

考虑构件弹性的裹包机中凸轮机构动力学分析

曾晓慧

(四川省包装行业发展中心, 成都 610016)

摘要: 针对裹包机中常用的凸轮机构, 考虑构件的弹性, 建立了两自由度的动力学方程。计算结果表明, 若不考虑杆件的弹性作用, 就不能准确得出机构的加速度-时间历程。为保证凸轮机构的正常运转奠定了基础。

关键词: 裹包机; 凸轮机构; 动力学

中图分类号: TB486⁺.1; TH112.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-3563(2012)11-0071-02

Dynamic Analysis on of Cam Mechanism in the Packaging Machine Considering the Elastic Effect of Component

ZENG Xiao-hui

(Packing Industry Developing Center of Sichuan, Chengdu 610016, China)

Abstract: Based on the elastic property of the mechanical component the two degree of freedom dynamic equations are established. The acceleration-time history of mechanism can not be obtained successfully if not considering the elastic effect of the components when the machine runs with high speed.

Key words: packaging machine; cam mechanism; dynamic analysis

凸轮机构普遍应用在各类裹包机中。若凸轮转速较低及凸轮轴等构件刚度较大时, 按刚性构件分析可得到较为精确的结果; 当凸轮转速较高及构件的刚度较小时, 就必须考虑构件的弹性作用。一些文献研究了凸轮结构的尺寸设计^[1-5], 笔者考虑构件的弹性, 研究凸轮机构的动力学性能。

1 凸轮机构模型

裹包机中的凸轮传动机构见图 1。为了保证推杆与凸轮不脱离, 推杆与箱体之间安装有弹簧。建立的凸轮机构动力学模型见图 2。刚度 k_1 为凸轮与推杆接触表面的接触刚度; k_2 为推杆的拉伸刚度; k_3 为推杆与箱体之间的弹簧刚度。 m_1 与 m_2 为推杆质量按照质心不变原则集中于两端的等效质量。 u 为凸轮作用于从动件的理论位移; y_1 与 y_2 为推杆两端的位移响应。凸轮在推程作简谐运动, 在回程作等加速度减速运动。

由牛顿第二定律得到凸轮机构的动力学方程为:

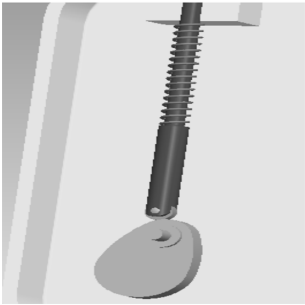


图 1 凸轮机构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of cam mechanism

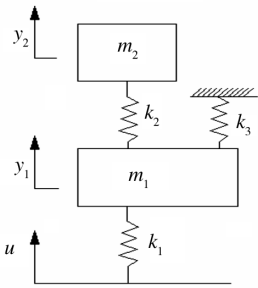


图 2 凸轮机构动力学模型

Fig. 2 Schematic diagram of dynamics model

收稿日期: 2012-04-08

作者简介: 曾晓慧(1958—), 女, 四川达州人, 高级工程师, 四川省包装行业发展中心主任, 主要从事包装行业管理工作。

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + k_2(y_1 - y_2) + k_3 y_1 + k_1(y_1 - u) = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 - k_2(y_1 - y_2) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中的 u 由下式给出:

$$u = \begin{cases} \frac{h}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\delta_i} \omega_1 t\right) \right] & 2\pi n < t \leq (2\pi n + \delta_i)/\omega_1 \\ h & (2\pi n + \delta_i)/\omega_1 < t \leq (2\pi n + \delta_i + \delta_s)/\omega_1 \\ h - \frac{2h}{\delta_h^2} (\omega_1 t - \delta_i - \delta_s)^2 & (2\pi n + \delta_i + \delta_s)/\omega_1 < t \leq (2\pi n + \delta_i + \delta_s + \delta'_s)/\omega_1 \\ \frac{2h}{\delta_h^2} (\delta_i + \delta_s + \delta_h - \omega_1 t)^2 & (2\pi n + \delta_i + \delta_s + \delta'_s)/\omega_1 < t \leq (2\pi n + \delta_i + \delta_s + \delta_h)/\omega_1 \\ 0 & (2\pi n + \delta_i + \delta_s + \delta_h)/\omega_1 < t \leq (2\pi n + 2\pi)/\omega_1 \end{cases} \quad (2)$$

式中: n 取非负整数。

2 数值分析结果

取式(2)的参数: $h = 0.03, \delta_i = \frac{5\pi}{6}, \delta_s = \frac{\pi}{6}, \delta_h =$

$\frac{2\pi}{3}, \delta'_s = \frac{\pi}{3}, k_1 = 4 \times 10^5, k_2 = 1 \times 10^5, k_3 = 5 \times 10^3, m_1 = 0.4, m_2 = 0.2, \omega_1 = 110$

运用 Runge-kutta 法^[6], 得到推杆的实际位移-时间曲线, 见图 3。由式(2)得到凸轮推动推杆的理论曲线, 如图 3 中的实线所示。

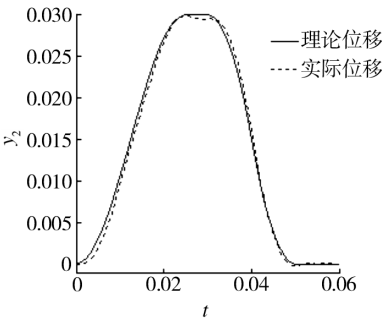


图 3 推杆的位移-时间曲线
Fig. 3 Displacement-time curves of push-bar

由图 3 可以看出, 推杆理论与实际位移的平均相对偏差为 3.06%。对应条件的速度-时间曲线见图 4, 对应的加速度-时间曲线见图 5。可以看出, 若不考虑构件的弹性作用, 加速度的理论值与实际值相差很大。

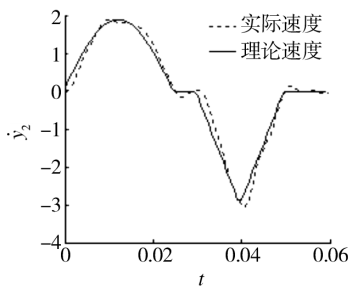


图 4 推杆的位移-时间曲线
Fig. 4 Displacement-time curves of push-bar

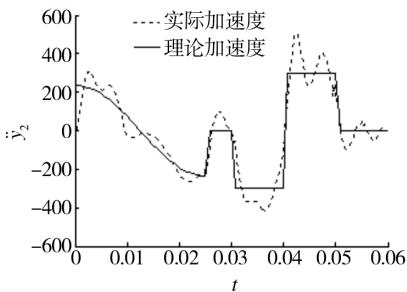


图 5 推杆的位移-时间曲线
Fig. 5 Displacement-time curves of push-bar

3 结论

当凸轮转速较高及构件的刚度较小时, 从动杆的位移与速度随时间几乎没有变化, 但加速度的理论值与实际值相差很大。在凸轮机构的动力学分析中, 若不考虑杆件的弹性作用, 就不能准确得出机构的疲劳寿命。

参考文献:

[1] 高德, 卢富德. 包装机中曲柄摇杆机构给定两对相应位移的解析法设计[J]. 包装工程, 2008, 29(10): 136-137. GAO De, LU Fu-de. Design of the Analytical Method for Given Two Related Angular Displacements of Crank-rocker Mechanism[J]. Packaging Engineering, 2008, 29(10): 136-137.

[2] 李军, 高德, 卢富德. 包装机中曲柄滑块机构给定两对相应位移的解析法设计[J]. 农机化研究, 2008(7): 111-112. LI Jun, GAO De, LU Fu-de. The Design of the Analytical Method on Slider-crank Mechanism in Given the Two Related Displacements[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2008(7): 111-112.

领成型器,其展开图见图 5a,展开图一体弯折后得到纸制模型,见图 5b。

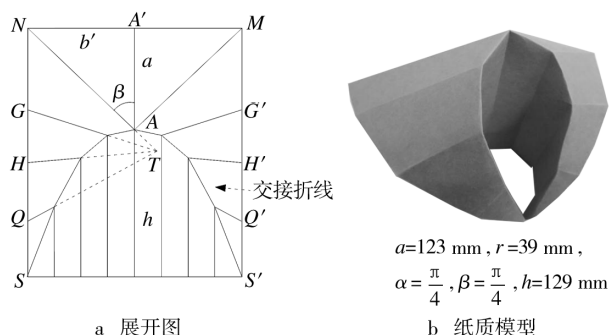


图 5 正八边形翻领成型器展开图和纸质模型

Fig. 5 Developed and paper models of regular octagon lapel shaper

4 结论

正八边形翻领成型器的交接折线和边界折线都可以利用文中所述方法得到准确的数学表达,实现以直代曲。利用数学模型准确建立交接折线和边界折线,可以在计算机上建立三维模型,利用现代加工技术加工制造;而运用低成本的人工折弯加工技术,也可以制造出相对较高精度的成型器。

参考文献:

[1] MOT E. The Shoulder Problem of Forming Filling and Closing Machines for Pouches[J]. Appl Sci Res, 1972 (27):1-13.

[2] BOERSMA J, MOLENAAR J. Geometry of the Shoulder of a Packaging Machine[J]. SIAM Rev, 1995, 37(3): 406-422.

[3] 许林成. 包装机械原理与设计[M]. 上海: 上海科技出版社, 1988.

XU Lin-cheng. The Principle and Designing of Packaging Machines[M]. Shanghai: Sci&Tec Press, 1988.

[4] 周一届, 储志俊, 蔡和平. 翻领成型器曲面研究[J]. 包装工程, 2004, 25(1): 18-26.

ZHOU Yi-jie, CHU Zhi-jun, CAI He-ping. Study of the Surface of the Lapel Shaper[J]. Package Engineering, 2004, 25(1): 18-26.

[5] ZHOU Yi-jie, WANG Zhi-wei. Study on Rhomb Shoulders in Packaging Machines[J]. Packaging Technology and Science, 2004, 28(5): 287-294.

[6] ZHOU Yi-jie, QIAN Xiao-ming. Non Centrosymmetric Section in Packaging Machines[J]. Packaging Technology and Science, 2006(17): 97-104.

[7] 周一届, 蔡和平, 储志俊. 矩形管翻领成型器曲面研究[J]. 江南大学学报, 2004, 3(2): 168-172.

ZHOU Yi-jie, CAI He-ping, CHU Zhi-jun. Study on Surface of the Rectangular Shoulder of Packaging Machines[J]. Journal of Southern Yangtze University, 2004, 3(2): 168-172.

[8] 章辉, 周一届. 矩形管双焦点不对称翻领成型器曲面研究[J]. 包装工程, 2007, 28(2): 19-22.

ZHANG Hui, ZHOU Yi-jie. Study on the Curved Surface of the Rectangular Double Focus Dissymmetric Shoulder of Packaging Machines[J]. Package Engineering, 2007, 28(2): 19-22.

(上接第 72 页)

[3] 陈杰, 梁爱峰, 吴淑芳. 裹包机中的曲柄一摇杆机构优化设计[J]. 包装工程, 2012, 33(3): 75-76.

CHEN Jie, LIANG Ai-feng, WU Shu-fang. Optimization Design of Crank-rocker Mechanism of Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2012, 33(3): 75-76.

[4] 贺兵, 邵军, 刘典, 等. 基于 MATLAB 固定凸轮与连杆组合机构的优化设计[J]. 包装工程, 2009, 30(9): 96-98.

HE Bing, SHAO Jun, LIU Dian, et al. Optimum Design of Fixed Cam and Connecting Bar Mechanism Based on MATLAB[J]. Packaging Engineering, 2009, 30(9): 96-98.

[5] 刘鹏辉, 杜启祥, 储火. 裹包机牛头刨床机构动力学分析

[J]. 包装工程, 2012, 33(7): 99-100.

LIU Peng-hui, DU Qi-xiang, CHU Huo. Mechanical Analysis of Wrapping Machine[J]. Packaging Engineering, 2012, 33(7): 99-100.

[6] 高德, 卢富德. 考虑转动的双曲正切与正切组合模型缓冲系统冲击响应研究[J]. 振动工程学报, 2012, 25(1): 6-11.

GAO De, LU Fu-de. The Shock Response of Hyperbolic Tangent and Tangent Comprehensive Model on Cushion System Considering Rotary Motion[J]. Journal of Vibration Engineering, 2012, 25(1): 6-11.