

# 推烟包装机推手装置的解析法设计

田晓鸿, 李龙, 曹巨江

(陕西科技大学, 西安 710021)

**摘要:** 推烟包装机推手机构的设计、制造及安装等精度要求较高,且组成零件多,因此设计分析复杂、廓线求解烦琐,采用传统的方法很难对其进行准确的分析。采用机构分拆法对组合机构进行了拆分组件,然后利用复极矢量函数对其各组件建立数学模型,最终获得了烟包推手的运动学方程式,为进一步研究推烟包装机推手机构奠定理论基础。

**关键词:** 组合机构; 凸轮; 连杆; 复数矢量法; 解析法

**中图分类号:** TB486<sup>+</sup>.03 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2011)17-0076-04

## Analytic Design of the Pusher Device in Cigarette Packaging Machine

TIAN Xiao-hong, LI Long, CAO Ju-jiang

(Shanxi University of Science & Technology, Xi'an 710021, China)

**Abstract:** The cigarette packaging machine pusher, which has a lot of parts, has high precision requirement in design, manufacture, and installation. It is difficult to analyze the pusher accurately with traditional method for its complex design and contour line. Mechanism splitting method was applied to split components and the mathematical models of bipolar vector function were established for the components. The kinematics equations of package pusher were obtained. The purpose was to provide theoretical basis for further research in cigarette packaging machine with pusher mechanism.

**Key words:** combination mechanism; CAM; connecting rod; plural vector method; analytical method

推烟包装机推手装置是由连杆机构和凸轮机构按一定工作要求组合而成的,综合了这2种机构各自的优点,能够实现复杂的运动轨迹或满足某些特定的要求,具有广泛地应用潜力。图1是一种可精确实现复杂的轨迹的凸轮连杆组合机构,该机构是一个四杆机构串联一个五杆机构,同时与一个曲柄滑块机构并联,共同控制推手的运动,其动力源都来自凸轮机构。对于凸轮连杆组合机构的解析法研究,不同的文献采用了不同的方法。机械原理教科书中对于凸轮连杆机构的研究,多采用将凸轮机构进行高副低代,然后只对杆组进行研究,这种方法可以简化机构的研究,但只适应瞬时替代,即其瞬时的速度、加速度相等;文献[1]运用图解法对直动从动件盘形凸轮—连杆机构进行设计,这样设计出的凸轮廓线不准确,而且过程也比较复杂;文献[2]中对于直动从动件盘形凸轮—

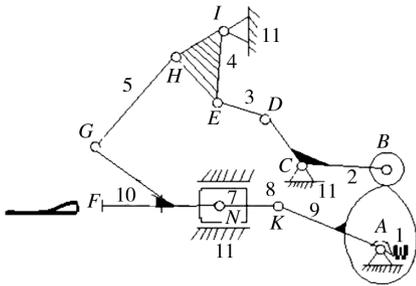
连杆机构用解析法进行设计,而对摆动从动件盘形凸轮—连杆机构只做了定性分析,指出此种机构的可设计性,但没有给出具体的设计和计算公式。对实现预定轨迹的复杂凸轮连杆组合机构运用复数矢量法进行探讨,采用对机构分解的方法给出具体的解析法计算公式和步骤。

## 1 凸轮连杆机构

凸轮连杆组合机构的类型很多,不同机构有不同的设计方法。探讨的推手装置是由摆动从动件盘形凸轮—连杆机构组合而成,铝箔推手机构见图1,其中凸轮与连杆AB是刚性连接在一起的,分别控制5杆机构和曲柄滑块机构,最终达到控制推手运动轨迹的目的,凸轮与杆AK为原动件,F点为轨迹输出点。

收稿日期: 2011-06-19

作者简介: 田晓鸿(1984—),女,陕西榆林人,陕西科技大学硕士生,主攻推烟机构推手装置的高速性能研究。



1—凸轮;2—连杆;3—连杆;4—三副构件;5—连杆;6—连杆;7—滑块;8—连杆;9—曲柄;10—推手

图1 铝箔推手机构

Fig. 1 Diagram of aluminum foil pusher mechanism

## 2 机构的运动学分析

### 2.1 盘形凸轮滚子机构的运动学分析

对盘形摆动凸轮滚子机构建立坐标系,见图2,

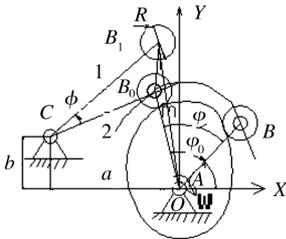


图2 滚子摆动从动件凸轮机构的运动分析

Fig. 2 Kinematics analysis of driven roller CAM mechanism

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_M = \arctan \frac{\rho_B \sin \theta_B + \lambda R_r \sin(\phi - \frac{\pi}{2} - \phi_0 - \varphi - \varphi_0 - \alpha)}{\rho_B \cos \theta_B + \lambda R_r \cos(\phi - \frac{\pi}{2} - \phi_0 - \varphi - \varphi_0 - \alpha)} \\ \rho_M = \rho_B \cos(\theta_B - \theta_M) + \lambda R_r \cos(\phi - \frac{\pi}{2} - \phi_0 - \varphi - \varphi_0 - \alpha - \theta_M) \\ \theta_M \in [0, 2\pi] \end{array} \right. \quad (3)$$

### 2.2 对四杆机构 CDEI 进行分析

对四杆机构进行运动学分析,首先建立坐标系见图3,以C点作为坐标系  $X_1CY_1$  的坐标原点,已知杆2的长度为  $l_2$ ,固结杆2之间的夹角  $\beta_1$ ,杆3的长度  $l_3$ ,杆4的长度  $l_4$ ,以及D点的初始角度:  $\alpha_1 = \beta_1 + \theta_B$ ,对机构进行运动学分析,由图3可知:

$$CD + DE = EI + CI$$

将矢量方程化成解析的形式:

$$\begin{cases} x_D = l_2 \cos \alpha_1 \\ y_D = l_2 \sin \alpha_1 \end{cases} \quad (4)$$

对凸轮机构进行运动学分析。基圆半径为  $r_0$ ,从动件长度  $BC$  为  $l$ ,为了统一计算公式,引入相对位移符号系数  $\eta$  和从动件偏置方向系数  $\delta$ ,并规定:当凸轮转向为顺时针时  $\eta=1$ ,反之为  $-1$ ;经过滚子中心的从动件导路线偏于  $y$  轴正侧时  $\delta=1$ ,否则为  $-1$ ;当凸轮自初始位置转过角  $\phi$  时,从动件摆过  $\varphi$ ,滚子中心从  $B_0$  到达  $B_1 \{a - l \cos[\delta(\varphi + \varphi_0)], b + l \sin[\delta(\varphi + \varphi_0)]\}$ 。根据反转原理,将  $B_1$  沿凸轮回转相反方向绕原点转过,就可以得到凸轮理论轮廓曲线上的对应点  $B$ ,根据规定,可知推手机构中  $\eta=1, \delta=1$ ,因此坐标为:

$$\begin{cases} x_B = a \cos \phi - l \cos[(\varphi + \varphi_0) - \phi] \\ y_B = a \sin \phi + l \sin[(\varphi + \varphi_0) - \phi] \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $\varphi_0 = \arccos\left(\frac{l^2 + a^2 - r_0^2}{2al}\right), \varphi_0 > 0; \phi_0 = \arccos\left(\frac{r_0^2 + a^2 - l^2}{2ar_0}\right), \phi_0 > 0$ 。

$\varphi_0$  为从动件的起始位置,  $\phi_0$  为凸轮滚子的起始位置。当  $\phi_0 \in [0, \pi], \varphi_0 \in [0, \pi]$  时,可列出其矢量方程式为:  $\rho_B e^{j\theta_B} = a e^{j(\phi - \phi_0)} - l e^{j(\phi - \phi_0 - \varphi - \varphi_0)}$ ,可以求的凸轮的实际轮廓曲线,凸轮实际轮廓曲线上  $M$  点的极坐标可由矢量  $\triangle OBM$  确定,  $\vec{BM}$  是轮廓的法向矢量,与  $B$  点线速度方向的夹角为凸轮的压力角  $\alpha$ ,因此有:

$$\rho_M e^{j\theta_M} = \rho_B e^{j\theta_B} + \lambda R_r e^{j(\phi - \phi_0 - \varphi - \varphi_0 - \alpha)} \quad (2)$$

凸轮实际轮廓极坐标为:

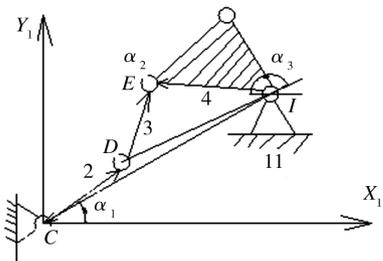


图3 四杆机构 CDEI 的运动分析

Fig. 3 Kinematics analysis of four-bar mechanism CDEI

$$\begin{cases} x_E = l_2 \cos \alpha_1 + x_D = x_I + l_3 \cos \alpha_3 \\ y_E = l_2 \sin \alpha_1 + y_D = x_I + l_3 \cos \alpha_3 \end{cases} \quad (5)$$

化简式(5)可得:

$$\cos(\alpha_3 - \theta) = \frac{l_4^2 + (x_D - x_I)^2 + (y_D - y_I)^2 - l_3^2}{2l_4 \sqrt{(x_D - x_I)^2 + (y_D - y_I)^2}} \quad (6)$$

根据编程可以求出  $\alpha_3$ , 从图 1 中可知 B 处的位移, 根据矢量  $\triangle BCD$ , 可以求出 D 处相关坐标:

$$\begin{cases} x_D = a \cos(\phi + \beta) - l \cos[(\varphi + \varphi_0) - \beta - \phi] \\ y_D = a \sin(\phi + \beta) + l \sin[(\varphi + \varphi_0) - \beta - \phi] \end{cases} \quad (7)$$

联立式(1)和(4)~(6)从而可以获得 E 处的位移解析方程。

### 2.3 对曲柄滑块机构 AKN 进行分析

曲柄滑块机构见图 4, 已知杆 9 的长度为  $l_9$ , 杆 8

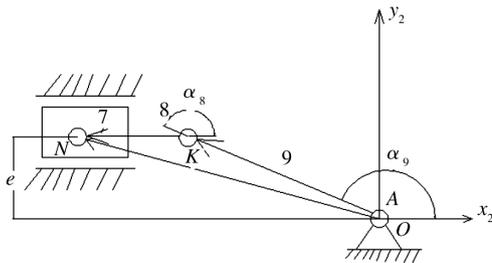


图 4 曲柄滑块机构 AKN 的运动分析

Fig. 4 Kinematics analysis of slider-crank mechanism AKN

的长度为  $l_8$ , 以及杆 9 的初始角度为  $\alpha_9$ , 对机构进行运动学分析。由图 4 可知:

$$AK + KN + e = X_N \quad (8)$$

将矢量方程化成解析的形式有:

$$\begin{cases} x_K = l_9 \cos \alpha_9 \\ y_K = l_9 \sin \alpha_9 \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} x_N = l_8 \cos \alpha_8 + x_K \\ y_N = e = l_8 \sin \alpha_8 + y_K \end{cases} \quad (10)$$

从而可以获得滑块 H 处的坐标, 对其求导, 可以获得杆 8 的角速度以及滑块的速度, 分别为:

$$\dot{\alpha}_8 = \frac{-\dot{y}_K}{l_8 \cos \alpha_8} \quad (11)$$

$$\begin{cases} \dot{x}_N = \dot{x}_K - l_8 \dot{\alpha}_8 \sin \alpha_8 \\ \dot{y}_N = 0 \end{cases} \quad (12)$$

同理可以获得杆 8 的角加速度, 以及滑块的速度和加速度方程, 分别为:

$$\ddot{\alpha}_8 = \frac{-\ddot{y}_K + l_8 \dot{\alpha}_8^2 \sin \alpha_8}{l_8 \cos \alpha_8} \quad (13)$$

$$\begin{cases} \ddot{x}_N = \ddot{x}_K - l_8 (\ddot{\alpha}_8 \sin \alpha_8 + \dot{\alpha}_8^2 \cos \alpha_8) \\ \ddot{y}_N = 0 \end{cases} \quad (14)$$

### 2.4 对五杆机构 IKGHNF 进行分析

对五杆机构进行运动学分析, 首先建立坐标系见图 5, 以 C 点作为坐标系  $X_1CY_1$  的坐标原点, 已知杆

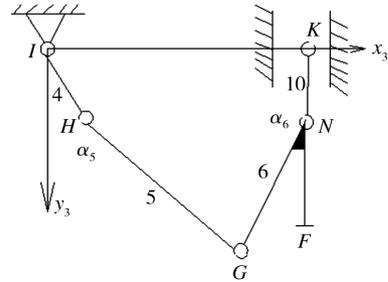


图 5 五杆机构 IKGHNF 的运动分析

Fig. 5 Kinematics analysis of five-bar mechanism IKGHNF

4 的长度为  $l_4$ , 杆 5 的长度为  $l_5$ , 杆 6 的长度为  $l_6$ , 前面已经获得五杆机构的 2 个输入杆 4 的运动情况, 以及与滑块固结处 K 处的运动情况, 现对机构进行运动学分析, 以求出 G 处的运动情况, 从而确定推手 F 处的运动规律, 可知:

$$r_G = r_H + l_5 = r_N + l_6 \quad (15)$$

由各矢量在坐标轴上的投影, 可得 G 点的位置方程:

$$\begin{cases} x_G = l_5 \cos \alpha_5 + x_H = l_6 \cos \alpha_6 + x_N \\ y_G = l_5 \sin \alpha_5 + y_H = l_6 \sin \alpha_6 + y_N \end{cases} \quad (16)$$

式中:  $A_0 = 2l_5(x_N - x_H)$ ;  $B_0 = 2l_5(y_N - y_H)$ ;  $C_0 = l_5^2 + l_{HD}^2 - l_6^2$ ;  $l_{HD} = \sqrt{(x_N - x_H)^2 - (y_N - y_H)^2}$ 。

解式(16)可得:

$$\alpha_5 = 2 \arctan \left( \frac{B_0 \pm \sqrt{A_0^2 + B_0^2 - C_0^2}}{A_0 + C_0} \right) \quad (17)$$

又因为构件 GNF 是一个三副构件, 已知点 G 和点 N 处的运动, 在矢量  $\triangle GNF$  中, 已知杆 6 和杆 10 之间的固结角度为  $\gamma$ , GF 的长度为  $s$ , 可以求得推手 F 处的运动情况, 其位移为:

$$\begin{cases} x_F = s \cos(\alpha_5 + \gamma) + x_G \\ y_F = s \sin(\alpha_5 + \gamma) + y_G \end{cases} \quad (18)$$

其速度为:

$$\begin{cases} \dot{x}_F = \dot{x}_G - s \dot{\alpha}_5 \cos(\alpha_5 + \gamma) \\ \dot{y}_F = s \dot{\alpha}_5 \sin(\alpha_5 + \gamma) + \dot{y}_G \end{cases} \quad (19)$$

其加速度为:

$$\begin{cases} \ddot{x}_F = \ddot{x}_G - s \ddot{\alpha}_5 \sin(\alpha_5 + \gamma) - s \dot{\alpha}_5^2 \cos(\alpha_5 + \gamma) \\ \ddot{y}_F = \ddot{y}_G + s \ddot{\alpha}_5 \cos(\alpha_5 + \gamma) - s \dot{\alpha}_5^2 \sin(\alpha_5 + \gamma) \end{cases} \quad (20)$$

### 3 各坐标系之间的变换

前面已对推手机构的各部分进行了运动学分析,但由于其建立的坐标系各有不同,各部分机构的输入也是多样的,这与实际的推手机构有一个自由度不相符合,现对各坐标进行变换,以获得整个推手机构有一个自由度的实际输入状况。

为了便于观察,在推手机构中建立各部分的坐标系,见图6,各分部分的坐标系是在坐标系  $XOY$  的基

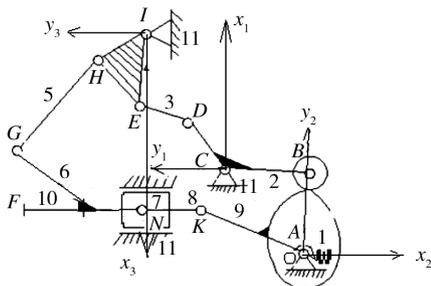


图6 推手机构的运动分析

Fig. 6 Kinematics analysis of pusher mechanism

础上进行平移或者旋转获得的,因此可根据坐标系的变换,获得其分坐标与坐标系  $XOY$  的关系,从而确定整个推手机构的坐标公式。

从图6中可以看出, $XOY$ 坐标系与  $x_2o_2y_2$  重合,所以在曲柄滑块中计算的滑块  $N$  点的公式,可以直接应用到五杆机构的分析中;坐标系  $x_1c_1y_1$  是在坐标系  $XOY$  的基础上平移  $\Delta x_1$  和  $\Delta y_1$ ,然后顺时针方向旋转  $\theta_1$  获得;坐标系  $c_3c_3y_3$  是在坐标系  $XOY$  的基础上平移  $\Delta x_2$  和  $\Delta y_2$ ,然后逆时针旋转  $\theta_2$  获得,因此有:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 \\ \sin \theta_1 & \cos \theta_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 + \Delta x_1 \\ y_1 + \Delta y_1 \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_2 & -\sin \theta_2 \\ \sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_3 + \Delta x_2 \\ y_3 + \Delta y_2 \end{bmatrix} \quad (22)$$

因此有:

$$\begin{cases} x_D = (a + \Delta x_1) \cos(\phi + \beta + \theta_1) - (l + \Delta x_1) \cdot \\ \quad \cos[(\varphi + \varphi_0) - \beta - \theta_1 - \phi] \\ y_D = (a + \Delta y_1) \sin(\phi + \beta + \theta_1) + (l + \Delta y_1) \cdot \\ \quad \sin[(\varphi + \varphi_0) - \beta - \theta_1 - \phi] \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{cases} x_E = (l_2 + \Delta x_1) \cos(\alpha_1 + \theta_1) + x_D \\ y_E = (l_2 + \Delta x_1) \sin(\alpha_1 + \theta_1) + y_D \end{cases} \quad (24)$$

$$\begin{cases} x_G = (l_5 + \Delta x_1 + \Delta x_2) \cos(\alpha_5 + \theta_2 + \theta_1) + x_H \\ y_G = (l_5 + \Delta y_2 + \Delta y_1) \sin(\alpha_5 + \theta_2 + \theta_1) + y_H \end{cases} \quad (25)$$

$$\begin{cases} x_F = (s + \Delta x_1 + \Delta x_2) \cos(\alpha_5 + \gamma + \theta_2 + \theta_1) + x_G \\ y_F = (s + \Delta y_2 + \Delta y_1) \sin(\alpha_5 + \gamma + \theta_2 + \theta_1) + y_G \end{cases} \quad (26)$$

将式(27)对时间求导可以最终,获得推手  $F$  处的速度和加速度表达式,相关参数可带入推手的具体数值,最终可用 matlab 编程求的相应的值。

### 4 结论

推烟包装机推手机构是凸轮和连杆机构组合而成的复杂凸轮连杆机构,解决了推手的解析法设计,给出了凸轮廓线的解析计算方法,以及各杆组的解析法计算方法,该方法具有精度高、简便等优点。首次提出如何解决在杆组复合链接时,建立凸轮连杆组合机构的解析方程,在其它文献中均未提到,该研究是整个推手机构的设计和进一步深入研究的理论基础。

### 参考文献:

- [1] 傅则绍,卢子馨. 机构设计[M]. 北京:石油大学出版社, 1998.
- [2] 洪波. 包装机械的概念设计方案评选方法的研究[J]. 包装工程, 2010, 31(6): 80-83.
- [3] 赵匀. 机构数值分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社, 2005.
- [4] 闵珂. 现代包装设计的方法研究[J]. 包装工程, 2010, 31(9): 128-132.
- [5] 王向伟,迟车仁. GDX2 香烟包装机的研究[J]. 包装工程, 2002, 23(6): 156-158.
- [6] 车林仙. 一种等宽凸轮-连杆机构的解析设计[J]. 泸州职业技术学院学报, 2006(1): 45-50.
- [7] 唐善华. 应用复极矢量函数设计摆动从动件共轭凸轮机构[J]. 机械传动, 2007(4): 38-40.
- [8] 陈瑞良,叶仲和,于潇雁. 摆动从动件凸轮-连杆组合机构的解析法设计[J]. 机械设计, 2003, 20(3): 44-45.
- [9] 霍银磊. 包装动力学理论研究进展[J]. 包装工程, 2010, 31(7): 122-126.