

## 活动吸爪轮式交接装置的设计及优化

肖振乾, 王文格, 文冬仁  
(湖南大学, 长沙 410082)

**摘要:** **目的** 对某包装机组中的活动吸爪轮式交接装置进行设计, 分析其动力学特性, 并进行优化, 使其适合伺服控制。 **方法** 对交接装置中凸轮机构进行设计, 建立装置的三维模型, 利用虚拟样机技术进行动力学分析。利用遗传算法对机构的凸轮曲线进行优化设计。 **结果** 优化后的装置负载转矩波动幅度从7.7751下降到5.6696 N·m。 **结论** 通过优化凸轮机构引起的阻力矩, 可有效地减小装置负载转矩波动幅度, 降低对伺服电机性能的要求, 提高系统的同步控制精度。

**关键词:** 伺服驱动; 交接装置; 动力学分析; 凸轮优化

中图分类号: TH112.2; O313 文献标识码: A 文章编号: 1001-3563(2016)09-0089-05

## Design and Optimization of the Wheeled Transfer Mechanism with Movable Claws

XIAO Zhen-qian, WANG Wen-ge, WEN Dong-ren  
(Hunan University, Changsha 410082, China)

**ABSTRACT:** The dynamic analysis was carried out and the wheeled transfer mechanism with movable claws was optimized to fit the servo driving system. The paper discussed the design process of the cam mechanism, established the three-dimensional model, and analyzed the dynamic characteristics of the transfer mechanism through virtual prototype technology. According to the characteristics of the workload, the cam curve was optimized using the genetic algorithm. The dynamic fluctuation of load torque was reduced from 7.7751 to 5.6696 N·m. The dynamic fluctuation of load torque could be reduced evidently by optimizing the resistance moment, the requirement of servo motor performance was also reduced, and the synchronization accuracy of the system was improved.

**KEY WORDS:** servo driving; transfer mechanism; dynamics analysis; cam optimization

凸轮机构广泛应用于自动包装机中, 却使装置负载发生较大幅度波动。在高速包装机中, 利用伺服驱动系统替代机械传动系统, 不仅能简化机械传动链, 而且还能提高控制精度。其中, 伺服电机的性能为重要考虑因素, 而装置负载的波动幅度决定电机的选择, 并影响多轴同步控制精度。国内外学者多从优化伺服电机控制策略角度来提高同步控制精度, 文献[1]设计了基于非线性相关耦合误差和滑模变结构控制理论的鲁棒控制算法来兼顾各轴的跟踪误差和同步

误差<sup>[1]</sup>; 文献[2]结合周期径向基函数网络(RBFN)和自适用模糊神经网络, 提出一种自适应混合控制系统来提高永磁同步电机的控制精度<sup>[2]</sup>; 文献[3]采用交叉耦合方式设计多电机同步控制器, 利用模糊PID算法整定PID参数, 达到提高同步性的目的<sup>[3]</sup>。从优化装置负载转矩特性角度来提高同步控制精度的文献则较少。某高速包装机组对产品的包装是在多个连续轮式装置上进行的, 各轮体之间有着严格的同步性要求。传统设备的同步性通过机械同步方式所实现, 当

收稿日期: 2015-09-01

基金项目: 国家自然科学基金(51275162)

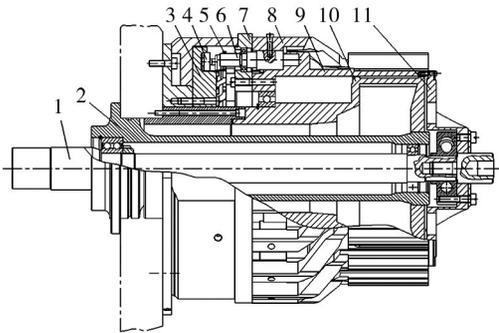
作者简介: 肖振乾(1989—), 男, 湖南衡阳人, 湖南大学硕士生, 主攻机械设计及优化。

通讯作者: 王文格(1966—), 男, 湖南华容人, 博士, 湖南大学教授, 主要研究方向为机电控制、运动控制、烟草机械。

采用控制方式灵活,精度、柔性化高的电气同步方式时,则需对原装置进行设计分析及优化,以使其适合伺服驱动。文中选取某高速包装机组的活动吸爪轮式交接装置为研究对象,分析了装置中盘形凸轮的设计过程,并以降低装置负载波动幅度,提高电机同步控制精度为目标,完成了装置的优化,为同类自动包装机的设计及优化提供参考。

### 1 活动吸爪轮式交接装置

活动吸爪轮式交接装置的作用是承接上游机传递来的产品,并将产品传递给下一个轮式装置,见图1。主轴1安装在轴承座2内,进行旋转运动。盘形槽凸轮3、配气座10与机箱固定,配气座10与轮体9之间不接触,有0.1 mm间隙,工作时配气座10向装置提供吸附产品所需的负压。主轴1、法兰11、轮体9、圆盘7两两之间通过螺栓固定。滚子4、摆杆5、转轴6和活动吸爪8固定在一起构成活动吸爪组件。



1.主轴 2.轴承座 3.盘形槽凸轮 4.滚子 5.摆杆 6.转轴 7.圆盘 8.活动吸爪 9.轮体 10.配气座 11.法兰

图1 活动吸爪轮式交接装置

Fig.1 The transfer mechanism of movable claw

凸轮与机身固定,主轴带动法兰、轮体、圆盘等进行逆时针旋转运动,见图2。摆杆AB随轮体绕O点以角速度公转,同时,摆杆AB还绕B点以角速度进行自转,其自转运动由凸轮机构所控制。当摆杆运动到AB位置时,轮体上的固定槽承接上游机传递的外侧产品,而活动吸爪BC承接内侧产品。当摆杆运动到A<sub>1</sub>B<sub>1</sub>位置时,活动吸爪与固定槽承接的产品位于同一圆周上,当轮体转过一定角度后,产品将被传递给下一轮体。

### 2 凸轮机构的设计

交接装置设计的核心是对凸轮机构的设计,采用无

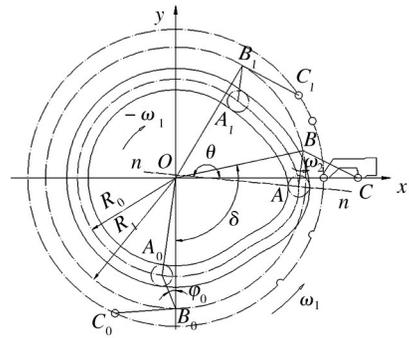


图2 装置工作原理

Fig.2 Working principle of the mechanism

量纲参数进行设计分析,无量纲时间 $t$ 、位移 $S$ 、速度 $v$ 、加速度 $A$ 和跃度 $J$ 的表达式依次为 $t = \delta / \delta_s, S = \varphi / \varphi_s, v = \delta_s \omega_2 / (\varphi_s \omega_1), A = \delta_s^2 \varepsilon_2 / (\varphi_s \omega_1^2), J = \delta_s^3 j_2 / (\varphi_s \omega_1^3)$ 。式中, $\delta$ 为轮体的转角; $\delta_s$ 为推程或回程阶段轮体转角; $\varphi$ 为摆杆的转角; $\varphi_s$ 为摆杆的升程角; $\omega_1$ 为轮体的角速度; $\omega_2$ 为摆杆的角速度; $\varepsilon_2$ 为摆杆的角加速度; $j_2$ 为摆杆的跃度<sup>[4-6]</sup>。

#### 2.1 凸轮的轮廓曲线

如图2所示,设摆杆处于A<sub>0</sub>B<sub>0</sub>位置时为起始位置,取摆杆的旋转中心B<sub>0</sub>与凸轮轴心O之连线为坐标系的y轴。当摆杆随轮体相对凸轮公转过 $\delta$ 角时,其自转角位移为 $\varphi$ ,则A点的坐标为:

$$\begin{cases} x = R_1 \sin \delta - L \sin[\delta + (\varphi_0 + \varphi)] \\ y = -R_1 \cos \delta + L \cos[\delta + (\varphi_0 + \varphi)] \end{cases} \quad (1)$$

此式为凸轮理论廓线方程,式中, $R_1$ 为凸轮轴心O与摆杆的旋转中心B<sub>0</sub>之间的距离; $L$ 为摆杆的长度; $\varphi_0$ 为摆杆的初始位置角, $\varphi_0 = \arccos(R_1^2 + L^2 - R_0^2) / (2R_1L)$ , $R_0$ 为基圆半径。

工作廓线与理论廓线在法线 $n-n$ 方向的距离等于滚子半径 $r$ ,故当已知理论廓线上任意一点A( $x, y$ )时,只要沿着理论廓线在该点法线方向取距离为 $r$ ,即得工作廓线上的相应点A'( $x', y'$ )<sup>[7-9]</sup>。理论廓线A点处法线 $n-n$ 的斜率(与切线斜率互为负倒数)为:

$$\tan \theta = -\frac{dx}{dy} = -\frac{dx}{dt} / \frac{dy}{dt} = \frac{\sin \theta}{\cos \theta} \quad (2)$$

根据式(1)有

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = R_1 \cos \delta \frac{d\delta}{dt} - L \cos[\delta + (\varphi_0 + \varphi)] \left( \frac{d\delta}{dt} + \frac{d\varphi}{dt} \right) \\ \frac{dy}{dt} = R_1 \sin \delta \frac{d\delta}{dt} - L \sin[\delta + (\varphi_0 + \varphi)] \left( \frac{d\delta}{dt} + \frac{d\varphi}{dt} \right) \end{cases} \quad (3)$$

从而有

$$\begin{cases} \sin \theta = \frac{dx}{dt} / \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2} \\ \cos \theta = -\frac{dy}{dt} / \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2} \end{cases} \quad (4)$$

联立式(2)–(4),可得 $A'(x', y')$ 的坐标:

$$\begin{cases} x' = x \pm r_t \cos \theta \\ y' = y \pm r_t \sin \theta \end{cases} \quad (5)$$

式(5)即为凸轮的工作廓线方程。式中“+”号用于内等距曲线,“-”号用于外等距曲线。

通过计算,可得压力角,为了避免出现负值,可对其取绝对值<sup>[10]</sup>,即:

$$\alpha = \left| \arctan \left[ \frac{R_1 \cos(\varphi_0 + \varphi) - L(1 + \frac{\varphi_s}{\delta_s} v)}{R_1 \sin(\varphi_0 + \varphi)} \right] \right| \quad (6)$$

### 2.2 从动件的运动规律

改进正弦加速度运动规律具有较好的综合动力学性能,行程过程无冲击,适用于中、高速,中、重载的运动场合<sup>[11]</sup>,故在交接装置的设计中采用。各分段区间 $t \in [0, m], [m, n], [n, 1]$ 的无量纲加速度、速度和位移依次为:

$$A(t) = A_{\max} \begin{cases} \sin(w_1 t) \\ \sin(w_2 t + \varphi_2) \\ \sin(w_3 t + \varphi_3) \end{cases} \quad (7)$$

$$V(t) = A_{\max} \begin{cases} -\cos(w_1 t)/w_1 + d_1 \\ -\cos(w_2 t + \varphi_2)/w_2 + d_2 \\ -\cos(w_3 t + \varphi_3)/w_3 + d_3 \end{cases} \quad (8)$$

$$S(t) = A_{\max} \begin{cases} -\sin(w_1 t)/w_1^2 + d_1 t + d_4 \\ -\sin(w_2 t + \varphi_2)/w_2^2 + d_2 t + d_5 \\ -\sin(w_3 t + \varphi_3)/w_3^2 + d_3 t + d_6 \end{cases} \quad (9)$$

式(7)–(9)中的系数可通过加速度、速度和位移的连续性条件和边界条件求出<sup>[12–13]</sup>,其中 $n=1-m, w_1 = \pi/(2m), w_2 = \pi/(1-2m), w_3 = w_1, \varphi_2 = \pi(1-4m)/[2(1-2m)], \varphi_3 = -\pi(1-4m)/(2m), d_1 = d_2 = d_3 = 1/w_1, d_4 = 0, d_5 = 1/w_2^2 - 1/w_1^2, d_6 = 2d_5, A_{\max} = 1/(d_3 + d_6)$ 。常用的改进正弦加速度运动规律的分段点为 $m=1/8, n=1-m=7/8$ 。

装置由伺服电机直接驱动,额定转速 $\omega_1 = 1700^\circ/\text{s}$ ,凸轮基圆半径 $R_0 = 110 \text{ mm}$ ,凸轮轴心 $O$ 与摆杆的轴心 $B_0$ 之间的距离 $R_1 = 142 \text{ mm}$ ,摆杆 $AB$ 的长度 $L = 44 \text{ mm}$ ,滚子半径 $r_t = 12 \text{ mm}$ 。当 $\delta \in [40^\circ, 101^\circ]$ 时,摆杆为推程阶段;当 $\delta \in [101^\circ, 154^\circ]$ 时,摆杆为回程阶段;当 $\delta$ 为其他角度时,摆杆为近休止阶段;摆杆在运

动过程中,角度变化 $\varphi_s = 40^\circ$ 。根据以上已知条件,可建立盘形槽凸轮和整个装置的三维模型,见图3。

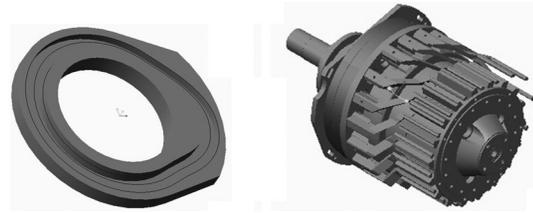


图3 凸轮、交接装置三维模型

Fig.3 The three-dimensional models of the cam and the transfer mechanism

### 3 优化过程

利用虚拟样机分析软件ADAMS对装置进行动力学仿真分析,获得装置1个周期的负载转矩,见图4。轮体在旋转1周的过程中,由于在圆周上分布着18个活动吸爪组件,每隔 $20^\circ$ 有1个,因此,轮体每转动 $20^\circ$ ,18个活动吸爪组件在轮体上的分布形态将与 $20^\circ$ 之前一致,由此凸轮机构引起的负载即完成1个周期的变化,在轮体转动1周的过程中,凸轮机构引起的负载转矩将变化18个周期。装置负载转矩的变化范围为 $15.8914 \sim 23.6665 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,平均值为 $19.0778 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,负载波动幅度为 $7.7751 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。装置负载转矩的波动主要由凸轮机构的运动引起,波动幅度越大,伺服电机同步控制精度越低,对电机的性能要求也越高。由此,在保持装置大部分结构不变的前提下,通过优化凸轮机构引起的阻力矩,将有利于系统同步控制精度的提高。

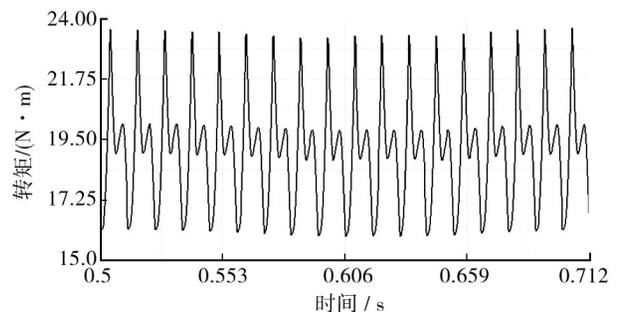


图4 负载转矩

Fig.4 The load torque

#### 3.1 设计变量和目标函数

对凸轮机构进行动力学分析,以便确定优化设计变量和目标函数。

如图5所示,在不考虑摩擦力的情况下,凸轮对第  $k$  个活动吸爪组件的作用力:

$$F_k = I\varepsilon_2 / (L \cos \alpha) \tag{10}$$

凸轮机构引起的阻力矩

$$M_k = F_k OK \sin[\gamma_k - (\varphi_0 + \varphi_k)] \tag{11}$$

由图5可知:

$$OK = R_1 \omega_2 / (\omega_2 + \omega_1) \tag{12}$$

联立式(6)和(10)—(12),可得

$$M_k = \frac{I \varphi_s^2 \omega_1^2}{\delta_s^3} A_k V_k \tag{13}$$

式(10)中,  $I$  为摆杆绕  $B$  点的转动惯量,其值约为  $8.332 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。式(11)中,  $\gamma_k$  为凸轮机构的传动角。式(13)中,  $A_k, V_k$  分别为第  $k$  个活动吸爪组件对应位置的凸轮曲线无量纲加速度和速度。

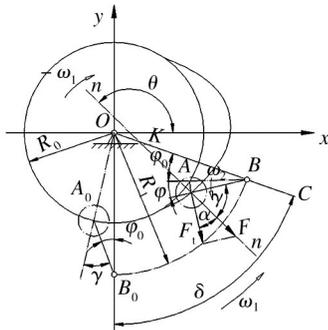


图5 凸轮机构动力学分析

Fig.5 Dynamic analysis of the cam mechanism

根据式(13)可知,在保持凸轮机构基本设计条件不变的前提下,单个活动吸爪组件引起的阻力矩由凸轮曲线的无量纲加速度和速度所决定。结合2.2节对改进正弦加速度运动规律的研究,其无量纲加速度和速度与分段点  $m$  的取值密切相关,由此将  $m$  作为优化设计变量。

将所有活动吸爪组件引起的负载转矩相加,便得到整体阻力矩,其绝对值便是优化的目标。同时,采用惩罚函数对新的凸轮曲线的最大无量纲速度和加速度进行一定的约束,故负载优化目标函数为

$$\begin{aligned} \min f(X) = & \max \left( \text{abs} \sum_{k=1}^{k=18} M_k \right) + \\ & \text{pun} \times \max(0, \max(V_m - 1.7596)) + \\ & \text{pun} \times \max(0, \max(A_m - 5.5280)) + \\ & \text{pun} \times \max(0, \max(J_m - 100)) \end{aligned} \tag{14}$$

式中,  $\text{pun}$  为惩罚系数,取值为 10 000;  $V_m, A_m, J_m$  分别为最大无量纲速度、加速度和跃度。1.7596 和 5.5280 分别是优化前的改进正弦加速度运动规律的最

大无量纲速度和加速度,其最大无量纲跃度为 69.4664。

### 3.2 设计变量的求解

采用遗传算法<sup>[14-15]</sup>对优化设计变量进行迭代求解,考虑到设计变量只是一维变量,因此,群体大小设定为 50,交叉概率为 0.7,变异概率为 0.02,设计变量的范围为 (0, 0.5),迭代步数为 500,求解出优化设计变量  $m=0.083\ 501$ 。

### 3.3 优化结果

根据求解出的优化设计变量,生成新的凸轮曲线,建立新的装置三维模型,对其进行动力学分析,装置的负载转矩得到优化。图6中虚线为优化前的运动规律曲线,实线为优化后的运动规律曲线,最大无量纲速度由 1.759 603 减小到 1.692 081,最大无量纲加速度从 5.527 957 减小到 5.315 820,最大无量纲功率由 5.457 740 减小为 4.843 659,而最大无量纲跃度则从 69.466 357 变为 99.999 827,此结果的变化是由优化目

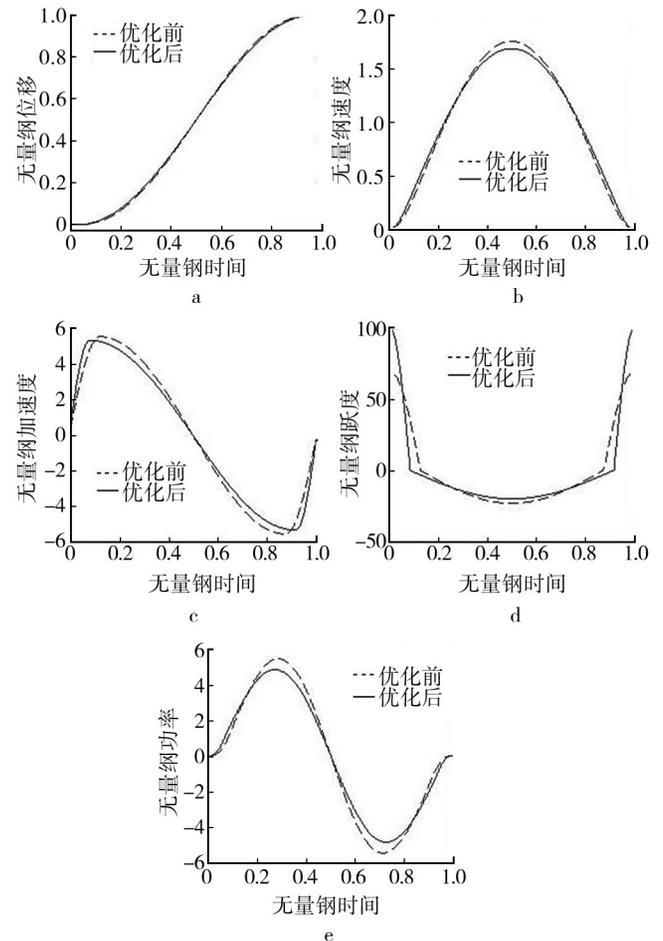


图6 优化前后运动规律曲线

Fig.6 The motion laws of cam curves before and after optimization

标函数式(14)所决定的。优化后的负载转矩见图7,装置负载转矩的变化范围为16.2450~21.9146 N·m,平均值为19.0673 N·m,负载波动幅度为5.6696 N·m。与优化前的负载转矩进行比较,其平均值有微小的下降,负载波动幅度下降较为明显。

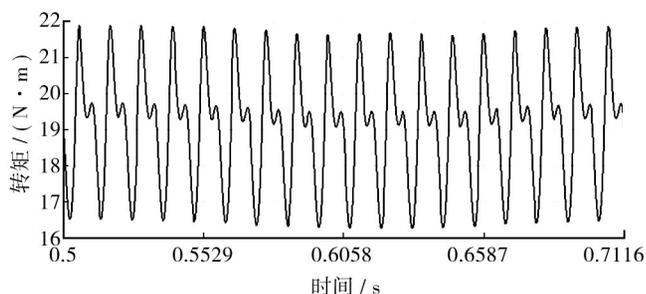


图7 优化后的负载转矩

Fig.7 The load torque after optimization

#### 4 结语

由于活动吸爪轮式交接装置具有凸轮机构,其负载转矩波动幅度较大,因而会影响伺服电机的同步控制精度。通过对凸轮机构进行研究,分析其设计过程,建立动力学模型,给出凸轮机构引起的阻力矩计算公式。以降低装置负载转矩波动幅度为优化目标,采用遗传算法计算出最优值,从而完成装置的优化,可降低系统对伺服电机的性能要求,提高系统的同步控制精度。

#### 参考文献:

- [1] 王宣银,程佳. 基于相关耦合的并联四轴电动伺服平台鲁棒控制[J]. 中国电机工程学报,2009,29(6):117—121.  
WANG Xuan-yin, CHENG Jia. Robust Control of Parallel Four-axis Electric Servo Platform Based on Relative Coupling Error[J]. Proceedings of the CSEE,2009,29(6):117—121.
- [2] FAYEZ F M. Adaptive Hybrid Control System Using a Recurrent RBFN-based self-evolving Fuzzy-neural-network for PMSM Servo Drives[J]. Applied Soft Computing, 2014, 21:509—532.
- [3] 程斯一,纪文刚,王志俊. 基于模糊PID的多伺服电机交叉耦合同步控制[J]. 北京石油化学学报,2014,22(4):54—57.  
CHENG Si-yi, JI Wen-gang, WANG Zhi-jun. The Cross-Coupled Synchronous Control of Multi Servo Motors Based on Fuzzy-PID[J]. Journal of Beijing Institute of Petro-chemical Technology,2014,22(4):54—57.
- [4] PAULO F. A Computational Approach for Cam Size Optimization of Disc Cam-Follower Mechanisms With Translating Roller Followers[J]. Journal of Mechanisms and Robotics, 2013,5(4):041010.
- [5] RAMIRO H. B, FORREST W F. Optimizing Cam Profiles Using the Particle Swarm Technique[J]. Journal of Mechanical Design,2011,133(9):091003.
- [6] 邹慧君,殷鸿梁. 间歇运动机构设计与运用创新[M]. 北京:机械工业出版社,2008.  
ZOU Hui-jun, YIN Hong-liang. Design and Application Innovation of Intermittent Motion Mechanism[M]. Beijing: China Machine Press,2008.
- [7] 田晓鸿,李龙,曹巨江. 推烟包装机推手装置的解析法设计[J]. 包装工程,2011,32(17):76—79.  
TIAN Xiao-hong, LI Long, CAO Ju-jiang. Analytic Design of the Pusher Device in Cigarette Packaging Machine[J]. Packaging Engineering,2011,32(17):76—79.
- [8] 孙桓,陈作模,葛文杰. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社,2006.  
SUN Huan, CHEN Zuo-mo, GE Wen-jie. Theory of Machines and Mechanisms[M]. Beijing: Higher Education Press,2006.
- [9] 张书,吕晓娟. 基于 Matlab 全自动装订机空间凸轮参数计算[J]. 包装工程,2014,35(17):91—96.  
ZHANG Shu, LYU Xiao-juan. Calculation of Parameters of Spatial Cam Mechanism in Complete-automatic Binder Based on Matlab[J]. Packaging Engineering,2014,35(17):91—96.
- [10] 杨巍. 摆动从动件盘形凸轮机构压力角的讨论[J]. 机械科学与技术,1999,18(1):78—79.  
YANG Wei. Discussion on Pressure Angle of Plate Cam Mechanism with Oscillating Follower[J]. Mechanical Science and Technology,1999,18(1):78—79.
- [11] WOOK H K, TAE W P. Study of Optimization of the Barrel Cam in a Paper-cup-forming Machine[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2012,26(9):2679—2684.
- [12] 刘雄心. 凸轮机构从动件等速运动规律的改进[J]. 包装工程,2010,31(19):63—66.  
LIU Xiong-xin. Improvement to Regular Pattern of Uniform Motion for Cam Gear Follower[J]. Packaging Engineering,2010,31(19):63—66.
- [13] MERMELSTEIN S P, ACAR M. Optimising Cam Motion Using Piecewise Polynomials[J]. Engineering with Computers, 2004,19(4):241—254.
- [14] 樊令强,张炜. 基于遗传算法的瓦楞辊齿形参数优化[J]. 包装工程,2014,35(7):44—48.  
FAN Ling-qian, ZHANG Wei. Optimization of Corrugated Roller Tooth Profile Parameters Based on Genetic Algorithm [J]. Packaging Engineering,2014,35(7):44—48.
- [15] 王靓,宁奎伟,李明辉. 基于遗传算法的贮液缸液位PID控制参数整定[J]. 包装工程,2014,35(23):89—93.  
WANG Jing, NING Kui-wei, LI Ming-hui. Tuning of PID Control Parameter for Liquid Level of Liquid Storage Cylinder Based on Genetic Algorithm[J]. Packaging Engineering,2014,35(23):89—93.