式包装机取袋机构结构参数的优化设计

孟祥飞¹, 杨传民², 樊文涛¹

(1.河北工业大学, 天津 300131; 2.天津商业大学, 天津 300134)

摘要: 目的 使给袋式包装机实现更加精确、平稳的取袋送袋。方法 通过建立取袋机构的数学模型, 得到包装机允许空间内大、小臂铰链点的位置可行域及初始安装角范围; 以封闭矢量法计算出末端执行器运动学参数解析式; 应用 Matlab 编程得到其运动学曲线图谱并进行分析。结果 优化后当大臂长 $l_1=360$ mm、小臂长 $l_2=200$ mm、安装角 $\alpha=30^\circ$ 时末端执行机构的运动学曲线轨迹过渡平稳、没有突变。结论 采用结构参数优化后的取袋机构具有良好的运动特性, 能够实现更加平稳的取送袋。

关键词: 包装机; 取袋机构; 运动学分析

中图分类号: TB486 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2017)19-0168-05

Optimization Design of Structure Parameters of the Bag-picking Mechanism in Bag-delivering Packaging Machine

MENG Xiang-fei¹, YANG Chuan-min², FAN Wen-tao¹

(1.Hebei University of Technology, Tianjin 300131, China; 2.Tianjin University of Commerce, Tianjin 300134, China)

ABSTRACT: The work aims to enable the bag-delivering packaging machine to pick up and deliver the bags in a more precise and stable manner. By establishing the mathematical model for the bag-picking mechanism, the feasible region of big and small arm hinge coordinates and the initial installation angle range in the allowable space for the packaging machine were obtained. The kinematical parameter analysis formula of the end effector was calculated in the closing-vector-circle method. Its kinematical curve spectrum was obtained and analyzed with Matlab program. After the optimization, when the big arm length $l_1=360$ mm, small arm length $l_2=200$ mm and installation angle $\alpha=30^\circ$, the kinematical curve track of the end effector was in a stable transition without sudden change. The bags can be picked up and delivered more stably by adopting the bag-picking mechanism with the optimized structure parameters.

KEY WORDS: packaging machine; bag-picking mechanism; kinematic analysis

包装机械的发展对包装工业的发展有着重要意义^[1], 特别是在我国正逐步进入国际包装大国行列的时期^[2]。给袋式包装机的应用使得包装自动化程度、企业生产效率皆得以提高, 降低了生产成本。提高包装速度的同时实现包装生产的平稳与快速性是业内研究的热门之一^[3]。给袋式包装机是将包装袋放在取袋装置处, 机械手会依循轨迹取袋送袋, 之后包装袋依次进行夹袋、打码、开袋、撑袋、落料、热封、整形等作业^[4]。取袋机构是包装机的重要执行机构, 要

求取袋机械手运动平稳准确和高效安全, 以保证完美取袋送袋提高包装效率。

文中对取袋机械手机构进行设计分析与优化。首先建立取袋机构的模型, 根据包装机结构布局和机构结构可行性, 对取袋机械手机构的大臂与小臂的铰链连接点进行分析, 得到这一关键铰链点的位置可行域。然后依据机构运动模型, 对取袋机械手进行运动学分析^[5-6], 基于运动学曲线图谱研究分析各结构参数^[7]下的运动性能, 求取最优解以提高机构整体性能。

收稿日期: 2017-03-29

基金项目: 天津市自然科学基金重点项目 (15JCZDJC34100); “十二五”国家科技支撑计划 (2012BAD32B04)

作者简介: 孟祥飞 (1992—), 男, 河北工业大学硕士硕士生, 主攻包装机械。

通讯作者: 杨传民 (1959—), 男, 天津商业大学教授、博导, 主要研究方向为包装机械和包装材料。

1 取袋机构的数学模型

1.1 取袋机构组成及工作原理

取袋机构是由 2 自由度的平面连杆开式链机构和联动凸轮机构组成的封闭型组合机构, 末端执行器选择机械二指夹持式机构^[8-9]。取袋机械手机构简图见图 1。其中大臂臂长为 l_1 , 小臂臂长为 l_2 , 取袋末端执行器 C 点到回转中心 A 的距离为 l_0 , θ 与 β 分别为大、小臂与 x 轴所夹夹角。在取袋机构中联动凸轮作为原动件, 取袋机构在联动凸轮的作用下推动摆杆带动链轮机构运动, 其中小臂与从动链轮、主动链轮与摆杆固连在一起, 链轮转动实现小臂杆的摆动, 这样使得末端机械手实现取送袋运动。凸轮旋转 1 个周期, 机械手重新取袋, 循环作业。

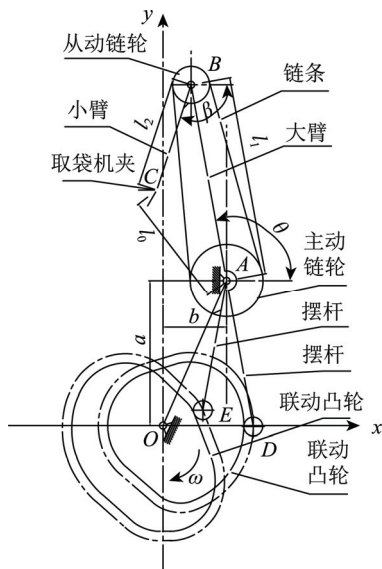


图 1 取袋机械手机构

Fig.1 Sketch of bag-picking manipulator mechanism

1.2 联动凸轮从动件的数学模型

联动凸轮的凸轮 1, 2 作为机构的原动件, 选取正弦加速度运动规律作为凸轮 1, 2 的从动件运动规律。凸轮旋转 1 周即 1 个周期内, 凸轮 1 轮廓线由回程阶段、近休止阶段、推程阶段和远休止阶段组成, 则凸轮 1 的从动件摆杆 3 在 1 个周期内的摆角函数 $\varphi_m(t)$ 为:

$$\varphi_m(t) = \begin{cases} h[1 - (\omega t / \xi') + \sin(2\pi\omega t / \xi') / (2\pi)] & t \in (0 \sim \eta_1 / \omega) \\ 0 & t \in (\eta_1 / \omega \sim \eta_2 / \omega) \\ h[(\omega t - \eta_2) / \xi - \sin(2\pi(\omega t - \eta_2) / \xi) / (2\pi)] & t \in (\eta_2 / \omega \sim \eta_3 / \omega) \\ 0 & t \in (\eta_3 / \omega \sim 2\pi / \omega) \end{cases} \quad (1)$$

式中: h 为凸轮 1 最大摆角; ξ' 为回程运动角; ξ 为推程运动角; $\eta_i (i=1,2,3)$ 为凸轮 1 转角; ω 为联动凸轮转速。其中 $h=10^\circ$, $\omega=60^\circ/\text{s}$, $\xi'=86^\circ$, $\xi=60^\circ$, $\eta_1=86^\circ$, $\eta_2=208^\circ$, $\eta_3=268^\circ$ 。

凸轮 2 轮廓线由推程阶段、远休止阶段、二次推

程阶段、回程阶段和近休止阶段 5 部分组成。同理, 凸轮 2 的从动件摆杆 4 在一个周期内的摆角方程 $\varphi_n(t)$ 为:

$$\varphi_n(t) = \begin{cases} h'[(\omega t / \psi') - \sin(2\pi\omega t / \psi') / (2\pi)] & t \in (0 \sim \lambda_1 / \omega) \\ 0 & t \in (\lambda_1 / \omega \sim \lambda_2 / \omega) \\ h' + h''\{(\omega t - \lambda_2) / \psi' - \sin[2\pi(\omega t - \lambda_2) / \psi'] / (2\pi)\} & t \in (\lambda_2 / \omega \sim \lambda_3 / \omega) \\ (h' + h'')[1 - (\omega t - \lambda_3) / \psi'' + \sin(2\pi(\omega t - \lambda_3) / \psi'') / (2\pi)] & t \in (\lambda_3 / \omega \sim \lambda_4 / \omega) \\ 0 & t \in (\lambda_4 / \omega \sim 2\pi / \omega) \end{cases} \quad (2)$$

式中: h' 为凸轮 2 第 1 次最大摆角; ψ 为推程运动角; h'' 为凸轮 2 第 2 次最大摆角; ψ' 为二次推程运动角; ψ'' 为回程运动角; ω 同前; $\lambda_i (i=1,2,3,4)$ 为凸轮 2 转角。其中 $h'=26^\circ$, $\psi=166^\circ$, $h''=6^\circ$, $\psi'=45^\circ$, $\psi''=95^\circ$, $\lambda_1=166^\circ$, $\lambda_2=196^\circ$, $\lambda_3=241^\circ$, $\lambda_4=336^\circ$ 。

1.3 链轮系的数学模型

链轮系机构是取袋机械手末端执行器运动的重要机构, 主要是传递运动动力于小臂, 实现小臂的旋转摆动。根据取袋机械手的工作原理可知, 链轮系属于中间传动链机构, 其自身不但随大臂绕转动中心 A 摆动旋转, 而且还绕着大臂 AB 杆做环形转动。由于链轮系机构中的从动链轮既随大臂绕转动中心 A 公转, 又绕大臂 AB 杆的铰链 B 点自转, 故可把链轮系机构视作一种周转轮系^[10-11]。转化轮系的机构运动简图见图 2。

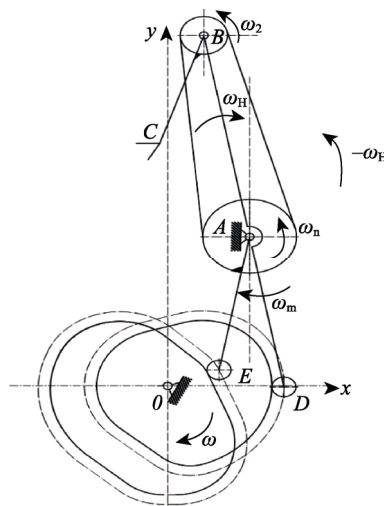


图 2 转化轮系的机构运动

Fig.2 Sketch of mechanism motion of change train

根据相对运动原理, 给整个周转轮系加一个公共角速度 $-\omega_H$, 使其绕大臂旋转中心 A 回转, 此时各构件之间的相对运动保持不变, 而大臂即转化轮系的行星架的角速度变为 0。图 2 中凸轮 1 的摆杆角速度 ω_m 也是大臂的角速度 ω_H , 凸轮 2 的摆杆角速度为 ω_n 即主动链轮的角速度, 而从动链轮的角速度为 ω_2 即小臂的转

$$\begin{cases} C_x = l_1 \cos\{\theta - [h - \varphi_m(t)]\} + l_2 \cos[\beta + \varphi_2(t)] + a \\ C_y = l_1 \sin\{\theta - [h - \varphi_m(t)]\} + l_2 \sin[\beta + \varphi_2(t)] + b \end{cases} \quad (8)$$

为简化公式, 令 $h - \varphi_m(t) = \delta$, 则末端执行器 C 点速度方程为:

$$\begin{cases} v_x = \frac{dc_x}{dt} = -l_1 \sin(\theta - \delta) \frac{d\varphi_m(t)}{dt} - l_2 \sin(\beta + \varphi_2(t)) \frac{d\varphi_2(t)}{dt} \\ v_y = \frac{dc_y}{dt} = l_1 \cos(\theta - \delta) \frac{d\varphi_m(t)}{dt} + l_2 \cos(\beta + \varphi_2(t)) \frac{d\varphi_2(t)}{dt} \end{cases} \quad (9)$$

末端执行器 C 点加速度方程为:

$$\begin{cases} a_x = \frac{d^2v_x}{dt^2} = -l_1 \cos(\theta - \delta) \left(\frac{d\varphi_m(t)}{dt} \right)^2 - l_1 \sin(\theta - \delta) \frac{d^2\varphi_m(t)}{dt^2} - l_2 \cdot \\ \cos(\beta + \varphi_2(t)) \left(\frac{d\varphi_2(t)}{dt} \right)^2 - l_2 \sin(\beta + \varphi_2(t)) \frac{d^2\varphi_2(t)}{dt^2} \\ a_y = \frac{d^2v_y}{dt^2} = -l_1 \sin(\theta - \delta) \left(\frac{d\varphi_m(t)}{dt} \right)^2 + l_1 \cos(\theta - \delta) \frac{d^2\varphi_m(t)}{dt^2} - l_2 \cdot \\ \sin(\beta + \varphi_2(t)) \left(\frac{d\varphi_2(t)}{dt} \right)^2 + l_2 \cos(\beta + \varphi_2(t)) \frac{d^2\varphi_2(t)}{dt^2} \end{cases} \quad (10)$$

式中: a, b 分别为 A 点的 x, y 方向坐标值, $a=115$ mm, $b=264$ mm, $\theta=100.27^\circ$, $\beta=-(\alpha+79.73^\circ)$ 。

根据式(8—10)利用 Matlab 对上述臂长和安装角双参数下的运动学方程进行编程求解, 得到末端执行器的位移曲线图。 C 点平面位置曲线见图 5。图 5 中的汇集点坐标为 $(-145.3, 581.1)$, 夹袋点坐标为 $(315.6, 618.5)$ 。臂长 l 越大, C 点在 x 负方向的位移值就越大, 最大值为 314.9 mm 此时机构参数为臂长 610 mm, 安装角 100° 。在 x 负方向的位移值大, 说明工作所占空间大。在 $x=200$ 与 $y=400$ 两直线之间的区域, 可以明显地看到 $[210, 310]$ 区间的曲线回程轨迹长且复杂, 偏离回程目标点。这说明在 x 方向其在到达夹袋点后有继续运动一段距离, 这必然延长了取袋时间, 同时影响运动平稳性。在 $[460, 610]$ 区间的曲线汇集在夹袋点左侧, 说明该长度的臂长无法到达取袋点, 无法完成取袋工作故不宜取。安装角对曲线轨迹的影响看起来并不明显, 但实际上安装角越大, 对应的曲线轨迹向下偏移, 使曲线波动更大。由图 5 可知臂长与安装角越大, 其在 y 方向上的位移值就越大, 造成机构结构和末端执行器工作所占空间越大, 且臂长一定时, 安装角越大, 曲线波动越大, 安装角为 100° 时的曲线尤为明显。综上可知, 臂长为 360 mm、安装角在 $[0, 40^\circ]$ 区间时的曲线可取性较好。

C 点速度和加速度的曲线图谱见图 6。速度或加速度较大或者变化较大都不利于运动的平稳, 在某些轨迹点产生的冲击会给机构造成振动, 对机构造成损害, 故只能选择对运动精度和平稳性影响小的机构参数来降低这种影响。由速度曲线和加速度曲线可知, 影响曲线变化的主要因素是安装角, 而臂长的影响效果次之。当安装角选定时, 每一组臂长参数对应一条

曲线, 安装角越大相应的曲线幅值越高, 相对波动越大, 同时随着臂长的增加, 速度和加速度曲线上移。

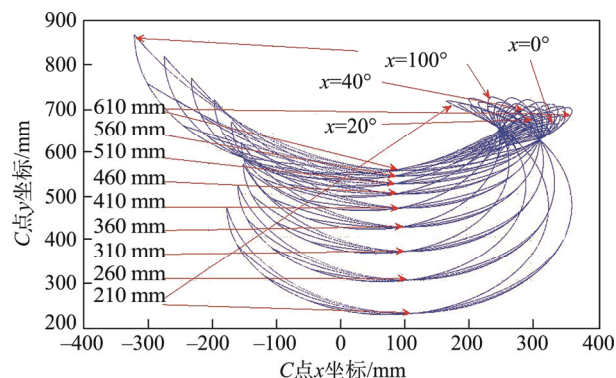


图 5 C 点 xy 平面位置曲线谱

Fig.5 The xy plane position curve spectrograms of C point

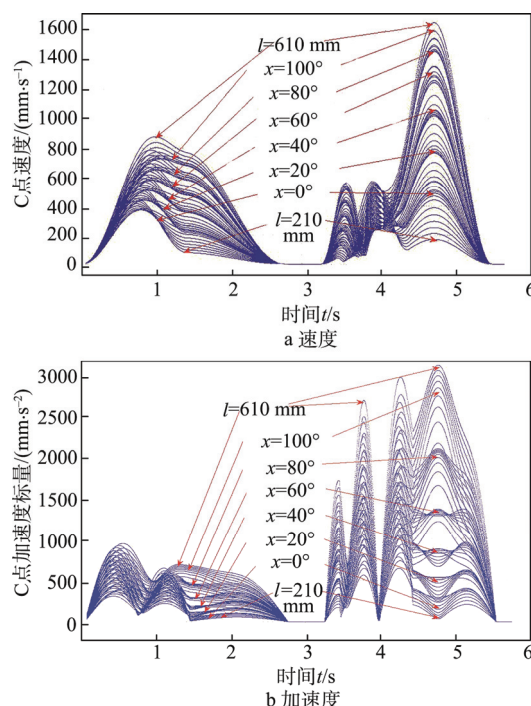


图 6 C 点曲线谱

Fig.6 Curve spectrograms of C point

由图 6a 可知, 安装角在 $[0, 40^\circ]$ 区间的曲线波动小, 过度光滑。由图 6b 可知, 安装角在 $[0, 20^\circ]$ 区间的曲线幅值虽小, 但波动较大, 且过度不光滑。在 t 为 $1.45, 3.5, 4.5$ s 时, 曲线有尖点; 在 $t \in [3.3, 5.6]$ 时, 安装角在 $[60^\circ, 100^\circ]$ 区间的曲线幅值比在 $[0, 20^\circ]$ 区间的曲线幅值大且波动也大。综合可得安装角在 $[20^\circ, 40^\circ]$ 区间的曲线可取性较佳。

综合上述位置、速度、加速度运动学曲线图谱的解析, 最终选取大臂臂长 $l_1=360$ mm, 小臂臂长 $l_2=200$ mm 与安装角 $\alpha=30^\circ$ 作为取袋机械手机构的优化设计参数。由于文章篇幅所限, 仅以优化后的参数对 C 点在 x 方向上的速度曲线图谱来进行分析验证。 C 点在 x 方向速度见图 7, 可以看到速度曲线在 2 个原动件联动凸轮相互配合的每一阶段都是连续的, 虽然

在5 s附近速度曲线有所变化,但优化后的机构仍实现了速度曲线的光滑过度,提高了取袋运动的可靠性。

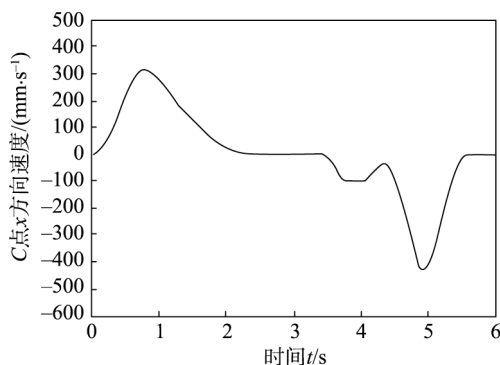


图7 C点x方向速度

Fig.7 The velocity of C point in x direction

4 结论

根据包装机链轮系机构的运行特点将其抽象成一种周转轮系得到其抽象数学模型,为后文分析提供数学基础;基于联动凸轮从动件与链轮系机构的数学模型,结合大臂长的数学表达式与其交链点的位置可行域得到大臂长的取值范围,考虑到机构结构与相对位置的可行性得到安装角的取值范围;运用 Matlab 对臂杆和安装角双参数进行编程仿真,得到末端执行机构的运动学曲线图谱,确定取袋机构的最优参数。由于理论分析中忽略了末端执行器惯性力及惯性力矩对取袋过程的影响,其优化结果会产生一定的误差。优化后的取袋机构既简化了包装机,又提高了运动平稳性、安全指数以及包装效率。

参考文献:

- [1] 李晓飞. 关于包装机械技术发展探讨[J]. 科技展望, 2016, 26(13): 64.
LI Xiao-fei. Discuss about the Development of Packaging Machinery[J]. Science and Technology, 2016, 26(13): 64.
- [2] 邓卫斌, 易薇. 当下包装工业技术发展趋势探讨[J]. 设计, 2016(10): 116—117.
DENG Wei-bin, YI Wei. Discussion on the Development Trend of the Present Packaging Industry Technology[J]. Design, 2016(10): 116—117.
- [3] 杨传民, 刘铭宇, 汪浩, 等. 给袋式包装机取袋机构的运动学分析[J]. 农业机械学报, 2013, 44(S2): 161—166.
YANG Chuan-min, LIU Ming-yu, WANG Hao, et al. Kinematic Analysis of Bag-picking Mechanism in Automatic Bag-delivering Packaging Machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(S2): 161—166.
- [4] 杜文华, 赵慧文, 段能全, 等. 一种颗粒包装机摆动式充填机构的设计[J]. 包装工程, 2013, 34(3): 77—79.
DU Wen-hua, ZHAO Hui-wen, DUAN Neng-quan, et al. Design of a Swing-type Filling Device of Particle Auto-matic Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2013, 34(3): 77—79.
- [5] CHAVAN S V J. Synthesis and Analysis of Coupler Curves with Combined Planar Cam Follower Mechanisms[J]. Science and Technology, 2010, 2(6): 231.
- [6] 杨传民, 汪浩, 刘铭宇, 等. 给袋式包装机撑袋空间组合机构的运动学分析[J]. 包装工程, 2014, 35(5): 35—40.
YANG Chuan-min, WANG Hao, LIU Ming-yu, et al. Kinematic Analysis of Spatial Combined Mechanism for Bag Opening in Automatic Bag Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(5): 35—40.
- [7] 刘筱霞. 包装机械[M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.
LIU Xiao-xia. Packaging Machinery[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2006.
- [8] 黄贤新. 工业机器人机械手设计[J]. 装备制造技术, 2012(3): 220—221.
HUANG Xian-xin. Design of Manipulator of Industrial Robots[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2012(3): 220—225.
- [9] 杨传民, 田少龙, 杨猛. 码垛机器人末端执行器的设计[J]. 包装工程, 2014, 35(3): 60—63.
YANG Chuan-min, TIAN Shao-long, YANG Meng. Design of End-effector of Palletizing Robots[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(3): 60—63.
- [10] 浦毅. 周转轮系传动比的计算方法分析及其应用[J]. 机械工程师, 2013(11): 34—35.
PU Yi. Analysis and Application of Computational Method of Ratio of Epicyclic Gear Train[J]. China Academic Journal Electronic Publishing House, 2013(11): 34—35.
- [11] MALASHCHENKO V, STRILETS O, STRILETS V. Method and Device for Speed Change by the Epicyclic Gear Train with Stepped-Planet Gear Set[J]. Research Works of Air Force Institute of Technology, 2016, 38(1): 13—20.
- [12] BUCIAKOWSKI M, WITCZAK P. A New Matlab Coder for Generating Structured Text Language from Matrix Expression for PLC and PAC Controllers[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2017, 783(1): 1742—1756.
- [13] YUE Di, MEI Yan-li, TONG Qiao, et al. Edge Detection and Mathematic Fitting for Corneal Surface with Matlab Software[J]. International Journal of Ophthalmology, 2017, 10(3): 336—342.
- [14] 张振浩, 陈威, 唐逸葵, 等. 基于 MATLAB 的地震作用下 SDOF 体系能量响应时程分析[J]. 应用基础与工程科学学报, 2017, 25(1): 113—128.
ZHANG Zheng-hao, CHEN Wei, TANG Yi-kui, et al. Energy Response Time-histories of SDOF System Under Earthquake Loading Using MATLAB[J]. Journal of Basic Science and Engineering, 2017, 25(1): 113—128.
- [15] 刘兴华, 敬维, 林威. GH Bladed 和 Matlab 的交互软件设计及风力发电机的独立变桨控制器仿真研究[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(22): 83—88.
LIU Xing-hua, JING Wei, LIN Wei. Interactive Software Platform Design Based on GH Bladed and Matlab With Simulation Study of Individual Pitch Controller of Wind Turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(22): 83—88.