

包装机中推料机构分析及优化

田野^{1,2}, 孙智慧¹, 郑赛男¹, 智慧¹, 张莉¹, 杨飞², 邓宗全², 丁亮²

(1. 哈尔滨商业大学, 哈尔滨 150028; 2. 哈尔滨工业大学, 哈尔滨 150001)

摘要: 根据技术要求和基本技术参数, 运用解析法对糖果包装机的推糖机构进行了结构分析, 运用封闭矢量法对推糖机构中的曲柄摇杆进行运动学理论计算, 利用 Adams 软件进行建模与仿真分析。在分析基础上运用 Adams 进行优化, 以压力角最小为目标函数, 以曲柄摇杆的长度关系和摇杆转角 24.4° 为约束条件, 以曲柄长度、连杆长度、摇杆长度为设计变量, 得到设计变量最优解。

关键词: 糖果包装机; 推糖机构; Adams; 优化设计

中图分类号: TB486+.01; TB486+.03 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2013)21-0066-05

Analysis and Optimization of Feeding Mechanism of Packaging Machine

TIAN Ye^{1,2}, SUN Zhi-hui¹, ZHENG Sai-nan¹, ZHI Hui¹, ZHANG Li¹, YANG Fei², DENG Zong-quan², DING Liang²

(1. Harbin University of Commerce, Harbin 150028, China; 2. Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: According to the technical requirements and basic technical parameters, structural analysis of feeding mechanism of candy packaging machine was carried out using analytical method. Kinematics of crank rocker of the feeding mechanism was calculated theoretically using closed vector method. Modeling and simulation analysis was carried out using Adams software. Optimization was carried out using Adams software based on analysis. Optimal solution of design variables were obtained using minimum pressure angle as the objective function, the length relationship between crank and rocker and rocker angle 24.4° as the constraints, and crank, rocker, crank angle as design variables.

Key words: candy packaging machine; feeding mechanism; adams; optimal design

糖果包装机中的推糖机构是糖果包装机重要的组成部分, 提高它的传动性能, 可以提高整个糖果包装机的生产能力^[1]。

目前我国以糖果包装机、颗粒充填机、液体灌装机等为代表的食品包装机械以其独特性赢得了世界市场广阔的销售空间^[2]。国内刘志雄等对 BTP-250 型糖果包装机的双曲柄连杆式送糖机构进行了运动学分析, 提出设计和调试双曲柄送糖机构的关键是合理选择两曲柄的角位差^[3]。史德智等将原有的 SNB150 型糖果包装机的送糖机构进行了改进, 采用滚动摩擦副来消除震动, 以保证工作的稳定性, 增设后冲的缓冲能力以减少破损率, 使机器包装能力得到提高^[4]。易友邦等对 BZ350 糖果包装机的安装调试进行了研究分析^[5]。

李金城设计了具有全自动化功能的实用新型双扭结糖果包装机, 使扭结式糖果包装机有了很大的进步^[6]。

文中采用解析法对 BZ350 型糖果包装机的推糖机构进行结构分析, 运用封闭矢量法对设计的结构进行运动学理论计算, 通过 Adams 对其运动学特性进行了仿真分析, 在分析基础上优化设计参数。

1 包装机中四连杆推料机构

1.1 技术要求

糖果包装机的推糖机构在包装过程中起到推糖作用。BZ350 型糖果包装机推糖机构的实物及结构简图见图 1-2, 推糖机构由曲柄摇杆与弧度型机构串

收稿日期: 2013-09-12

基金项目: 黑龙江省教育厅科技项目(12531165); 国家科技支撑计划(2011BAD2B01)

作者简介: 田野(1981-), 男, 黑龙江哈尔滨人, 博士, 哈尔滨商业大学讲师, 主要研究方向为深空探测采样技术、食品及包装机械设计。

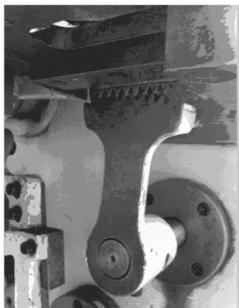


图1 推糖机构实物

Fig.1 Feeding mechanism photo

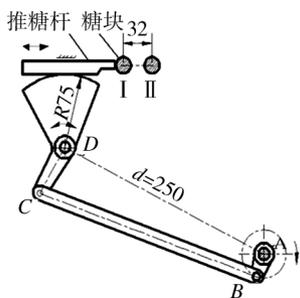


图2 推糖机构简图

Fig.2 Feeding mechanism diagram

联组合而成。曲柄摇杆机构推动扇形齿轮来回摆动，扇形齿轮齿与推糖杆齿条相啮合，扇形齿轮的来回摆动带动推糖杆的来回移动^[7]。

$$\begin{cases} a = \frac{\sin(2\beta+\gamma) \sin \frac{\psi}{2}}{\cos\left(\beta-\frac{\psi}{2}+\gamma\right) - \cos\left(\beta+\frac{\psi}{2}\right) \cos \frac{\varphi_1+\varphi_2}{2}} \cdot d \\ b = \left[\frac{2 \sin \frac{\psi}{2} \cos\left(\beta-\frac{\psi}{2}+\gamma\right)}{\sin(\psi-\gamma)} - \frac{\sin(2\beta+\gamma) \sin \frac{\psi}{2}}{\cos\left(\beta-\frac{\psi}{2}+\gamma\right) - \cos\left(\beta+\frac{\psi}{2}\right) \cos \frac{\varphi_1+\varphi_2}{2}} \right] \cdot d \\ c = d \cdot \sqrt{\frac{4 \sin^2 \frac{\psi}{2} \cos^2\left(\beta-\frac{\psi}{2}+\gamma\right)}{\sin^2(\psi-\gamma)} + 1 - 2 \frac{\sin \frac{\psi}{2} \cos\left(\beta-\frac{\psi}{2}+\gamma\right)}{\sin(\psi-\gamma)} \cos \beta} \end{cases} \quad (1)$$

取 $\beta=10^\circ$ 时,得到曲柄长为 20 mm,连杆长为 262 mm,摇杆长为 56 mm。

1.3 机构的运动学分析

如图4所示,采用封闭矢量法^[9],以矢量 $\vec{l}_1, \vec{l}_2, \vec{l}_3$ 和 \vec{l}_0 来表示各构件, x 轴正方向与各矢量正方向的夹角设为 $\theta_i(i=1,2,3,0)$ 。

建立位移方程:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{l}_0 + \vec{l}_3 \quad (2)$$

技术要求:推糖距离 32 mm,曲柄 AB 转 90° ;回程距离 32 mm,曲柄 AB 转 85° ; A 与 D 固定点之间的距离为 250 mm;扇形齿轮节圆半径 $R=75$ mm;许用压力角 $[\alpha]=50^\circ$ 。

1.2 机构设计

推糖杆的推程为 32 mm,曲柄 AB 的转角为 90° ,计算相应的扇形齿轮(摇杆 CD)的摆角为 24.4° 。推糖杆的回程为 32 mm,相应的摇杆摆角为 24.4° ,曲柄 AB 的转角为 85° 。可按给定的曲柄与摇杆在外极限位置前后的两对相应转角来求曲柄摇杆机构。其中 $\varphi_1=90^\circ, \varphi_2=85^\circ, \psi_1=\psi_2=24.4^\circ$ ^[8]。

在 $\triangle AC_0D$ 中,如图3所示,令 $\delta = \angle ADC_0, \gamma =$

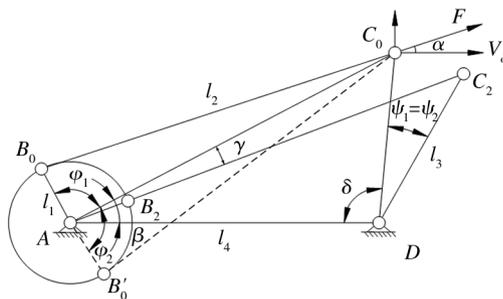


图3 解析法计算

Fig.3 Calculation using analytical method

$\angle C_0AC_2 = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{2}$,利用三角关系和正弦余弦定理得:

求解位移方程:

$$\begin{cases} l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2 = l_0 + l_3 \cos \theta_3 \\ l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 = l_3 \sin \theta_3 \end{cases} \quad (3)$$

得: $\theta_2 = \arctan \frac{l_3 \sin \theta_3 - l_1 \sin \theta_1}{l_0 + l_3 \cos \theta_3 - l_1 \cos \theta_1}$

对位移方程一阶求导得角速度:

$$\omega_2 = -\frac{l_1 \sin(\theta_1 - \theta_3)}{l_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \omega_1 \quad (4)$$

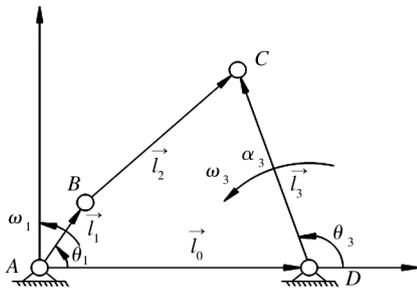


图4 曲柄摇杆机构矢量封闭

Fig. 4 Vector closed figure of crank-rocker mechanism

$$\omega_3 = -\frac{l_1 \sin(\theta_1 - \theta_2)}{l_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \omega_1 \quad (5)$$

对位移方程二阶求导得摇杆角加速度:

$$\alpha_3 = \frac{l_1 \omega_1^2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + l_2 \omega_2^2 - l_3 \omega_3^2 \cos(\theta_3 - \theta_2)}{l_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \quad (6)$$

根据封闭矢量法方程得到不同曲柄角度下摇杆的角速度和角加速度值见表1。

表1 平面四杆机构运动学分析

Tab. 1 Kinematic analysis of plane four bar mechanism

曲柄转动角度 /(°)	摇杆角速度 /((°) · s ⁻¹)	摇杆角加速度 /((°) · s ⁻²)
0	-156	28 240
30	263	23 357
90	668	506
150	412	-18 148
210	176	-18 166
270	-645	-9000
330	-552	17 184

2 推糖机构仿真与优化

2.1 三维模型建立

运用 Adams 软件进行建模, 创建曲柄 AB 长度为 20 mm, 方向水平向右, 见图 5。创建摇杆, 长度为 56 mm, 方向水平向右。根据运动学计算可知, 当曲柄处于水平位置即与 x 轴的夹角为 0° 时, 摇杆与 x 轴的夹角为 60.72°, 为此需要将建好的摇杆绕左端点逆时针方向转 60.72°。取连接曲柄的右端点和摇杆的上端点, 完成连杆的创建^[10]。对曲柄施加转动, 转速为 300 r/min, 即 31.4 rad/s。

2.2 运动学仿真

设定仿真时间为 0.2 s, 仿真步数位为 50 步。分别仿真得出曲柄转动的角度曲线、摇杆的角速度曲

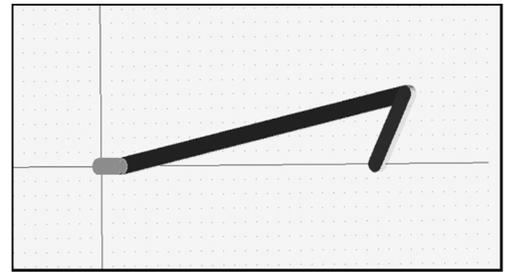


图5 Adams 曲柄摇杆机构建模

Fig. 5 Adams crank rocker mechanism modeling diagrams

线、摇杆的加速度曲线^[11], 见图 6、图 7。

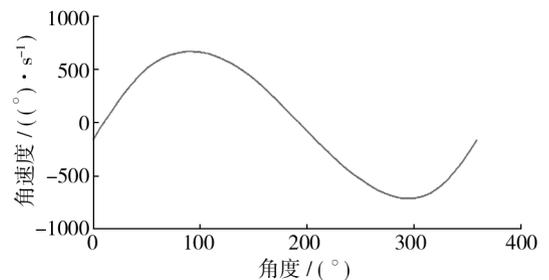


图6 摇杆角速度曲线

Fig. 6 Rocker angular velocity curve

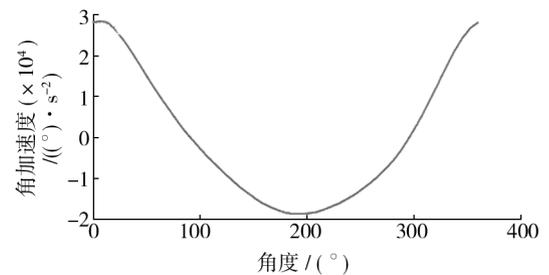


图7 摇杆的角加速度曲线

Fig. 7 Rocker angular acceleration curve

图 6 中随着曲柄的转动, 摇杆的角速度呈三角函数曲线变化, 角速度的最大值为 709 (°)/s。

图 7 中随着曲柄的转动, 摇杆的角加速度先减小, 在反方向增加, 呈三角函数曲线变化, 最大值为 18 636 (°)/s²。

2.3 理论值与仿真值对比

将上述对平面四杆机构进行运动学理论计算得到的数据, 代入到 Adams 仿真的曲线中进行对比^[12]。角速度和角加速度的对比见图 8。由图 8 可知仿真值和理论值保持一致。

2.4 优化设计

在 Adams 中将曲柄的长度、连杆的长度和摇杆的

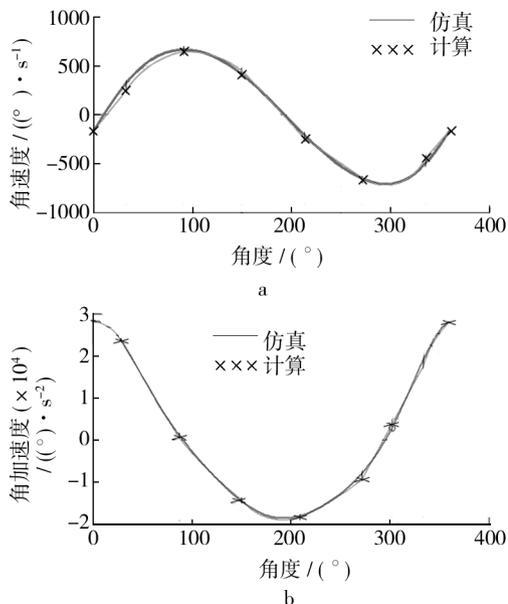


图8 理论与仿真值对比

Fig. 8 Comparison between theoretical value and simulation value

长度分别设定为优化变量,生成优化变量 DV_1, DV_2, DV_3。分别设定曲柄长度的范围为 10 ~ 30 mm, 连杆长度的范围为 230 ~ 260 mm, 摇杆长度的范围为 30 ~ 80 mm。

执行机构传动效率的高低是反映其性能好坏的一个重要参考指标^[13]。对于平面四杆机构,压力角越小,四杆机构的传动效率越高^[14]。为了提高推糖机构的性能,选择四杆机构的压力角作为目标函数。通过调整设计变量的长度,使四杆机构的压力角最小。

根据平面四杆机构的基本性质和技术要求,在图 2 中得到如下约束。

1) 不等式约束。

$$l_1 \leq l_3$$

$$l_4 + l_1 \leq l_3 + l_2 \quad (7)$$

$$l_3 \leq l_4$$

其中已知: $l_4 = 250 \text{ mm}$ 。

2) 等式约束。

$$\arccos \frac{l_4^2 + l_3^2 - (l_2 + l_1)^2}{2l_3l_4} - \arccos \frac{l_3^2 + l_4^2 - (l_2 - l_1)^2}{2l_3l_4}$$

$$= 24.4^\circ \quad (8)$$

3) 压力角约束。

$$\alpha \leq 50^\circ \quad (9)$$

根据上述确定 Adams 中的约束条件和目标函数。约束条件:

$$g_1(x) = x_1 - x_3 \leq 0$$

$$g_2(x) = x_1 + x_4 - x_2 - x_3 \leq 0$$

$$g_3(x) = x_3 - x_4 \leq 0$$

$$g_4(x) = +\theta + 24.39 \leq 0 \quad \theta \in (-0.1, 24.39)$$

$$g_5(x) = -\theta - 24.39 \leq 0 \quad \theta \in (-24.41, -0.1)$$

目标函数:

$$\min(\alpha_{\max}) = \min[\max(\theta_1, \theta_2)]$$

其中 θ :

$$\theta_1 = \left| \frac{\pi}{2} - \alpha \cos \left(\frac{l_2^2 + l_3^2 - (l_1 + l_4)^2}{2l_2l_3} \right) \right|$$

$$\theta_2 = \left| \frac{\pi}{2} - \alpha \cos \left(\frac{l_2^2 + l_3^2 - (l_4 - l_1)^2}{2l_2l_3} \right) \right| \quad (10)$$

完成 Adams 约束条件、优化目标和优化变量的参数设定后,开始优化^[15],优化过程见图 9。

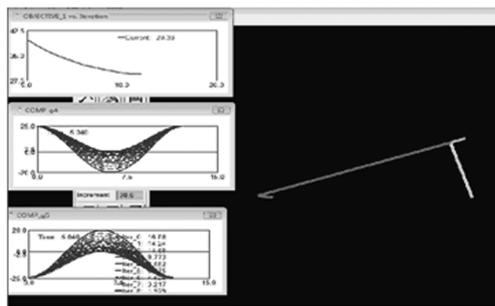


图9 Adams 优化过程

Fig. 9 Adams optimization process diagram

优化后的四杆长度:曲柄长度为 15.85 mm,连杆长度为 238.9 mm,摇杆长度为 75 mm。优化后的压力角为 12.80°。

3 结语

优化后的四杆机构,压力角达到了最小化,与优化前 39.25°的摆杆压力角相比,压力角减小了 67%。优化前的摇杆角速度平均值为 322.44 (°)/s,优化后摇杆角速度平均值为 485.74 (°)/s,使推糖机构的传动性能得到了改善,推糖速度的也得到了提高。

参考文献:

[1] 孙智慧,高德. 包装机械[M]. 北京:中国轻工业出版社, 2010:1-10.
SUN Zhi-hui, GAO De. Packing Machinery [M]. Beijing: Light Industry Press, 2010:1-10.

[2] 孙凤兰. 包装机械概论[M]. 北京:北京高等教育出版

- 社,1998:15-25.
- SUN Feng-lan. Packaging Machinery Intod-uction [M]. Beijing:Beijing Education Press,1998:15-25.
- [3] 刘志雄,何有璋. 糖果包装机双曲柄连杆送糖机构的运动学分析[J]. 四川工业学院学报,1986.4(1):46-51.
- LIU Zhi-xiong, HE You-zhang. Analysis of Kinematics of Packaging Machine Double Crank Connecting Rodmechanism to Send Sugar Candy[J]. Journal of Sichuan Institute of industry,1986,4(1):46-51.
- [4] 史德智. 糖果包装机的送糖机构:中国,88219557U[P]. 1988-11-09.
- SHI De-zhi. Send Sugar Mechanism of Candy Packing Machine;China,88219557U[P]. 1988-11-09.
- [5] 易友邦,李基洪. BZ350 型糖果包装机的调试[J]. 食品与机械,1991,23(1):34-37.
- YI You-bang, LI Ji-hong. Debugging BZ350 Candy Packing Machine[J]. Food and Machinery,1991,23(1):34-37.
- [6] 李金城. 双扭结糖果包装机:中国,01244911.3[P]. 2002-08-21.
- LI Jin-cheng. Double Kink Candy Packing Mac-hine;China, 01244911.3[P]. 2002-08-21.
- [7] 高德. 包装机械设计[M]. 北京:化学工业出版社,2005:120-180.
- GAO De. Packaging Machinery Design[M]. Beijing:Chemical Industry Press,2005:120-180.
- [8] 郝玉龙,徐泰燕. 现代包装机械设计方法[J]. 湖南包装,2011(3):43-45.
- HAO Yu-long, XU Tai-yan. Modern Packaging Design Method[J]. Hunan Packaging,2011(3):43-45.
- [9] 华大年,华志宏. 连杆机构设计与应用创新[M]. 北京:机械工业出版社,2008:23-41.
- HUA Da-nian, HUA Zhi-hong. Design and Application of Innovative Linkage [M]. Beijing: Mechanical Industry Press,2008:23-41.
- [10] 方秀平. 基于 ADAMS 的平面四杆机构仿真实验平台研究[D]. 延边:延边大学,2012:39-63.
- FANG Xiu-ping. Study of Planar four Bar Mechanism Simulation Platform Based on ADAMS[D]. Yanbian;Yanbian University,2012:39-63.
- [11] 戚伟岸,李小宁,涂炜. 基于 ADAMS 的砂轮磨齿机加工过程的动力学分析与仿真[J]. 机械制造与自动化,2013(3):104-106.
- QI Wei-an, LI Xiao-ning, TU Wei. Dynamic Analysis and Simulation of Machining Process of Grinding Wheel Based on ADAMS [J]. Mechanical Manufacturing and Automation,2013(3):104-106.
- [12] 何伟,李震,王建彬,等. 基于铰链四杆机构运动学的解析法及 ADAMS 仿真[J]. 巢湖学院学报,2011,13(6):80-84.
- HE Wei, LI Zhen, WANG Jian-bing, et al. The Analytical Method and ADAMS Simulation of Four Bar Linkage Mechanism Based on Kinematics[J]. Journal of Chaohu College, 2011,13(6):80-84.
- [13] 卫建伟. AMT 执行机构传动效率试验研究[D]. 重庆:重庆理工大学,2012:51-53.
- WEI Jian-wei. Experimental Study on Trans-mission Efficiency of Executive ATM[D]. Chongqing;Chongqing University of Technology,2012:51-53.
- [14] 杨可桢,程光蕴,李仲生. 机械设计基础[M]. 北京:高等教育出版社,2006:28-32.
- YANG Ke-zhen, CHENG Guang-yun, LI Zhong-she. Fundamentals of Mechanical Design[M]. Beijing:Higher Education Press,2006:28-32.
- [15] 刘海柱,雷秀,李扬,等. 基于 ADAMS 锻造操作机钳杆机构的优化设计[J]. 锻压技术,2008,33(3):106-108.
- LIU Hai-zhu, LEI Xiu, LI Yang, et al. Optimization Design of Forging Manipulator Clamp Mechanism Based on ADAMS [J]. Forging Eechnology,2008,33(3):106-108.

(上接第 27 页)

- [6] 张彦奇,华幼卿. LLDPEP/纳米 SiO₂ 复合材料的力学性能和光学性能研究[J]. 高分子学报,2003(5):683-687.
- ZHANG Yan-qi, HUA You-qin. Research on the Mechanical Properties and the Optical Properties of LLDPEP/Nano-SiO₂ Composite Materials[J]. Acta Polymericia Sinica,2003(5):683-687.
- [7] 张团红,胡小玲,管萍. 可逆温材料的变色机理及应用进展[J]. 涂料涂装与电镀,2006(4):15-20.
- ZHANG Tuan-hong, HU Xiao-ling, GUAN Ping. Photochromic Mechanism and Progress in Application of Reversible Thermochromic Materials[J]. Paint Coating and Electroplating,2006(4):15-20.
- [8] 陈纯馨,陈忻,刘爱文,等. 硼酸类复配物的固相制备及其热变色性能研究[J]. 化工新型材料,2006(2):46-48.
- CHEN Chun-xin, CHEN Xin, LIU Ai-wen, et al. The Solid Preparation of Boric Acid Complex and Study on Thermochromic Properties[J]. New Chemical Materials,2006(2):46-48.