

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2020.03.003

小剂量灌装机理瓶机构优化设计

李思聪, 唐正宁

(江南大学机械工程学院, 江苏无锡 214122)

摘要:针对目前小剂量灌装机的人工上料存在效率低下、安全卫生不达标等问题,课题组提出一种基于四杆机构的理瓶机构方案。运用解析法对理瓶机构进行了结构分析,针对四杆机构特性创建平面简图,采用解析法针对其运行过程中的运动学理论进行分析计算;采用 ADAMS 软件对目标机构进行建模与仿真分析,并以四杆机构曲柄、连杆、摇杆长度为设计变量,以压力角最小为目标,各杆件之间相互关系为约束条件,进行优化设计得到最优解,使压力角减少了 19.6%。优化设计有效解决了原灌装机全自动理料效率低的问题,并通过 ADAMS 软件对目标机构的优化设计进一步提升了传动效率。

关键词:包装机械;理料机构;四杆机构;解析法;ADAMS 软件

中图分类号:TB486;TH112

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2020)03-0015-05

Optimization of Structures for Sorting Small Dose Tubes in Filling Mechanism

LI Sicong, TANG Zhengning

(School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China)

Abstract: Aiming at the problems of low efficiency and unsatisfied safety and health in manual feeding of small dose filling machine at present, an unscramble bottle body scheme based on four-bar linkage mechanism was put forward according to the packing materials technical requirements. The structure of material handling mechanism is analyzed by analytic method. In view of the characteristic of four bar linkage to create graphic diagram, analytic method was adopted to analyze the kinematics theory for its operation process calculation. ADAMS software modeling and simulation analysis were carried out on the goal mechanism, with four bar linkage crank connecting rod rocker arm length as design variables, the minimum pressure angle as the goal, the relationship between bars as constraint conditions, optimized design to get the optimal solution, reducing the pressure angle by 19.6%. The optimization design effectively solves the problem of low efficiency of the original filling machine automatic bedding material process, further improves the transmission efficiency through the optimization design of target mechanism by ADAMS software.

Keywords: packaging machine; unscramble bottle body structure; four-bar linkages; analytic method; ADAMS

理料供送装置作为包装作业的起点,其可行性、高效性、可靠性等是包装作业全自动化的实现的先决条件^[1]。理料机构作为包装机的重要组成部分,其稳定性和精确性影响着整个包装作业的有序进行。

四杆机构作为一种常见机构,是复杂多杆机构研究的基础^[2]。四杆机构因其制造容易、结构简单、传递力大及润滑方便等优点,广泛应用于各种生活产品

及制造行业^[3]。包装行业中也有不少国内外学者针对多杆机构实现物料推送的方式及稳定性优化设计进行了研究。刘志雄等^[4]对 BTP-250 型糖果包装机进行了研究,针对其双曲柄连杆式送糖机构进行了动力学分析,提出合理选择两个曲柄的角位差是该类送糖机构的设计关键。史德智等^[5]针对原有 SNB-150 型糖果包装机的送糖机构进行研究,提出利用滚动摩擦

收稿日期:2019-11-26;修回日期:2020-03-10

第一作者简介:李思聪(1995),女,湖北枝江人,硕士,主要研究方向为包装机械。**通信作者:**唐正宁(1955),男,江苏无锡人,博士,副教授,硕士研究生导师,主要研究方向为包装机械和包装印刷。E-mail:18861824577@163.com

副来消除振动,提升机构运行稳定性。Freudenstein^[6]针对四杆机构的运动轨迹进行误差优化,提出了一种轨迹近似综合法,使四杆机构在一定范围中实现任意特定的运动规律。Nariman-Zadeh 等^[7]针对四杆机构运动中的轨迹误差和传动角偏离值进行研究,采用混合多目标遗传算法对其轨迹进行综合。

课题组采用解析法对文中所述的四杆理料机构进行结构分析和理论计算,并主要针对四杆机构的各杆件长度进行优化,以提高四杆机构传动性能。

1 包装机中的四杆推料机构

1.1 技术要求

四杆理料机构在包装机中起整理、推送物料的作用,文中所涉及的四杆理料机构如图1所示。曲柄摇杆来回转动从而带动连杆上下摆动,进而对料仓中的物料进行反复推送,起到翻料整理作用。目标整理包装外形结构如图2所示,整理前在料仓中为无序堆放状态,要求整理后包装按图示状态逐个运送至罐装工位。

技术要求:当曲柄旋转 $\pi/6, \pi/2$ 和 $3\pi/4$ 时,摇杆旋转角度分别为 $113\pi/180, 61\pi/90$ 和 $34\pi/45$ 。

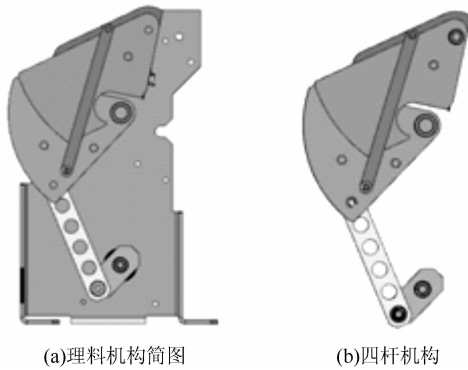


图1 四杆理料机构

Figure 1 Brief structure of four-bar linkages

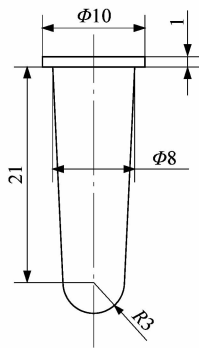


图2 物料外形结构

Figure 2 Structure of aimed package

1.2 机构设计

按照给定的技术要求,构建四杆机构平面如图3所示。

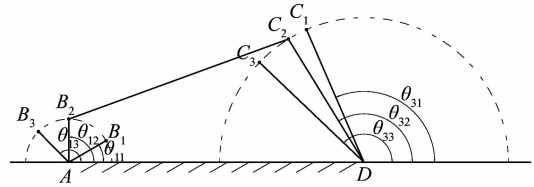


图3 四杆机构平面简图

Figure 3 Diagram of four-bar linkages

根据设计要求可知曲柄与输料机构之间的转角应该满足一系列的对应位置关系,可以先建立曲柄摇杆机构的简化模型,并设曲柄长为 a ,连杆长为 b ,摇杆长为 c ,机架长为 d 。两连架杆对应位置关系为:

$$\theta_{11} = \pi/6; \theta_{31} = 113\pi/180; \theta_{12} = \pi/2; \theta_{32} = 61\pi/90; \theta_{13} = 3\pi/4; \theta_{33} = 34\pi/45。$$

当机构按比例放大或者缩小时,不会改变各个机构的相对转角关系,所以取设计变量为各构件的相对长度,取 $a/a = 1, b/a = L, c/a = M, d/a = N$ 。此时设计变量为 L, M, N 以及 θ_1 和 θ_3 的计量起始角 α_0 和 φ_0 ,共5个。

先预选 α_0 和 φ_0 ,令 $\alpha_0 = \varphi_0 = 0$ 。

以机架为横轴, A 点为坐标原点,建立直角坐标系 OXY ,把各杆矢量向坐标轴投影,得到下面的方程:

$$\cos(\theta_{1i} + \alpha_0) = P_0 \cos(\theta_{3i} + \varphi_0) + P_1 \cos(\theta_{3i} + \varphi_0 - \theta_{1i} - \alpha_0) + P_2。 \quad (1)$$

$$\text{式中: } P_0 = M; P_1 = -\frac{M}{N}; P_2 = \frac{M^2 + N^2 + 1 - L^2}{2N}。$$

将 $\alpha_0 = \varphi_0 = 0$,以及3组曲柄和摇杆的对应角度代入式(1),可以得到线性方程组:

$$\begin{cases} \cos(\pi/6) = P_0 \cos(113\pi/180) + P_1 \cos[(113\pi/180) - (\pi/6)] + P_2; \\ \cos(\pi/2) = P_0 \cos(61\pi/90) + P_1 \cos[(61\pi/90) - (\pi/2)] + P_2; \\ \cos(3\pi/4) = P_0 \cos(34\pi/45) + P_1 \cos[(34\pi/45) - (3\pi/4)] + P_2。 \end{cases} \quad (2)$$

解得: $P_0 = 3.346; P_1 = 0.490; P_2 = 2.189$ 。

从而求得各杆的相对长度: $M = 3.346; N = 6.829; L = 5.379$ 。

取曲柄长 $a = 20$ mm,则连杆 $b = 108$ mm,摇杆长 $c = 67$ mm,机架长 137 mm。

1.3 机构的运动学分析

如图4所示,采用封闭矢量法^[8],各构件分别用矢量 l_0, l_1, l_2 和 l_3 表示。 X 轴正方向与各个矢量方向的

夹角设为 $\theta_i (i=0,1,2,3)$ 。

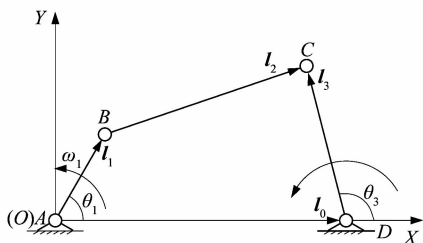


图4 四杆机构矢量封闭图

Figure 4 Vector closed figure of four-bar linkages

建立位移矢量方程:

$$l_1 + l_2 = l_3 + l_0. \quad (3)$$

求解位移矢量方程:

$$\left. \begin{aligned} l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2 &= l_0 + l_3 \cos \theta_3; \\ l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 &= l_3 \sin \theta_3. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\text{解得: } \theta_2 = \arctan \frac{l_3 \sin \theta_3 - l_1 \sin \theta_1}{l_0 + l_3 \sin \theta_3 - l_1 \sin \theta_1}.$$

对上述方程求导变换得角速度方程:

$$\left. \begin{aligned} \omega_2 &= \left[\frac{l_1 \sin (\theta_1 - \theta_3)}{l_2 \sin (\theta_2 - \theta_3)} \omega_1 \right]; \\ \omega_3 &= \left[\frac{l_1 \sin (\theta_1 - \theta_2)}{l_3 \sin (\theta_3 - \theta_2)} \omega_1 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

对方程(5)求导变换得摇杆角加速度方程:

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

根据方程(5)和(6),得到不同曲柄角度下摇杆对应的不同角速度与角加速度值如表1所示。

表1 四杆机构动力学分析

Table 1 Kinematic analysis of four-bar linkage

曲柄转动 角度/rad	时间/s	摇杆转动质心角 速度/(rad · s ⁻¹)	摇杆转动质心角 加速度/(rad · s ⁻²)
0	0	0.177	0.313
$\pi/6$	0.5	0.005	0.401
$\pi/3$	1.0	0.184	0.300
$\pi/2$	1.5	0.300	0.146
$2\pi/3$	2.0	0.332	0.034
$5\pi/6$	2.5	0.274	0.196
π	3.0	0.132	0.315
$7\pi/6$	3.5	0.032	0.303
$4\pi/3$	4.0	0.227	0.218
$3\pi/2$	4.5	0.300	0.150
$5\pi/3$	5.0	0.311	0.045
$11\pi/6$	5.5	0.270	0.122

2 建模与仿真分析

2.1 三维模型建立

利用 ADAMS 软件进行建模,如图5所示,曲柄AB长度为20 mm,初始位置与x正向夹角为0;摇杆CD长度为67 mm,由设计要求可得摇杆初始位置与x正向夹角为 $23\pi/36$ 。在此基础上为曲柄施加转速为 $\pi/3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 的驱动。设定仿真时间为6 s,仿真步数为100,针对曲柄角速度对应下的摇杆角速度及角加速度,得出仿真结果如图6和7所示^[9]。

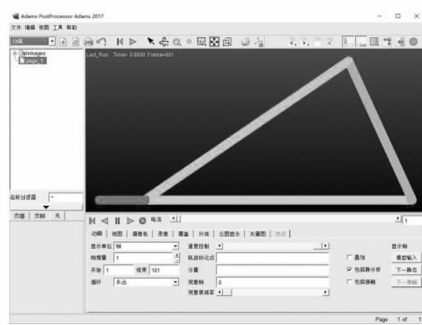


图5 ADAMS 建模

Figure 5 ADAMS model

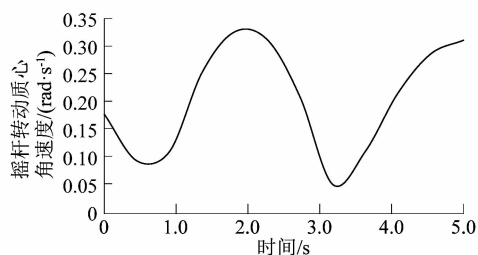


图6 摇杆角速度

Figure 6 Rocker angular velocity

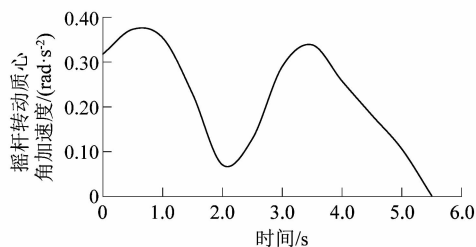


图7 摇杆角加速度

Figure 7 Rocker angular acceleration

2.2 理论与仿真值对比

将表1中的理论计算值代入 ADAMS 软件中进行分析对比^[10]。仿真结果如图8和图9所示,由图可知仿真值与理论计算值在数值上基本一致。

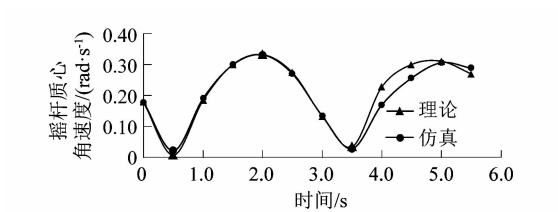


图8 摇杆角速度对比

Figure 8 Comparison between theoretical and stimulation for rocker angular velocity

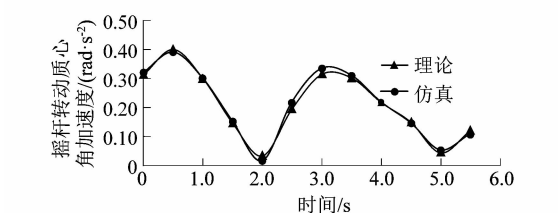


图9 摇杆角加速度对比

Figure 9 Comparison between theoretical and stimulation for rocker angular acceleration

2.3 优化设计

课题组采用 ADAMS 软件对四杆机构进行建模,将四杆机构中曲柄、连杆和摇杆分别设定为设计变量 l_{AB} , l_{BC} , l_{CD} , 并将其 3 者长度范围分别设定为 15 ~ 25, 100 ~ 120, 50 ~ 80 mm。

执行机构作为包装机的一部分,其传动性能影响整个包装流程的效率。针对四杆机构,其压力角越小,传动效率越高,执行机构传动性能越高^[11]。故将四杆机构压力角作为目标函数,通过改变四杆机构中杆件长度,调节压力角,提升其传动性能。

根据本研究设计要求及四杆机构基本性质,在 ADAMS 中设计确定约束条件及目标函数设定如下:

$$\left. \begin{aligned} l_{AB} - l_{CD} &\leq 0; \\ l_{AB} + l_0 - l_{BC} - l_{CD} &\leq 0; \\ l_{CD} - l_0 &\leq 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

目标函数:

$$\min (\alpha_{\max}) = \min [\max (\gamma_1, \gamma_2)]. \quad (8)$$

其中:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_1 &= \left| \pi/2 - \arccos \left(\frac{l_2^2 + l_3^2 - (l_1 + l_0)^2}{2l_2l_3} \right) \right|; \\ \gamma_2 &= \left| \pi/2 - \arccos \left(\frac{l_2^2 + l_3^2 - (l_1 - l_0)^2}{2l_2l_3} \right) \right|. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

按照以上约束过程及优化变量参数设定后,在 ADAMS 中开始优化^[12],优化结果如图 10 所示。

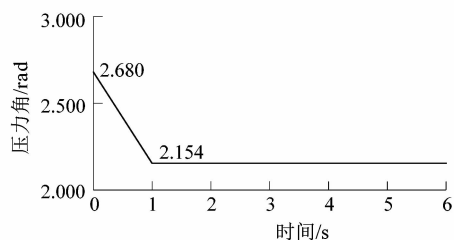


图10 压力角优化

Figure 10 Optimization of pressure angle

如图 11 所示,经过 ADAMS 建模和仿真优化后的 4 杆件长度分别为:曲柄长度 15 mm,连杆长度 108 mm,摇杆长度 80 mm,机架长度 137 mm。优化后的压力角为 $617\pi/900$ 。

目标函数	设计变量
O1) Maximum of MEA_ANGLE_1_2 单位 : deg 初始值 : 153.565 最终值 : 123.441 (-19.6%)	V1) DV_AB 单位 : mm 初始值 : 20 最终值 : 15 (-25%)
约束条件	V2) DV_BC 单位 : mm 初始值 : 108 最终值 : 108 (+0%)
C1) OPT_CONSTRAINT_1 单位 : NO UNITS	V3) DV_CD 单位 : mm 初始值 : 67 最终值 : 80.015 (+19.4%)
C2) OPT_CONSTRAINT_2 单位 : NO UNITS	
C3) OPT_CONSTRAINT_3 单位 : NO UNITS	

图11 优化最终结果图

Figure 11 Final results of optimization

3 结语

1) 课题组根据研究目标及设计要求,提出一种包装机中基于四杆机构的理料机构方案设计,成功实现了原灌装机的全自动化运行要求。本设计方案适用于其他满足文中要求和相关参数的包装机械,用于高效稳定的整理供送包装物料。

2) 课题组针对研究目标在 ADAMS 中进行建模仿真和优化设计。最终得出优化后的四杆机构压力角达到了最小化,与优化前相比减少了 19.6%,使目标执行机构的传动性能得到提升。

参考文献:

- [1] 李瑞平,冯济纓,黄明琪. 包装机械设计中的控制技术[J]. 包装工程, 2005, 26(1): 19-21.
- [2] 李晓东,张永智. 机械设计基础[M]. 郑州: 郑州大学出版社, 2012: 28.
- [3] 王亚茹,李静. 采用混合粒子群算法的四杆机构的参数优化与轨迹误差研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2018(9): 88-89.
- [4] 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.
- [5] 史德智. 糖果包装机的送糖机构: 88219557U[P]. 1988-11-09.

(下转第 23 页)