

给袋式挂面包装机撑袋机构设计与分析

徐雪萌, 陈留记, 王志山, 陈静
(河南工业大学 机电工程学院, 郑州 450001)

摘要: **目的** 为了避免给袋式挂面包装机装袋时的落料故障,设计筒状侧面折叠预制袋撑袋机构。**方法** 依据挂面充填技术要求及预制袋运送工艺路线,设计滑块摆杆撑袋机构;利用约束方程法建模,对撑袋机构进行设计;运用杆组法对撑袋机构进行运动学分析;借助 Matlab 编程,求解滑块摆杆撑袋机构尺度参数与运动学参数,绘制出摆杆的角位移、角速度、角加速度曲线。基于此设计加工撑袋机构,进行在线实验,并验证可靠性。**结果** 所设计滑块摆杆撑袋机构参数,连杆长度为 89 mm,摆杆长度为 115 mm,滑块偏距为 122.5 mm,原动件滑块行程为 10 mm,从动件摆杆摆角位移为 5°;滑块位移与摆杆角位移满足线性关系,摆杆运动近似为匀加速。**结论** 在线实验验证该撑袋机构满足撑袋工艺要求,撑袋可靠性为 94.6%,满足企业对全自动挂面包装机的要求,较好地解决了挂面包装落料故障。

关键词: 撑袋机构; 滑块摆杆机构; 约束方程法; 杆组法

中图分类号: TB486⁺.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2019)15-0181-08

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2019.15.029

Design and Analysis of Bag-opening Mechanism of Automatic Bag-delivering Machine for Dried Noodles

XU Xue-meng, CHEN Liu-ji, WANG Zhi-shan, CHEN Jing

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Henan University of Technology, Zhengzhou 450001, China)

ABSTRACT: The work aims to design tubular side-folding bag-opening mechanism for prefabricated bags so as to avoid falling during the filling by bag-delivering machine for dried noodles. According to filling technology of dried noodles and bag delivering process, the rocker-slider bag-opening mechanism was designed. The constraint equation method was used to establish the model to design the bag-opening mechanism, and the kinematics analysis of the rocker-slider mechanism was carried out by assur-group method. Matlab programming was applied to solve the dimensional parameters and kinematic parameters of the rocker-slider mechanism, and the angular displacement, angular velocity and angular acceleration curve of the rocker were drawn. Based on this design, the bag-opening mechanism was processed and tested online and the reliability was also verified. The parameters of the rocker-slider mechanism were as follows: link length of 89 mm, rocker length of 115 mm, offset distance of 122.5 mm, driving link slider travel of 10 mm, and driven link rocker sway of 5°. The displacement of the slider and the angular displacement of the rocker satisfied a linear relationship. The angular acceleration of swing link was approximately uniform. Through online test, the bag-opening mechanism meets the technological requirements and the reliability of bag-opening mechanism reaches 94.6%, thus meeting the requirements on automatic bag-delivering machine for dried noodles by enterprises and solving the falling of dried noodle packages better.

收稿日期: 2019-01-12

基金项目: 国家重点研发计划(2018YFD0400704); 河南省科技厅自然科学基金项目(182102110163)

作者简介: 徐雪萌(1972—), 女, 河南工业大学副教授, 主要研究方向为粮油食品包装工艺与装备。

KEY WORDS: bag-opening mechanism; rocker-slider mechanism; constraint equations; assur-group method

随着包装自动生产线向网络化、集成化、柔性化、智能化方向发展,全自动给袋包装机作为袋装自动生产线的重要设备,备受研究者关注^[1-4]。预制袋供送是袋装机重要的工艺之一,其包括取袋、递袋及撑开等 3 个主要操作过程。国内对预制袋的供送进行了大量研究,辜松^[5]针对盆花的开袋机构增加了钩袋装置,提高了开袋成功率;王晓花^[6]对 40 kg/包的编织袋自动供送装置进行了设计,并对影响系统工作效率的运动与结构参数进行了优化处理;孙明迁等^[7]模拟人工套袋工艺,设计了一种上袋机械手,并对机械手进行了动态性能分析;孟祥飞^[8]设计了凸轮连杆组合机构完成取袋,使取袋更加平稳。上述研究成果为预制袋自动包装生产线设计提供了参考。

实际生产中,因为被包物料的特性不同,以及包装袋的规格、袋型、材质等因素的不同,因此预制袋供送工艺也不尽相同^[9-10]。挂面的长宽比大,定量后未经捆扎的挂面水平充填入袋时,预制袋袋口、袋底完全撑开才能使挂面顺利落料,这就需要专门的撑袋机构将预制袋撑开。国内外对挂面包装撑袋机构研究较少,未见相关文献报道。文中针对包装规格为 2~2.5 kg/袋的侧面折叠筒状袋,设计撑袋机构,使挂面顺利充填入袋,避免挂面横搭在袋口处,引起包装精度低及封口不牢等故障。首先依据挂面充填技术要求及预制袋供送工艺路线设计撑袋机构,然后进行运动学分析,并在线实验验证撑袋机构工作的可靠性,以期为挂面袋装自动包装生产线设计提供参考。

1 撑袋装置的组成及工作过程

1.1 预制袋的供送工艺设计

为销售方便,定量 2~2.5 kg 挂面一般采用侧面折叠筒状袋包装,袋型见图 1,袋子规格为 300 mm×245 mm,因袋底长度方向上预留 50 mm 提手位置,袋子的有效深度为 250 mm,袋口撑开后为矩形,宽度约为 65 mm。充填时挂面水平靠重力快速落入袋内,为保证挂面顺利落料入袋,包装袋沿深度方向上需要完全撑开,即袋口及袋底撑开宽度均为 65 mm。结合预制袋供送工艺及现有市场上挂面包装机的包装效率^[11],设计预制袋供送路线,见图 2。取袋装置通过吸盘将材质为 PP/PE 的预制袋从袋库下方取出,并将预制袋传送到开袋工位,开袋吸盘将预制袋袋口打开,套袋机械手在开袋工位将预制袋袋口撑开,并带动预制袋沿弧线轨迹(1/4 圆弧)运动,直至将袋套入撑袋装置的撑袋板上,撑袋板工作将袋子完全撑

开,至此完成预制袋的供送。



图 1 侧面折叠筒状袋

Fig.1 Sides gusset bag

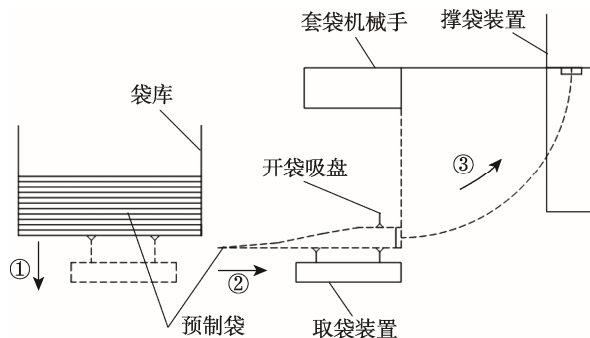


图 2 预制袋的供送工艺

Fig.2 Bag delivering processing

撑袋机构是撑袋装置的核心机构,依靠撑袋板的摆动将袋子沿深度方向完全撑开,为完成挂面无故障落料,撑袋机构与其他机构组成撑袋装置并协调工作。撑袋装置主要由缓存面槽、撑袋机构、落面开关气缸、锁紧气缸、撑袋板、调节组件及其他附件组成,见图 3。其中调节组件由调节手轮、调节丝杠、调节滑块、滑轨组成。撑袋机构需在宽度方向上将袋口撑至最大矩形,袋口长度方向的尺寸由撑袋板保证。此外,调节组件可调节撑袋板之间的横向距离,实现不同规格的预制袋袋口撑开。

撑袋装置的工作原理:撑袋装置将预制袋套到撑袋装置的撑袋板上,撑袋板在撑袋机构的驱动下张开,锁紧气缸将预制袋压在撑袋板上;撑袋装置的侧撑气缸打开,使袋口在长度方向上达到最大值;下落面开关气缸打开,使缓存槽里的挂面落下,填充至预制袋内,下落面开关气缸收回,上落面开关气缸打开,使已计量过的挂面填充至缓存面槽,等待下一次落面;侧撑气缸、锁紧气缸收回,预制袋被托袋气缸接住并远离撑袋板,撑袋板合拢等待下一次撑袋作业。

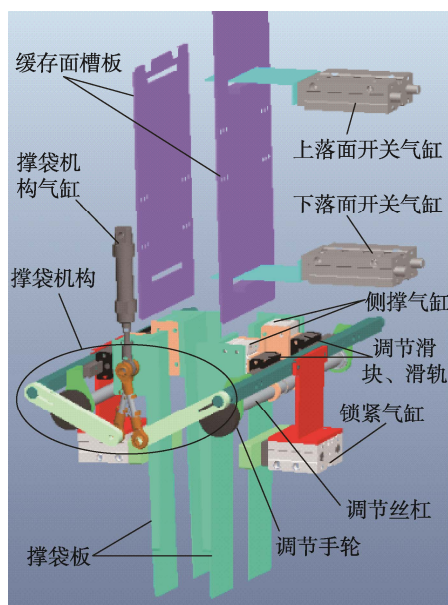


图 3 撑袋装置工作原理
Fig.3 Principle of bag-opening device

2 撑袋机构设计与分析

2.1 机构工作原理及初始参数确定

撑袋机构的作用,是将套袋机械手传送过来的预制袋袋口、袋底完全撑开,并与锁紧气缸共同作用,将袋固定于撑袋装置上,等待挂面落料。设计的撑袋机构见图 4,由 2 个并联的滑块摆杆机构组成,其中主动构件为滑块 1,驱动固连于两摆杆上的撑袋板 3 和 3' 摆动,将袋完全撑开。

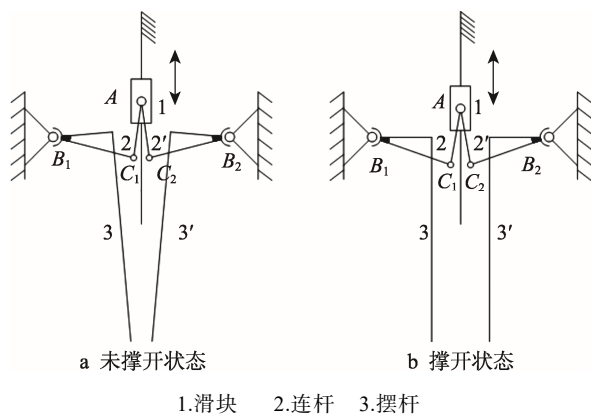


图 4 撑袋机构工作原理
Fig.4 Principle of bag-opening mechanism

由于套袋机械手撑开袋口的宽度为 60 mm,为防止套袋过程中袋与撑袋板发生干涉而掉袋,当袋套至撑袋板底部刚好接触预制袋底部时,袋口所在位置对应的撑袋板最大宽度不能超过 60 mm,同时考虑到袋深 250 mm,由此确定撑袋板 3 和 3' 长度为 330 mm,两撑袋板的摆动中心距 $B_1B_2 = 245$ mm,撑袋板工作

行程摆角为 5° ,滑块(执行气缸)行程为 10 mm。

撑袋机构从动件需满足的运动规律为:原动件(执行气缸)运动 10 mm,从动摆杆摆动的角度为 5° ,即原动件运动规律一定的条件下,从动件能准确或近似地满足预定的运动规律要求。综上可知,撑袋机构的设计是一个输入量与输出量满足特定关系的函数生成问题。

2.2 机构设计

2.2.1 撑袋机构建模

机构综合的方法有图解法和解析法。图解法就是利用各铰链之间相对运动的几何关系,通过作图确定各铰链的位置,从而定出各杆的长度^[12]。图解法的优点是直观、简单、快捷,缺点是设计精度不够高。解析法是运用几何原理建立机构的结构参数和运动参数的数学关系式,然后根据已知的运动变量,用数学方法求解机构尺寸。采用计算机求解,解析法的精度高,特别适用于对 3 个或 3 个以上位置设计的求解。此外,随着计算机技术与算法的快速发展,借助于计算机来实现机构设计的解析法也得到了快速的发展。由于撑袋机构设计是一个函数生成问题,不适合采用图解法,采用解析法进行撑袋机构的设计。

根据机构的结构参数和运动参数之间的关系,采用解析法通常有 2 种建模方法:封闭形法和约束方程法,前者根据机构位置向量封闭这一特点,导出所需位移方程;后者根据各构件所受的几何约束条件推导出所需关系^[12-14]。由于约束方程法更适合于计算机编程求解,故撑袋机构建模方法采用约束方程法,即利用刚体位移矩阵方程和定杆长约束方程联立,来进行求解。

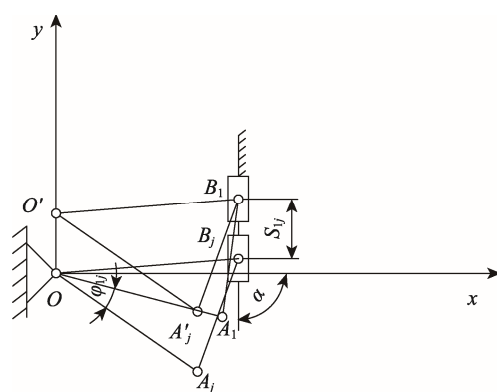


图 5 滑块摆杆机构刚化反转
Fig.5 Rigidly reversal rotation of rocker-slider mechanism

图 5 所示滑块摆杆机构, OA_1B_1 和 OA_jB_j 为滑块摆杆机构 2 个位置,把 OA_jB_j 沿导路刚化平移 S_{1j} ,使 B_j 与 B_1 重合,到 $O'A'_jB_1$ 位置,原摆杆与滑块对应位置问题转化以滑块为机架, OA_1 和 $O'A'_j$ 为连杆的刚体导引问题:

$$\left. \begin{aligned} A_j &= R_{\varphi 1j} A_1 \\ A'_j &= A_j - S_{1j} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: $R_{\varphi 1j}$ 为刚体从位置 1 转动角度 φ_{1j} 到位置

$$j \text{ 的坐标变换矩阵, } R_{\varphi 1j} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_{1j} & -\sin \varphi_{1j} & 0 \\ \sin \varphi_{1j} & \cos \varphi_{1j} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}。$$

由式 (1) 得:

$$A'_j = D_{\varphi 1j}^r A_1 \quad (2)$$

$$\text{式中: } D_{\varphi 1j}^r = \begin{pmatrix} \cos \varphi_{1j} & -\sin \varphi_{1j} & -S_{1j} \cos \alpha \\ \sin \varphi_{1j} & \cos \varphi_{1j} & -S_{1j} \sin \alpha \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

$D_{\varphi 1j}^r$ 为相对刚体位移矩阵, 即刚体从位置 1 转动角度 φ_{1j} 到位置 j , 再沿导路刚化平移 S_{1j} 后, 到达位置 j' 的位移矩阵。

无论机构如何运动和刚化反转, 连杆 AB 的杆长都不会变化, 即连杆 AB 在位置 1 与位置 j 的杆长相等 $A_1 B_1 = A_j B_j$, 即定杆长约束方程:

$$(A_j - B_j)^T (A_j - B_j) = (A_1 - B_1)^T (A_1 - B_1) \quad (3)$$

分量表达式为:

$$(A_{jx} - B_{jx})^2 + (A_{jy} - B_{jy})^2 = (A_{1x} - B_{1x})^2 + (A_{1y} - B_{1y})^2 \quad (4)$$

式 (3) 即为用方程约束法建模进行机构综合的约束方程。

2.2.2 撑袋机构设计

撑袋机构由 2 个并联的具有相同尺度参数的滑块摆杆机构组成, 只需对其中一个滑块摆杆机构进行尺度综合即可。设计一个滑块摆杆机构, 使之能近似实现函数 $y = x, 0 \leq x \leq 1$, 主动滑块移动 $\Delta s = 10 \text{ mm}$, 从动摆杆摆动的角度为 $\Delta \varphi = 5^\circ$ 。如图 3 所示, 已知滑块导路方向与 y 轴平行, 即导路与 x 轴夹角为 $\alpha = 90^\circ$, 导轨到原点的距离, 即偏距为 $e = \frac{1}{2} B_1 B_2 = 122.5 \text{ mm}$ 。

主动滑块的位移 s 对应函数的自变量 x , 摆杆的摆动角度 φ 对应函数的因变量 y , s 与 x , φ 与 y 之间分别成比例关系。设:

$$\Delta x = x_{n+1} - x_0, \quad \Delta y = y_{n+1} - y_0$$

$$\Delta s = s_{n+1} - s_0, \quad \Delta s_i = s_i - s_0, \quad i = 1, 2 \dots n$$

$$\Delta \varphi = \varphi_{n+1} - \varphi_0, \quad \Delta \varphi_i = \varphi_i - \varphi_0, \quad i = 1, 2 \dots n$$

s_i 与 x_i , φ_i 与 y_i 之间对应关系如下:

$$\frac{s_i - s_0}{x_i - x_0} = \frac{s_{n+1} - s_0}{x_{n+1} - x_0} = \frac{\Delta s}{\Delta x}$$

$$\frac{\varphi_i - \varphi_0}{y_i - y_0} = \frac{\varphi_{n+1} - \varphi_0}{y_{n+1} - y_0} = \frac{\Delta \varphi}{\Delta y}$$

故:

$$S_i = S_0 + \frac{\Delta S}{\Delta x} (x_i - x_0), \quad \varphi_i = \varphi_0 + \frac{\Delta \varphi}{\Delta y} (y_i - y_0),$$

$$i = 1, 2 \dots n \quad (5)$$

由于 s_i 与 x_i , φ_i 与 y_i 成比例关系, 因此只有在 x_i 处才能精确实现函数关系, 称 x_i 为精确点。精确点的数目与机构的结构参数有关, 合理地选择精确点个数与配置, 有利于减少结构误差。精确点的选择通常用切比雪夫间隔的方法获得, 各精确点 x_j 选取如下:

$$x_j = \frac{1}{2} (x_0 - x_{n+1}) - \frac{1}{2} (x_{n+1} - x_0) \cos \frac{\pi(2j-1)}{2n} \quad j = 1, 2 \dots n$$

式中: n 为精确点总数, 在四杆机构中 $n \leq 5$ 。

针对文中滑块摆杆机构的设计, 选取 $n = 3$ 。按照切比雪夫间隔取各精确点 x_j 及对应的 y_j 为:

$$x_1 = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos \frac{\pi}{6} = 0.067, \quad y_1 = x_1 = 0.067$$

$$x_2 = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos \frac{\pi}{2} = 0.5, \quad y_2 = x_2 = 0.5$$

$$x_3 = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos \frac{5\pi}{6} = 0.933, \quad y_3 = x_3 = 0.933$$

当 $x = x_0$ 时, $y = y_0 = x_0 = 0$; 当 $x = x_{n+1}$ 时, $y = y_{n+1} = x_{n+1} = 1$, 故 $\Delta x = x_{n+1} - x_0 = 1$, $\Delta y = y_{n+1} - y_0 = 1$ 。

已知 $\Delta s = 10 \text{ mm}$, $\Delta \varphi = 5^\circ$, $\Delta x = 1$, $\Delta y = 1$, 由式 (5) 计算出各精确点对应的位移 S_i 和转角 φ_i 如下:

$$S_1 = S_0 + \frac{\Delta S}{\Delta x} (x_1 - x_0), \quad \varphi_1 = \varphi_0 + \frac{\Delta \varphi}{\Delta y} (y_1 - y_0), \quad j = 1$$

$$S_2 = S_0 + \frac{\Delta S}{\Delta x} (x_2 - x_0), \quad \varphi_2 = \varphi_0 + \frac{\Delta \varphi}{\Delta y} (y_2 - y_0), \quad j = 2$$

$$S_3 = S_0 + \frac{\Delta S}{\Delta x} (x_3 - x_0), \quad \varphi_3 = \varphi_0 + \frac{\Delta \varphi}{\Delta y} (y_3 - y_0), \quad j = 3$$

又:

$$S_{1i} = S_i - S_1, \quad \varphi_{1i} = \varphi_i - \varphi_1, \quad j = 2, 3$$

$$\text{故 } S_{12} = 4.33, \quad S_{13} = 8.66, \quad \varphi_{12} = 2.165, \quad \varphi_{13} = 4.33。$$

将所得 S_{12} , S_{13} , φ_{12} , φ_{13} 的值代入式 (3) 得相对位移矩阵 $D_{\varphi 1j}^r$ ($j = 2, 3$):

$$D_{\varphi 12}^r = \begin{pmatrix} \cos \varphi_{12} & -\sin \varphi_{12} & -S_{12} \cos \alpha \\ \sin \varphi_{12} & \cos \varphi_{12} & -S_{12} \sin \alpha \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} =$$

$$\begin{pmatrix} 0.9993 & -0.0378 & 0 \\ 0.0378 & 0.9993 & -4.33 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$D_{\varphi 13}^r = \begin{pmatrix} \cos \varphi_{13} & -\sin \varphi_{13} & -S_{13} \cos \alpha \\ \sin \varphi_{13} & \cos \varphi_{13} & -S_{13} \sin \alpha \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} =$$

$$\begin{pmatrix} 0.9971 & -0.0755 & 0 \\ 0.0755 & 0.9971 & -8.66 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

将 $D_{\varphi 12}^r$, $D_{\varphi 13}^r$ 代入式 (2) 得刚体的位移矩阵方程, 以分量形式写出:

$$\begin{pmatrix} A'_{2x} \\ A'_{2y} \\ 1 \end{pmatrix} = D_{\varphi 12}^r \begin{pmatrix} A_{1x} \\ A_{1y} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.993A_{1x} - 0.0378A_{1y} \\ 0.0378A_{1x} + 0.993A_{1y} - 4.33 \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} A'_{3x} \\ A'_{3y} \\ 1 \end{pmatrix} = D_{\varphi 13}^r \begin{pmatrix} A_{1x} \\ A_{1y} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.9971A_{1x} - 0.0755A_{1y} \\ 0.0755A_{1x} + 0.9971A_{1y} - 8.66 \\ 1 \end{pmatrix}$$

考虑到主动滑块的位置与导轨布置, 设定 $B_{1x} = e = 122.5 \text{ mm}$, $B_{1y} = 40 \text{ mm}$ 。将 A'_2 , A'_3 代入定杆长约束方程 (4) 得:

$$\begin{cases} (A'_{2x} - B_{1x})^2 + (A'_{2y} - B_{1y})^2 = (A_{1x} - B_{1x})^2 + (A_{1y} - B_{1y})^2 \\ (A'_{3x} - B_{3x})^2 + (A'_{3y} - B_{3y})^2 = (A_{1x} - B_{1x})^2 + (A_{1y} - B_{1y})^2 \end{cases} \quad (6)$$

方程组 (4) 为一个二元二次方程组, $OA_1 = \sqrt{(A_{1x} - O_x)^2 + (A_{1y} - O_x)^2} = 115.3172 \text{ mm}$, 方程组中有 2 个未知数 A_{1x} , A_{1y} , 编制 Matlab 程序, 计算可得 2 组解:

$$\begin{cases} A_{1x} = 105.0246 \\ A_{1y} = -47.6224 \end{cases}; \begin{cases} A_{1x} = 216.5253 \\ A_{1y} = 475.6102 \end{cases}$$

选取第 1 组解, 可得各杆杆长:

$$A_1B_1 = \sqrt{(A_{1x} - B_{1x})^2 + (A_{1y} - B_{1y})^2} = 89.3481 \text{ mm}$$

经取整 $OA_1 = 115 \text{ mm}$, $A_1B_1 = 89 \text{ mm}$, 又已知 $B_{1x} = e = 122.5 \text{ mm}$, $B_{1y} = 40 \text{ mm}$, 滑块摆杆机构运动简图见图 5。

连杆 1 和 2 所夹锐角 γ 即为传动角, 传动角最小的位置为滑块 3 向下运动 10 mm 处, 此时 B 点坐标为 (122.5, 30) 故 $OB \approx 126.12 \text{ mm}$, 由余弦定理得 $\gamma_{\min} \approx 75.17^\circ$, 大于许用传动角 $[\gamma] = 40^\circ \sim 50^\circ$, 所设计滑块摆杆机构传力性能良好, 满足传力性能要求。

2.3 运动学分析

2.3.1 方法的选择

机构运动分析方法主要有图解法和解析法。图解法主要适用于快捷直观地了解机构某个或某几个位置运动特性的场景, 并且精度也能够满足实际问题的要求, 工程实际中应用广泛。解析法则适用于在整个运动循环中都需要精确知道机构运动特性的场景中, 解析法主要借助计算机来实现, 可以获得很高的计算精度和一系列不同位置的分析结果。杆件机构的运动学分析大多基于解析法中的杆组法。根据 Assur 杆组理论, 机构是由机架、原动件和基本杆组构成, 把一个或若干个基本杆组依次连接到机架和原动件上, 就

可以得到不同的机构。机构的类型虽然很多, 但基本杆组的类型却是有限的。可将基本杆组作为基本单元, 分别建立各级杆组的运动学模型, 进而编制成通用子程序, 然后按照顺序依次调用这些子程序, 即可完成对复杂机构的运动学分析^[15-17]。由于杆组法的通用性与实用性, 运用杆组法对撑袋机构进行运动学分析。

2.3.2 数学模型建立

针对设计的滑块摆杆机构, 如图 6 所示, 杆件 1 为摆杆, 杆件 2 为连杆, 滑块 3 为原动件, 去掉机架与原动件可拆分出一个具有 3 个转动副 (RRR) 的 II 级杆组^[18], 见图 7。

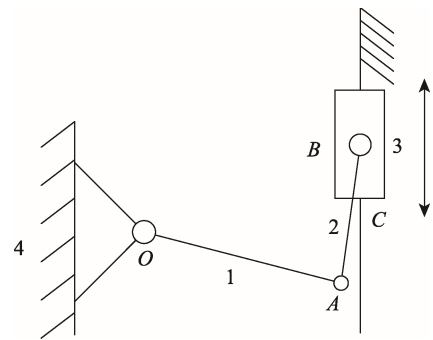


图 6 滑块摆杆机构运动简图

Fig.6 Kinematic diagram of the rocker-slider mechanism

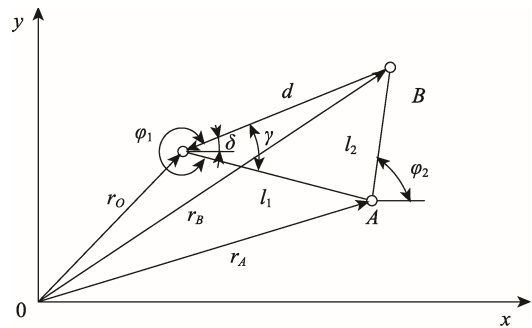


图 7 (RRR) II 级杆组 OAB

Fig.7 Two-level link group OAB

设 O, A, B 点坐标为 $O(x_O, y_O), A(x_A, y_A), B(x_B, y_B)$, 其中旋转副中心 O , B 点速度、加速度分量为 $\dot{x}_O, \dot{y}_O, \ddot{x}_O, \ddot{y}_O, \dot{x}_B, \dot{y}_B, \ddot{x}_B, \ddot{y}_B$, 设杆件与坐标轴夹角沿逆时针方向旋转为正, 构件 1 和 2 与 x 轴正方向夹角分别为 φ_1, φ_2 , 角速度为 $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$, 角加速度为 $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$ 。

$$\varphi_1 = \delta - \eta \quad (7)$$

式中: 矢量 d 与 x 轴正方向夹角 $\delta = \arctan \frac{y_B - y_O}{x_B - x_O}$,

矢量 d 与 l_1 夹角 $\eta = \arccos \frac{d^2 + l_1^2 - l_2^2}{2dl_1}$, $d =$

$$\sqrt{(x_O - x_B)^2 + (y_O - y_B)^2}。$$

$$\varphi_2 = \arctan \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \quad (8)$$

其中 A 点位置坐标为:

$$\begin{cases} x_A = x_O + l_1 \cos \varphi_1 \\ y_A = y_O + l_1 \sin \varphi_1 \end{cases}$$

由封闭矢量三角形 $\triangle OOA$ 和 $\triangle OAB$ 可得

$$\vec{r}_A = \vec{r}_O + \vec{l}_1 = \vec{r}_B + \vec{l}_2, \text{ 其分量式为:}$$

$$\begin{cases} x_O + l_1 \cos \varphi_1 = x_B - l_2 \cos \varphi_2 \\ y_O + l_1 \sin \varphi_1 = y_B - l_2 \sin \varphi_2 \end{cases} \quad (9)$$

将式 (9) 对时间 t 求导数:

$$\begin{cases} \dot{x}_O - \dot{\varphi}_1 l_1 \sin \varphi_1 = \dot{x}_B + \dot{\varphi}_2 l_2 \sin \varphi_2 \\ \dot{y}_O + \dot{\varphi}_1 l_1 \cos \varphi_1 = \dot{y}_B - \dot{\varphi}_2 l_2 \cos \varphi_2 \end{cases} \quad (10)$$

又:

$$\begin{cases} l_1 \sin \varphi_1 = y_A - y_O \\ l_1 \cos \varphi_1 = x_A - x_O \\ l_2 \sin \varphi_2 = y_B - y_A \\ l_2 \cos \varphi_2 = x_B - x_A \end{cases} \quad (11)$$

求解式 (10) 可求得杆 1 和 2 的角速度 $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$:

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_1 = \frac{(\dot{x}_B - \dot{x}_O)(x_A - x_B) + (\dot{y}_B - \dot{y}_O)(y_A - y_B)}{(y_A - y_B)(x_A - x_O) - (y_A - y_O)(x_A - x_B)} \\ \dot{\varphi}_2 = \frac{(\dot{x}_B - \dot{x}_O)(x_A - x_O) + (\dot{y}_B - \dot{y}_O)(y_A - y_O)}{(y_A - y_B)(x_A - x_O) - (y_A - y_O)(x_A - x_B)} \end{cases} \quad (12)$$

由式 (11) 可得:

$$\begin{cases} x_A = x_O + l_1 \cos \varphi_1 \\ y_A = y_O + l_1 \sin \varphi_1 \end{cases} \quad (13)$$

将式 (13) 对时间 t 求一次导数, 可得 A 点速度:

$$\begin{cases} \dot{x}_A = \dot{x}_O + \dot{\varphi}_1 (y_A - y_O) \\ \dot{y}_A = \dot{y}_O + \dot{\varphi}_2 (x_A - x_O) \end{cases} \quad (14)$$

将式 (10) 对时间 t 求导数, 并将式 (11) 代入得:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 (y_A - y_O) - \ddot{\varphi}_2 (y_A - y_B) = C \\ \ddot{\varphi}_1 (x_A - x_O) - \ddot{\varphi}_2 (x_A - x_B) = D \end{cases} \quad (15)$$

$$\text{其中} \begin{cases} C = \ddot{x}_O - \ddot{x}_B - (\dot{\varphi}_1)^2 (x_A - x_O) + (\dot{\varphi}_2)^2 (x_A - x_B) \\ D = \ddot{y}_B - \ddot{y}_O + (\dot{\varphi}_1)^2 (y_A - y_O) - (\dot{\varphi}_2)^2 (y_A - y_B) \end{cases}。$$

由式 (15) 解得角加速度:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = \frac{C(x_A - x_B) - D(y_A - y_B)}{(x_A - x_B)(y_A - y_O) - (x_A - x_O)(y_A - y_B)} \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{C(x_A - x_O) - D(y_A - y_O)}{(x_A - x_B)(y_A - y_O) - (x_A - x_O)(y_A - y_B)} \end{cases} \quad (16)$$

将式 (14) 对时间 t 求导数, 可得 A 点加速度:

$$\begin{cases} \ddot{x}_A = \ddot{x}_O - (\dot{\varphi}_1)^2 (x_A - x_O) - \ddot{\varphi}_1 (y_A - y_O) \\ \ddot{y}_A = \ddot{y}_O - (\dot{\varphi}_1)^2 (y_A - y_O) + \ddot{\varphi}_1 (x_A - x_O) \end{cases}$$

2.3.3 运动学分析

设计的滑块摆杆机构的运动学分析, 即求解构件

1 的角位移、角速度、角加速度, 即 $\varphi_1, \dot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_1$, 以及为验证滑块位移与摆杆角位移之间函数关系的正确性, 需求解主动滑块位移与摆杆角位移之间的函数关系, 即求 φ_1 - s 关系。

已知 O 点坐标、初始速度分量、初始加速度分量:

$$\begin{cases} x_O = 0 \\ y_O = 0 \end{cases}, \begin{cases} \dot{x}_O = 0 \\ \dot{y}_O = 0 \end{cases}, \begin{cases} \ddot{x}_O = 0 \\ \ddot{y}_O = 0 \end{cases}$$

B 点初始位置坐标、初始速度分量、初始加速度分量:

$$\begin{cases} x_B = 122.5 \\ y_B = 40 \end{cases}, \begin{cases} \dot{x}_B = 0 \\ \dot{y}_B = 0 \end{cases}, \begin{cases} \ddot{x}_B = 0 \\ \ddot{y}_B = 0.25 \end{cases}$$

编制 Matlab 程序^[19-20], 经计算绘制出滑块位移 s 与摆杆角位移 φ_1 之间的函数曲线, 见图 8, 气缸加速度为 0.25 m/s^2 时, 摆杆角位移、角速度、角加速度随时间的变化见图 9—11。

由图 8 可以得出滑块位移与摆杆角位移满足线性关系, 即当主动滑块移动 $\Delta s = 10 \text{ mm}$, 从动摆杆摆动的角度约为 $\Delta \varphi \approx 5.0023^\circ$ 。与设计要求的 $\Delta \varphi = 5^\circ$ 之间的误差为 0.046% , 误差很小可以忽略, 并不会影响撑袋机构的运动精度, 即所设计的滑块摆杆机构满足设计要求。摆杆角度产生的误差是结构误差, 它与精确点的布置与数目有关。文中选择了 3 个精确点, 另外, 在杆长选取时也有舍入误差, 这些因素共同造成了摆杆摆角误差。摆杆近似匀加速运动, 减少了工艺时间, 提高了机构工作效率。

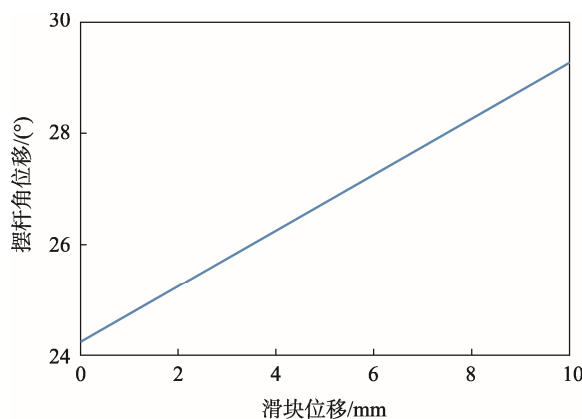


图 8 滑块-摆杆函数曲线

Fig.8 Function curve of rocker-slider

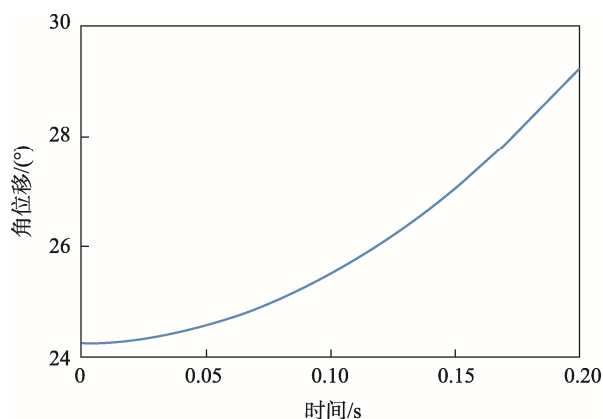


图 9 摆杆角位移曲线

Fig.9 Curve of the rocker angular displacement

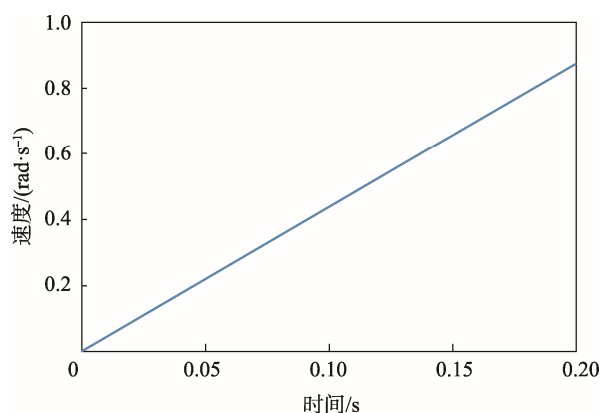


图 10 摆杆角速度曲线

Fig10 Curve of the rocker angular velocity

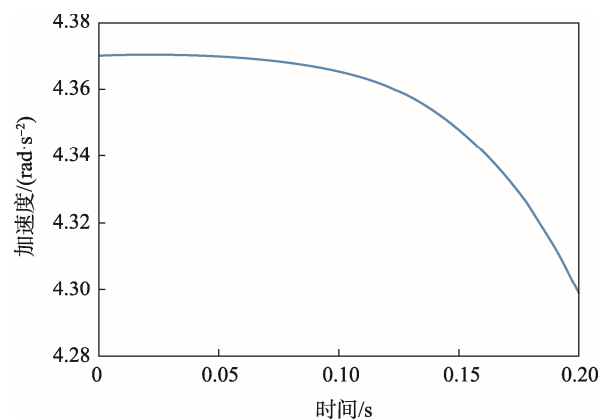


图 11 摆杆角加速度曲线

Fig.11 Curve of the rocker angular acceleration

3 在线试验

基于此设计加工出撑袋机构,并安装在登封市启明轩程控设备有限公司生产的 BGM-15 自动挂面包装机上,保证必要安装精度,进行在线试验,见图 12,主要检测滑块摆杆撑袋机构工作稳定性。试验时,利用挂面落料故障率判断撑袋机构工作可靠性。启动自动挂面包装机分别按照每分钟 15 袋、10 袋及 5 袋

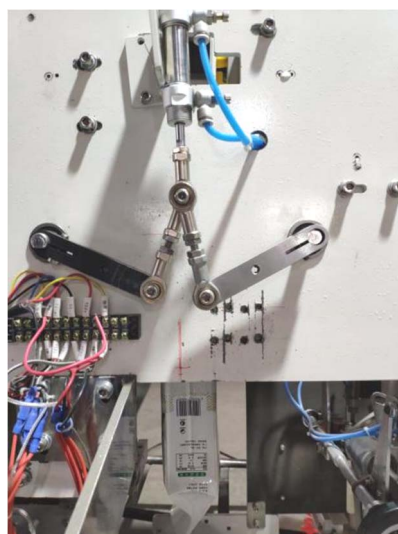


图 12 挂面包装撑袋机构在线试验

Fig.12 On-line test of bag-opening mechanism of package for dried noodles

等高、中、低 3 种速度运行,每种速度连续包装 100 袋挂面,观察挂面落料情况,记录因撑袋机构引起的挂面横搭在袋口处的故障次数,可靠性以故障次数占总包装袋数的比率来计算。实验结果表明,3 种生产速度的可靠性分别为 91%, 95%, 98%, 平均可靠性为 94.6%。

4 结语

基于侧面折叠筒状预制袋挂面充填技术要求及供送工艺路线,设计了滑块摆杆与撑袋气缸组合的撑袋装置,以实现挂面包装的顺利落料。

利用约束方程法对所设计的滑块摆杆撑袋机构进行建模与求解,得出了包装规格为 2~2.5 kg/袋、袋子尺寸为 300 mm×245 mm、侧面折叠筒状预制袋的撑袋机构的主要参数:摆杆长度为 119 mm,连杆长度为 89 mm,滑块偏距为 122.5 mm,满足主动滑块移动 10 mm,摆杆摆动 5°将袋子深度方向完全撑开的运动要求。利用杆组法对滑块摆杆机构进行了运动学分析,得出了滑块位移与摆杆角位移满足线性关系,摆杆角度理论误差为 0.046%。

在线实验验证了此撑袋机构的工作性能,撑袋可靠性为 94.6%,满足企业的使用要求。

参考文献:

- [1] JIANG Song, YAO Dan-dan, SUN Ke, et al. Effects of Different Processing Conditions on the Mechanical Properties of Dry Noodles[J]. Journal of Texture Studies, 2014, 45(5): 387—395.
- [2] 汪凯, 张犁滕, 李更, 等. 基于专利分析的袋包装技术[J]. 包装工程, 2017, 38(5): 239—245.

- WANG Kai, ZHANG Li-meng, LI Geng, et al. Packaging Technology Based on Patent Analysis[J]. Packaging Engineering, 2017, 38(5): 239—245.
- [3] 王嵩. 粉料定量大袋自动包装机设计及关键技术研究[D]. 无锡: 江南大学, 2015.
- WANG Song. Design and Key Components Research Design for Powder Quantitative Large Bag Automatic Packaging Machine[D]. Wuxi: Jiangnan University, 2015.
- [4] 陈留记, 王志山, 李文凯, 等. 给袋式自动挂面包装机关键装置设计[J]. 包装工程, 2018, 39(13): 170—175.
- CHENG Liu-ji, WANG Zhi-shan, LI Wen-kai, et al. Key Device Design of Automatic Bag Filling and Sealing Machine for Dried Noodles[J]. Packaging Engineering, 2018, 39(13): 170—175.
- [5] 辜松, 张青, 李恺, 等. 盆花包装机开袋机构设计与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(24): 38—46.
- GU Song, ZHANG Qing, LI Kai, et al. Design and Experiment on Opening Bag Mechanism of Sleeveing Machine for Potted Flowers[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2014, 30(24): 38—46.
- [6] 王晓花, 丁世云, 张国全, 等. 大袋包装机自动套袋装置设计[J]. 包装与食品机械, 2010, 28(6): 21—24.
- WANG Xiao-hua, DING Shi-yun, ZHANG Guo-quan, et al. Design of Big Bag Packing Machine Automatic Bagging Equipment[J]. Packaging and Food Machinery, 2010, 28(6): 21—24.
- [7] 孙明迁, 唐火红, 骆敏舟. 上袋机械手设计与动态分析[J]. 合肥工业大学学报, 2015(8): 1013—1017.
- SUN Ming-qian, TANG Huo-hong, LUO Min-zhou. Design and Dynamic Performance Analysis of Bagging Mechanical Hand[J]. Journal of HEFEI University of Technology, 2015(8): 1013—1017.
- [8] 孟祥飞, 杨传民, 樊文涛. 给袋式包装机取袋机构结构参数的优化设计[J]. 包装工程, 2017, 38(19): 168—172.
- MENG Xiang-fei, YANG Chuan-min, FAN Wen-tao. Optimization Design of Structure Parameters of the Bag-picking Mechanism in Bag-delivering Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2017, 38(19): 168—172.
- [9] 孙智慧, 高德. 包装机械[M]. 北京: 中国轻工业出版社, 2010.
- SUN Zhi-hui, GAO De. Packaging Machinery[M]. Beijing: China Light Industry Press, 2010.
- [10] SCLATER N, CHIRONIS N P. Mechanisms and Mechanical Device Sourcebook[M]. New York: McGraw-Hill, 2001.
- [11] 陈营. 基于连续回转式袋充填的自动给袋开袋技术研究[D]. 无锡: 江南大学, 2016.
- CHEN Ying. Technical Research of Bag Auto-delivering and Auto-opening Based on Continuous Rotating Filling[D]. Wuxi: Jiangnan University, 2016.
- [12] 孙恒, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2013.
- SUN Heng, CHEN Zuo-mo, GE Wen-jie. Mechanical Principle[M]. Beijing: Higher Education Press, 2013.
- [13] 张春林, 赵自强. 高等机构学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.
- ZHANG Chun-lin, ZHAO Zi-qiang. Higher Institution[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2015.
- [14] 杨传民, 刘铭宇, 汪浩, 等. 给袋式包装机取袋机构运动学分析[J]. 农业机械学报, 2013, 44(2): 161—166.
- YANG Chuan-min, LIU Ming-yu, WANG Hao. Kinematic Analysis of Bag-picking Mechanism in Automatic Bag-delivering Packaging Machine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 161—166.
- [15] 于洪, 姜力. 基于杆组法的假手食指运动学与静力学分析[J]. 机械制造, 2011, 49(565): 10—12.
- YU Hong, JIAN Li. Kinematics and Statics Analysis of Forefinger of False Hand Based on Rod Composition Method[J]. Mechanical Manufacturing, 2011, 49(565): 10—12.
- [16] 张春宜, 白广忱, 白敬忠, 等. 基于基本杆组法的曲柄滑块机构动态强度可靠性分析[J]. 机械科学与技术, 2012(9): 1384—1389.
- ZHANG Chun-yi, BAI Guang-chen, BAI Jing-zhong et al. The Reliability Analysis of Dynamical Strength for Slider-crank Mechanism Based on the Assur-group Method[J]. Mechanical Science and Technology, 2012(9): 1384—1389.
- [17] 孙亮波. 基于杆组法的机构型综合与运动学分析系统研究[D]. 武汉: 武汉科技大学, 2012.
- SUN Liang-bo. Research on Mechanism Model Synthesis and Kinematics Analysis System Based on Assur Group[D]. Wuhan: Wuhan University of Science and Technology, 2012.
- [18] 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.
- HUA Da-nian, HUA Zhi-hong. Linkage Design and Application Innovation[M]. Beijing: China Machine Press, 2008.
- [19] 卜王辉, 陈茂林, 李梦如. Matlab 基础与机械工程应用[M]. 北京: 科学出版社, 2015.
- BU Wang-hui, CHEN Mao-lin, LI Meng-ru. Application of Matlab Foundation and Mechanical Engineering[M]. Beijing: Science Press, 2015.
- [20] 左惟炜, 邓援超, 魏兵. Matlab 的平面连杆机构运动分析与动态仿真[J]. 湖北工业大学学报, 2011, 26(4): 84—86.
- ZUO Wei-wei, DENG Yuan-chao, WEI Bing. Kinematics Analysis and Dynamic Simulation of Plane Link Mechanism Based on Matlab[J]. Journal of Hubei University of Technology, 2011, 26(4): 84—86.