

包装机械

铝箔卷装盒机封口机构动力学仿真及参数优化

杨仁民^{1,2}, 张学昌², 韩俊翔²

(1. 太原科技大学, 太原 030024; 2. 浙江大学宁波理工学院, 宁波 315100)

摘要:目的 解决铝箔卷装盒机封口机构在工作过程中出现抖动和凸轮回位弹簧经常断裂的问题。方法 建立封口机构的虚拟样机模型并进行动力学仿真,通过封口机构的动力学特性分析封口机构中凸轮轮廓、回位弹簧刚度、装盒速度对整个封口机构工作性能的影响。结果 仿真结果表明,封口机构的抖动出现在封口机构封口完毕之前,正准备进入保持阶段的时候。回位弹簧刚度有助于减缓封口机构的抖动,但若继续增加刚度,减缓抖动的效果不明显。结论 当凸轮回位弹簧的刚度为0.4 N/mm,封口速度为2盒/s时,封口机构的抖动最小,整个过程中无明显的冲击现象,整机性能得到提升。

关键词: 封口机构; 动力学仿真; 凸轮; 弹簧刚度; 预紧力

中图分类号: TB486; TH112 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2016)07-0085-07

Dynamics Simulation and Structural Parameter Optimization of Sealing Mechanism of Aluminum Foil Cartoning Machine

YANG Ren-min^{1,2}, ZHANG Xue-chang¹, HAN Jun-xiang¹

(1. Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China;

2. Ningbo Institute of Technology, Zhejiang University, Ningbo 315100, China)

ABSTRACT: In order to reduce the vibration of the sealing mechanism of aluminum foil cartoning machine during the working process and solve the problem of cam return spring fracture, the dynamic characteristic of the sealing mechanism was analyzed by using Adams. The influence of the cam profile and the return spring stiffness was also analyzed. Besides, the effect of cartoning speed was also taken into account. As the simulation result showed that the vibration often appeared before the end of sealing process when the remaining stage was about to start. Increasing the return spring stiffness was helpful for mitigating the vibration, but the effect was not obvious when the return spring stiffness continued to increase. The impact phenomenon was not obvious and the sealing mechanism had a good performance when the return spring stiffness was 0.4 N/mm and the cartoning speed was 2 pcs/s.

KEY WORDS: sealing mechanism; dynamics simulation; cam; spring stiffness; preload

铝箔作为柔软的金属包装材料,在包装行业的使用十分广泛。铝箔卷作为家庭用品,消耗量正在逐年递增,与之相关的盒装需求也随之增加。装盒机作为铝箔卷的配套包装设备,国内装盒机在生产效率、工作平稳性、工作精度等方面与国外装盒机还存在比较大的差距。尤其在高速运转时,国内装盒机容易出现

机器震颤、工作失位、凸轮回位弹簧断裂等现象。这是因为国内包装行业起步较晚,生产的高速装盒机多数仿制外国设备,对整机的设计缺乏自主创新,对运动零件之间的配合问题缺乏了解^[1-2]。封口环节作为整个包装过程中一个重要的环节,该环节运作的好坏,对装盒机的整个包装过程有着至关重要的影响。

收稿日期: 2015-06-30

基金项目: 浙江省自然科学基金(Y1100073);宁波市产业技术创新及成果产业化重点项目(2013B10022)

作者简介: 杨仁民(1991—),男,江苏扬州人,太原科技大学硕士生,主攻机械结构设计及运动学与动力学仿真技术。

通讯作者: 张学昌(1969—),男,山西永州人,博士,浙江大学宁波理工学院教授,主要研究方向为复杂产品逆向建模关键技术等。

近年来,随着计算机技术的发展,虚拟样机技术广泛地应用到动力学系统仿真中^[3-6]。应用虚拟样机技术,可以对装盒机的封口机构进行动力学仿真,可以很方便地实现封口机构的设计与分析。

封口机构是凸轮—连杆机构。通过回位弹簧使从动件与凸轮表面贴合,从动件按照凸轮的轮廓规律运动。但在运动过程中,从动件常常会出现异常的跳动,与凸轮表面产生碰撞冲击,造成加速度的突变。由于产生突变的时间极短,因此短时间内造成的碰撞力极大。碰撞不仅影响封口的质量,也对弹簧产生极大的冲击。对于凸轮机构的运动特性国内外也进行了相当丰富的研究。Grewal和Newcombe^[7]研究了由几何误差、静态误差和动态误差对于凸轮运动的影响。Norton^[8]通过实验的方法研究了制造公差对于凸轮的动态影响。Gatti和Mundo^[9]探究通过直接在从动件上添加力的方式来减小零件之间由于弹性变形引起的振动。参考文献[10—16]研究通过改变凸轮的轮廓来改善机构的动力学特性。

关于凸轮轮廓及表面情况对凸轮机构的影响的研究已比较成熟,但是关于凸轮机构回位弹簧刚度、预紧力、转速在运动过程中产生的影响的研究却相对较少。这里对不同条件下的封口机构进行了仿真实验,根据仿真结果选出运动特性最好的一组参数,并将相应参数应用到实际的铝箔卷装盒机中,发现封口机构抖动幅度减小,残次品率明显下降,整机的性能得到了提升。

1 装盒机封口机构

装盒机的整个包装过程包括取盒、填充、纸盒封口3个流程,其中纸盒封口质量的好坏直接影响包装的质量。这里所述的装盒机,其整个封口过程由几个相同的封口机构共同完成,该封口机构是凸轮—连杆机构,见图1,通过凸轮—连杆的组合运动,将纸盒的小舌压至指定位置,实现产品的包装。

2 凸轮轮廓的设计

传统的凸轮设计是根据从动件的运动要求和凸轮的转动速度设计凸轮曲线的,由于二次曲线或者谐波曲线没有加速度冲击,因而得到广泛应用。随着机械运动速度的增加,对凸轮曲线的光滑性要求越来越高,设计凸轮曲线时必须考虑系统的动力学问题。采用高次凸轮曲线会更加平稳,并且可减少振动噪声^[17]。



图1 铝箔卷装盒机封口机构

Fig.1 The sealing mechanism of aluminum foil cartoning machine

2.1 凸轮的理论轮廓曲线

选择在运动过程中从动件没有冲击现象并且最大加速度相对较小的五次多项式规律来设计凸轮轮廓。封口机构的驱动部分是滚子摆动从动件盘形凸轮机构,凸轮轮廓曲线见图2,并建立如图2的坐标系。利用反转法原理及从动摆杆的规律求解凸轮的理论轮廓。从动摆杆五次多项式规律的数学方程为:

$$\theta = \begin{cases} \frac{\pi}{10} \left[10 \left(\frac{\varphi}{\pi/3} \right)^3 - 15 \left(\frac{\varphi}{\pi/3} \right)^4 + 6 \left(\frac{\varphi}{\pi/3} \right)^5 \right] \\ 0 < \varphi < \frac{\pi}{3}, \text{推程} \\ \frac{\pi}{10} - \frac{\pi}{10} \left[10 \left(\frac{\varphi - 2\pi/3}{2\pi/3} \right)^3 - 15 \left(\frac{\varphi - 2\pi/3}{2\pi/3} \right)^4 + \right. \\ \left. 6 \left(\frac{\varphi - 2\pi/3}{2\pi/3} \right)^5 \right] \\ \frac{2\pi}{3} < \varphi < \frac{4\pi}{3}, \text{回程} \end{cases} \quad (1)$$

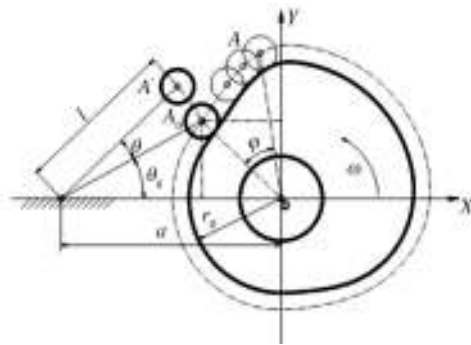


图2 凸轮轮廓曲线

Fig.2 The cam profile curve

设 A_0 为凸轮推程段轮廓曲线的起始点,当凸轮自初始位置转过角度 φ 时,从动件摆过角度 θ ,滚子中心由 A_0 到达 A' ,根据反转法原理,将 A' 沿凸轮回转相反方向绕原点转过 φ ,即可得到凸轮理论轮廓曲线上

的对应点A,其坐标为:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x' \\ y' \end{bmatrix} \quad (2)$$

(x', y') 为A'的坐标:

$$\begin{aligned} x' &= l \cdot \cos(\theta + \theta_0) - a \\ y' &= l \cdot \sin(\theta + \theta_0) \end{aligned} \quad (3)$$

θ_0 为摆杆的初始角度:

$$\theta_0 = \arccos \frac{a^2 + l^2 - r_0^2}{2al} \quad (4)$$

式中: φ 为凸轮转过的角度(rad); l 为摆杆的长度(mm); a 为中心距(mm); r_0 为基圆半径(mm)。

2.2 凸轮实际轮廓曲线

滚子从动件盘形凸轮机构的实际轮廓是滚子圆族的包络线,由微分几何得知,以 φ 为参数的曲线族的包络方程为:

$$\begin{cases} f(X, Y, \varphi) = 0 \\ \frac{\partial f}{\partial \varphi}(X, Y, \varphi) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

其中, $f(X, Y, \varphi) = 0$ 是曲线族的方程, (X, Y) 是包络线上的点的直角坐标。

对于滚子从动件盘形凸轮机构,实际轮廓曲线的曲线族是以理论轮廓曲线上各点为中心,以 r 为半径的一族圆。圆心坐标即凸轮的理论曲线坐标,因而有:

$$\begin{aligned} f(X, Y, \varphi) &= (X-x)^2 + (Y-y)^2 - r^2 = 0 \\ \frac{\partial}{\partial \varphi}(X, Y, \varphi) &= -2(X-x) \frac{dx}{d\varphi} - 2(Y-y) \frac{dy}{d\varphi} = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

将式(5)—(6)联立求解 (X, Y) ,可求得滚子从动件盘形凸轮机构的凸轮实际轮廓曲线参数方程:

$$\begin{aligned} X &= x + r \frac{dy/d\varphi}{\sqrt{(dx/d\varphi)^2 + (dy/d\varphi)^2}} \\ Y &= y - r \frac{dx/d\varphi}{\sqrt{(dx/d\varphi)^2 + (dy/d\varphi)^2}} \end{aligned} \quad (7)$$

3 封口机构模型建立及参数设定

3.1 封口机构仿真模型的建立

将建立的三维实体模型以step格式导出,然后通过Mechanism/Pro模块导入ADAMS中^[18]。在运动仿真之前,对没有相对运动的零件进行组合合并,输入零件相应的材料属性,添加零件之间的运动副

和力元。

在进行动力学仿真时,考虑到约束方程,采用带拉格朗日乘子的拉格朗日第一类方程的能量形式建立方程^[19]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial q_j} \right) = Q_j + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{\partial \varphi}{\partial q_j} \quad (8)$$

T 为系统广义坐标表达的动能, q_j 为广义坐标, Q_j 为广义坐标 q_j 方向的广义力,最后一项涉及约束方程和拉格朗日乘子表达式在广义坐标 q_j 方向的约束反力。

集成约束方程建立系统的动力学方程——微分代数方程:

$$\begin{cases} \dot{P} - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \varphi_q^T \lambda + H^T F = 0 \\ P = \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \\ u = \dot{q} \\ \varphi(q, t) = 0 \\ F = f(u, q, t) \end{cases} \quad (9)$$

式中: P 为系统的广义动量; H 为外力的坐标转换矩阵。

根据机械系统的特性,对于微分代数方程的求解采用变系数的BDF刚性积分程序,对微分代数方程直接求解。ADAMS代表的求解器有Gstiff, Wstiff和Dstiff等。刚性系统的求解器有I3, SI2和SI1这3种积分格式。I3积分格式仅监控位移和其他微分方程的状态变量的误差,积分过程不能监控速度和反约束力,因而速度、加速度、反力计算精度差一些。SI2积分格式考虑了速度约束方程,控制拉氏乘子误差和速度误差,给出的速度和加速度的仿真结果较为精确。SI1积分格式引入了速度约束方程,虽然没有考虑加速度约束方程,但引入了拉氏乘子导数,控制拉氏乘子误差和速度误差,使仿真结果很精确。监控的所有状态变量,位移、速度和加速度都比SI2的精度高。

这里研究的封口机构属于刚性系统,对于加速度的求解精度要求很高,因此仿真的求解器选择Gstiff求解器,积分格式选择SI1进行求解,以便获得精度较高的加速度。

3.2 仿真参数的确定

在计算接触力的时候有两种不同的计算方法,一种是基于恢复的接触算法,另一种是基于碰撞函数的接触算法。碰撞力由两部分组成,一部分是由于两个构件之间相互切入而产生的弹性力,另一部分是由于相对速度产生的阻尼力^[20],其表达式如式(9),这里采

用基于碰撞函数的接触算法计算封口机构运动过程中的接触力。

$$F = \max\{0, k(q_0 - q)^e - c \frac{dq}{dt} \text{step}(q, q_0, -d, 1, q_0, 0)\} \quad (10)$$

式中: q 为两个要接触物体的实际距离; dq/dt 为两个物体间距离随时间的变化率; q_0 为两个物体要接触的参考距离; k 为刚度系数; e 为刚性力指数; c 为阻尼率; d 为阻尼完全起作用的距离; step 为 1 个阶跃性的过渡函数。

由公式可以看出, 刚度系数作为 1 个重要的参数, 对仿真结果有着重要的影响。考虑接触面积为圆形时, 根据 Hertz 碰撞理论有^[21]:

$$\delta = \frac{a^2}{R} = \left(\frac{9p^2}{16RE^2} \right)^{1/3} \quad (11)$$

式中: p 为碰撞接触法向力; R 为综合曲率半径; δ 为碰撞接触变形; E 为材料弹性模量。

根据上述公式, 可以得到碰撞接触法向力和变形 δ 之间的关系:

$$p = k\delta^{3/2} \quad (12)$$

k 取决于碰撞物体的材料属性和结构形状, 计算公式为:

$$k = \frac{4}{3} R^{1/2} E \quad (13)$$

凸轮随动器的几何参数和材料属性已知, 因此可以计算出凸轮随动器和凸轮的接触刚度。

4 封口机构动力学仿真及结果分析

凸轮轮廓、转速、回位弹簧刚度对于封口机构的动态特性都有着比较明显的影响, 为了便于对比分析, 仿真时装盒机的装盒速度为设计速度 2 盒/s, 与此对应的凸轮转速为 2 r/s。

4.1 凸轮轮廓的影响

不同的凸轮轮廓曲线, 虽然能完成同样的动作, 但是完成动作的过程中, 其动态性能却不一样。同样的过程, 加速度越大, 惯性越大, 由此造成的对于封口机构的冲击也就越大。封口机构装备不同的凸轮时, 在较小弹簧刚度的情况下, 原装盒机凸轮轮廓为摆线规律时封口机构从动轴的角加速度曲线见图 3, 凸轮轮廓为 5 次多项式时封口机构从动轴的角加速度曲线见图 4。

从图 3 和图 4 中可以看出, 凸轮的轮廓不一样, 造成从动轴角加速度的跃变值有较大的差异, 角加速度

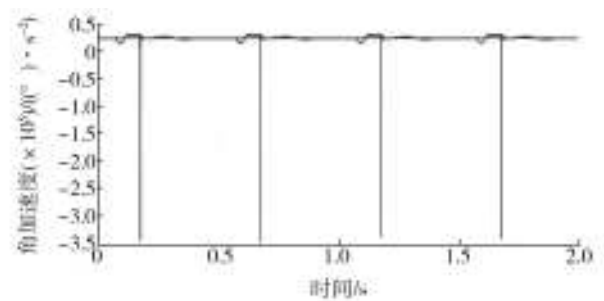


图3 摆线规律凸轮封口机构从动轴角加速度

Fig.3 The angular acceleration of the driven shaft of the sealing mechanism with cycloidal profile cam

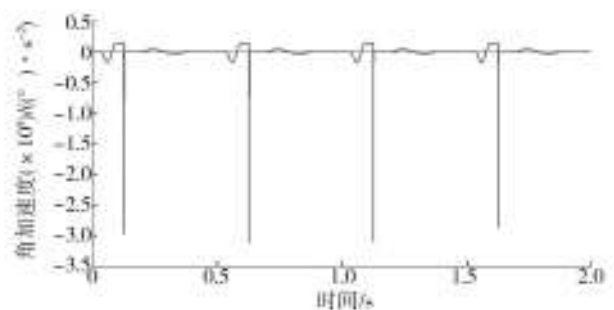


图4 5次多项式规律凸轮封口机构从动轴角加速度

Fig.4 The angular acceleration of the driven shaft of the sealing mechanism with five order polynomial profile cam

和角速度跃变见图 5。摆线规律凸轮的从动件的角加速度跃变值为 7.3×10^5 ($^\circ$)/s², 而 5 次多项式规律凸轮的从动件的角加速度跃变值为 3.1×10^5 ($^\circ$)/s², 由于这些跃变的发生时间极短, 短时间内接触力发生急剧的变化, 封口机构将产生明显的振动, 并且对回位弹簧造成极大的冲击, 周而复始的冲击将严重影响回位弹簧的使用寿命。

将角加速度图放大可以看到, 角加速度跃变发生于升程即将结束, 从动件进入远休止端的时候。这是因为在升程的前面部分, 凸轮迫使从动件跟随凸轮运动, 由于惯性作用, 从动件的速度小于凸轮的运动速度, 并且升程过程中回位弹簧拉力不断增大, 使从动件更加贴合凸轮表面, 按照凸轮的规律进行运动。到了升程的后期, 按照凸轮轮廓规律从动件的速度应该减缓至零, 平缓进入远休止端, 但是由于惯性的作用, 从动件的动作为滞后, 按照原来的速度又运动一段时间, 并开始脱离凸轮表面, 之后在回位弹簧的作用下, 使从动件迅速向凸轮表面运动, 此后的短时间内, 从动件和运动的凸轮将产生急剧的碰撞, 角加速度产生显著的变化, 封口机构产生抖动, 而此时正是封口完毕, 进行

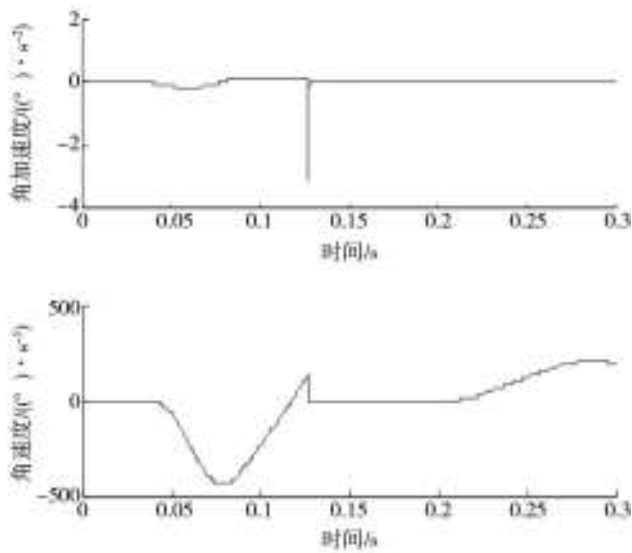


图5 角加速度和角速度跃变

Fig.5 The jump of the angular acceleration and the angular velocity

保持定型的时候,此时的抖动将严重影响封口的质量。

4.2 回位弹簧刚度的影响

回位弹簧在力锁合的凸轮机构中作为一个重要的元件,其刚度对整个机构运动特性有着明显的影响。对封口机构回位弹簧刚度从0.1 N/mm到1 N/mm,每间隔0.1 N/mm进行仿真实验,得到从动轴的角加速度结果见图6,角加速度最大波动幅值见图7。

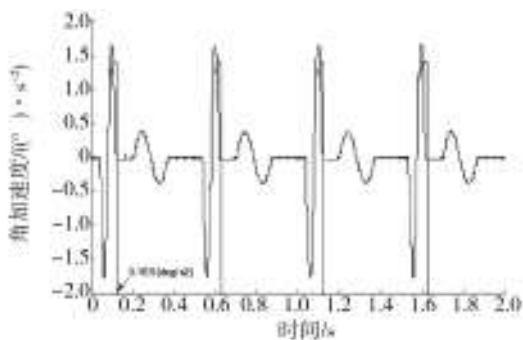


图6 不同刚度下的角加速度

Fig.6 The angular acceleration under different spring stiffness

从仿真结果看,回位弹簧刚度较小时,角加速度波动幅值大,封口机构运动过程中存在明显的冲击现象。随着回位弹簧刚度增大,冲击现象消除。但在从动件进入远休止端和近休止端的时候,角加速度都存在明显的波动,如图7所示。在弹簧刚度为0.4 N/mm的时候,角加速度的波动幅值最小,随着刚度的增加,其幅值呈波动的趋势。

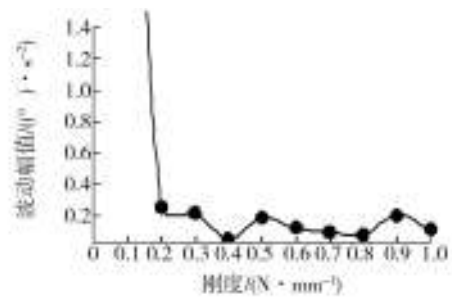


图7 不同刚度下的波动幅值

Fig.7 The fluctuation amplitude of the angular acceleration under different spring stiffness

4.3 封口速度的影响

随着整机运转速度的变化,封口速度也会跟着变化。根据上述的仿真结果,这里对回位弹簧刚度为0.4 N/mm,装备5次多项式规律凸轮的封口机构进行仿真。仿真时凸轮的运转速度分别为1 r/s和3 r/s。不同转速封口机构的仿真结果见图8。

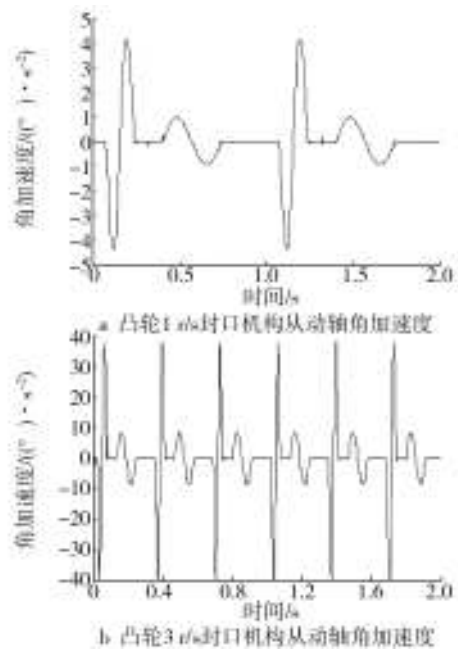


图8 不同转速封口机构的仿真结果

Fig.8 The simulation results of sealing mechanism at different speeds

由仿真结果可发现,凸轮1 r/s运转时封口机构的角加速度的跳动频率比凸轮3 r/s运转时明显大,由于转速低,因此幅值相对较小,在远休止端时也会产生轻微的跳动。这是因为随着凸轮的转速减缓,从动件状态的变化也减缓,相对于凸轮的某一部分滞留时间变长,从动件在回位弹簧的作用下容易产生自由振动

现象。

5 实验

根据上述仿真结果,将优化的相关参数应用到实际装盒机当中进行生产实验,见图9。实验时装盒机的包装速度分别设置为60盒/min和120盒/min。



图9 优化的封口机构

Fig.9 The optimized sealing mechanism

通过抽样的方式,分别检测不同转速下的包装质量。抽样结果表明,装备优化的封口机构的装盒机,装盒速度为60盒/min时,其残次品率由原先的0.7%下降到了0.3%,速度为120盒/min时,残次品率由原先的1%下降到了0.5%,残次品率明显下降,整机性能得到了提升。

6 结语

相同条件下,凸轮轮廓是5次多项式规律的封口机构产生的振动冲击明显小于原凸轮轮廓是摆线规律的封口机构,因此凸轮轮廓是5次多项式规律的封口机构运动平稳性较好;回位弹簧刚度并不是越大越好,但若回位弹簧刚度较小,从动件容易脱离凸轮表面,产生碰撞冲击,回位弹簧刚度为0.4 N/mm时封口机构从动轴角加速度波动幅值最小,其后随着回位弹簧刚度增加,幅值呈现波动趋势;封口机构的凸轮轮廓选择5次多项式规律,回位弹簧刚度选择0.4 N/mm时,整机工作性能良好,具有提速空间。

参考文献:

[1] 高德. 包装机械设计[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
GAO De. The Design of Packaging Machine[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005.

[2] 李杰. 硬盒包装机封口机构设计[D]. 西安: 陕西科技大学, 2011.

LI Jie. Sealing Structure Design for Hard Box Packing Machine [D]. Xi'an: Shaanxi University of Science and Technology, 2011.

[3] 侯赤, 万小鹏, 赵美英. 基于ADAMS的小车式起落架仿真分析研究技术[J]. 系统仿真学报, 2007, 19(4): 909—913.
HOU Chi, WAN Xiao-peng, ZHAO Mei-ying. Simulation Analysis Technique Of Truck-Life Landing Gear Based On ADAMS[J]. System Simulation, 2007, 19(4): 909—913.

[4] 徐立峰, 张雷. 基于ADAMS的模切机双肘杆机构优化设计研究[J]. 包装工程, 2013, 34(1): 75—78.
XU Li-feng, ZHANG Lei. Optimal Design of Dual-elbow-bar Mechanism of Die: cutting Machine Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2013, 34(1): 75—78.

[5] 田晓鸿. 基于ADAMS的推烟机构推手中曲柄滑块机构的动态研究[J]. 包装工程, 2014, 35(5): 46—49.
TIAN Xiao-hong. Dynamics Study on the Slider-crank Mechanism in Smoke Pusher Hand Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(5): 46—49.

[6] 王圣辉, 杨臻, 李翔飞, 等. 一种基于ADAMS的新型货物抓取机构优化设计[J]. 包装工程, 2015, 36(3): 80—84.
WANG Sheng-hui, YANG Zhen, LI Xiang-fei, et al. Design Optimization for a New Cargo Grabbing Mechanism Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2015, 36(3): 80—84.

[7] GREWELL P, NEWCOMB W. Dynamic Performance of High-Speed Semi-Rigid Follower Cam Systems—Effect of Cam Profile Errors[J]. Mechanism and Machine Theory, 1988, 23(3): 121—133.

[8] NORTON R. Effect of Manufacturing Method on Dynamic Performance of Cams: An Experimental Study. Part II—Double Dwell Cams[J]. Mechanism and Machine Theory, 1988, 23(3): 201—208.

[9] GATTI G, MUNDO D. On the Direct Control of Follower Vibrations in Cam-Follower Mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(1): 23—35.

[10] QIU H, LIN C J, LI Z Y, et al. A Universal Optimal Approach to Cam Curve Design and Its Applications[J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 40(6): 669—692.

[11] 王文格, 饶兴华, 谭仕威. 一种凸轮曲线调制处理及粒子群优化方法[J]. 中国机械工程, 2014, 25(19): 665—673.
WANG Wen-ge, RAO Xing-hua, TAN Shi-wei. A Method for Modulating Cam Curve and Optimization Using Particle Swarm Technique[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(19): 665—673.

[12] 郝志勇, 彭禹. 凸轮型线优化模版及动力学特性预测[J]. 中国机械工程, 2004, 15(10): 912—915.
HAO Zhi-yong, PENG Yu. Optimizing Template Design and Dynamics Simulation for the Cam Shape Line[J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(10): 912—915.

[13] 李智, 李战胜. 基于蚁群算法的内燃机配气机构凸轮型线的动力学仿真[J]. 农业工程学报, 2005, 21(6): 64—67.
LI Zhi, LI Zhan-sheng. Dynamic Simulation of Distribution

- Cam Mechanism in Internal Combustion Engine Based on Ant Colony Algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(6): 64—67.
- [14] 葛荣雨,李世伟,刘莉. 柔性凸轮曲线的NURBS表达与多目标遗传算法优化[J]. 农业机械学报, 2008, 39(2): 155—158.
- GE Rong-yu, LI Shi-wei, LIU Li. Flexible Cam Curve Expressed by NURBS and Multiobjective Optimization Based on Genetic Algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2008, 39(2): 155—158.
- [15] 刘静,汪厚中,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 Hou-zhong, HUANG De-jie. Cam Contour Curve Design of Packaging Machine Pusher Mechanism Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2011, 32(13): 14—16.
- [16] 徐锋,徐坚,贺炜. 基于B样条曲线的充氮加塞包装机凸轮曲线设计[J]. 包装工程, 2010, 31(21): 71—73.
- XU Feng, XU Jian, HE Wei. Design of Cam Curve for Evacuating and Stopper Inserting Machine Based on B Spline Curve [J]. Packaging Engineering, 2010, 31(21): 71—73.
- [17] 杨志军,罗伯特·凯莉,陈新,等. 基于机构动力学的控制系统协同仿真与优化的凸轮轮廓线优化设计[J]. 吉林大学学报, 2011, 41(1): 149—154.
- YANG Zhi-jun, ROBERT K, CHEN Xin, et al. Optimal Design Method for Cam Profile Based on Mechanism Dynamics and Control System Co-Simulation and Optimization[J]. Journal of Jilin University, 2011, 41(1): 149—154.
- [18] 李涛,王瑞林,张军挪,等. 某型转管机枪刚柔耦合多体发射动力学仿真[J]. 系统仿真学报, 2013, 25(6): 1382—1387.
- LI Tao, WANG Rui-lin, ZHANG Jun-nuo, et al. Simulation of Coupled Rigid and Flexible Multi-body Dynamics on Gatling Gun[J]. Journal of System Simulation, 2013, 25(6): 1382—1387.
- [19] 陈峰华. ADAMS2012虚拟样机技术从入门到精髓[M]. 北京:清华大学出版社, 2013.
- CHEN Feng-hua. ADAMS2012 from Entry to the Essence of Virtual Prototyping Technology[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2013.
- [20] 陈海涛,顿国强. 基于虚拟样机动力学仿真的大豆扶禾器参数优化[J]. 农业工程学报, 2012, 28(8): 23—29.
- CHEN Hai-tao, DUN Guo-qiang. Optimization of Parameters for Soybean Lifter Based on Dynamic Simulation of Virtual Prototype[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(18): 23—29.
- [21] 王光建,范玉萌. 高速输送链传动设计、仿真与试验[J]. 机械工程学报, 2013, 49(13): 158—163.
- WANG Guang-jian, FAN Yu-meng. Simulation and Experiment of High Speed Transmission Chain[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(13): 158—163.
-
- (上接第39页)
- Characters of Sweet Cherry[J]. Scientia Horticulturae, 2010, 125(3): 301—304.
- [9] WEI J M, QI X D, GUAN J F, et al. Effect of Cold Storage and 1-MCP Treatment on Postharvest Changes of Fruit Quality and Cell Wall Metabolism in Sweet Cherry[J]. Journal of Food Agriculture & Environment, 2011, 34(9): 118—122.
- [10] 兰鑫哲,胡文忠,姜爱丽. CaCl₂处理对采后甜樱桃果实生理代谢和品质的影响[J]. 食品工业科技, 2012, 33(4): 374—377.
- LAN Xin-zhe, HU Wen-zhong, JIANG Ai-li. Effect of CaCl₂ Treatment on Postharvest Physiology Metabolism and Quality of Sweet Cherry Fruits[J]. Science and Technology of Food Industry, 2012, 33(4): 374—377.
- [11] 王宝刚,李文生,侯玉茹,等. 常温运输后甜樱桃不同温度贮藏品质变化研究[J]. 包装工程, 2015, 36(9): 28—32.
- WANG Bao-gang, LI Wen-sheng, HOU Yu-ru, et al. Quality Changes of Sweet Cherry during Storage at Different Temperature after Transportation at Room Temperature[J]. Packaging Engineering, 2015, 36(9): 28—32.
- [12] 王宝刚,李文生,侯玉茹,等. 甜樱桃物流及气调贮藏期间品质变化[J]. 果树学报, 2014, 31(5): 953—958.
- WANG Bao-gang, LI Wen-sheng, HOU Yu-ru, et al. Changes of Sweet Cherry Quality during Logistics and CA Box Storage[J]. Journal of Fruit Science, 2014, 31(5): 953—958.
- [13] NY/T 2009—2011, 水果硬度的测定[S].
- NY/T 2009—2011, Determination of Fruit Firmness[S].
- [14] 李文生,冯晓元,王宝刚,等. 应用自动电位滴定仪测定水果中的可滴定酸[J]. 食品科学, 2009, 30(4): 247—249.
- LI Wen-sheng, FENG Xiao-yuan, WANG Bao-gang, et al. Study on Determination of Titratable Acidity in Fruits Using Automatic Potentiometric Titrator[J]. Food Science, 2009, 30(4): 247—249.
- [15] 张倩,张雪丹,范昆. 美国甜樱桃的采收及采后处理[J]. 落叶果树, 2013, 45(2): 60—61.
- ZHANG Qian, ZHANG Xue-dan, FAN Kun. Harvest and Postharvest Handling of Sweet Cherry[J]. Deciduous Fruits, 2013, 45(2): 60—61.
- [16] FISCHER R L, BENNETT A B. Role of Cell Wall Hydrolases in Fruit Ripening[J]. Annual Review of Plant Biology, 2003, 42(4): 675—703.
- [17] 赵胜锦,张放. 不同温度贮藏对中国樱桃软化进程中果胶及相关酶的影响[J]. 食品工业科技, 2014, 35(18): 342—346.
- ZHAO Sheng-jin, ZHANG Fang. Effect of Different Temperature Storage on Pectin and Related Enzyme Activities in Soften of Chinese Cherry[J]. Science and Technology of Food Industry, 2014, 35(18): 342—346.