

# Analytical Design of the Line Cam-Linkage Combined Mechanism with the Given Movement

Ruixiang Jiang, Pengju Sui, Junzheng Huang

School of Mechanical and Materials Engineering, Jiujiang University, Jiujiang Jiangxi  
Email: spjcom@126.com

Received: Sep. 8<sup>th</sup>, 2016; accepted: Sep. 27<sup>th</sup>, 2016; published: Sep. 30<sup>th</sup>, 2016

Copyright © 2016 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

---

## Abstract

According to the idea of the output trace point movement synchronizing with cam rotation, an analytical design method about cam contour line of cam-linkage mechanism movement is introduced and resolved based on given track curve. An example is given to illustrate the design method.

## Keywords

Grouping Mechanism, Cam Mechanism

---

# 给定运动轨迹的凸轮 - 连杆组合机构的解析法设计

江瑞祥, 隋鹏举, 黄君政

九江学院, 机械与材料工程学院, 江西 九江  
Email: spjcom@126.com

收稿日期: 2016年9月8日; 录用日期: 2016年9月27日; 发布日期: 2016年9月30日

## 摘要

根据输出轨迹点的运动与凸轮旋转同步的思路, 给出并解决了按给定的轨迹曲线来设计凸轮-连杆组合机构的凸轮轮廓线的解析设计方法。通过实例对设计方法进行了验证。

## 关键词

组合机构, 凸轮机构

## 1. 前言

凸轮连杆组合机构是由连杆机构和凸轮机构按一定的工作要求组合而成。它兼有凸轮和连杆机构的特性, 控制准确有效, 结构紧凑。能够输出任意复杂的运动轨迹或者实现特定的要求[1]。凸轮连杆组合机构是一种正在快速发展应用的组合机构, 能够实现整周回转, 具有良好的动力性能和运动的可靠性[2]。因此, 连杆凸轮机构在轻工机械、纺织食品, 特别是精度要求较高的标准零件制造, 仪器仪表行业得到越来越广泛的应用[3]。现有文献中, 对于凸轮连杆组合机构的设计研究并不多, 文献[4]是在作图法的基础上来反求凸轮轮廓线的设计方法, 具有局限性。在本文中, 根据实际给定的, 较为一般性的轨迹曲线要求(某编织机输出机构的运动轨迹可近似为半椭圆和半圆组成的封闭曲线), 运用文献[5]中对于组合机构的分析方法来进行设计, 更具有实际意义和一般性。

## 2. 机构综合

### 2.1. 机构分析

如图 1 所示凸轮-连杆组合机构是以凸轮、构件 BCM、构件 DEF 和连杆 CD 为基础的。利用滚子摆动从动件凸轮机构来控制输入和输出运动间的关系, 从而使 M 点输出给定的运动轨迹。从设计角度来讲, 因轨迹已知, 且 A 点坐标、E 点坐标、杆 CD 的长度  $L_{CD}$ , 杆 DE 的长度  $L_{DE}$ , 杆 CM 的长度  $L_{CM}$ , 杆 EF 的长度  $L_{EF}$ , 可根据机构的总体布置由设计者预先确定, 因此杆 MB 和杆 AB(B 点是属于凸轮上的点)组成第一个 RRR II 级杆组(ABM), 杆 CD 和杆 DE 组成第二个 RRR II 级杆组(EDC)。

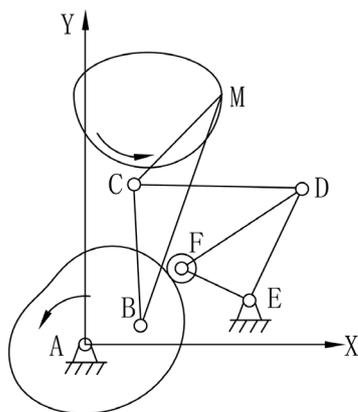


Figure 1. Starting position of cam-linkage mechanism movement

图 1. 凸轮-连杆组合机构运动起始位置

## 2.2. 设计方法

### 2.2.1. 确定尺寸

建立固定坐标系。要根据设计的实际需要来选择,坐标系 XAY 如图 1 中所示。根据总体需求及机构动力学性能,适当选取定点 E 的坐标 $(X_E, Y_E)$ , 杆 CD 的长度 $L_{CD}$ , 杆 DE 的长度 $L_{DE}$ , 杆 CM 的长度 $L_{CM}$ , 杆 EF 的长度 $L_{EF}$ , 杆 BC 的长度 $L_{BC}$ , 杆 DF 的长度 $L_{DF}$ 。

### 2.2.2. 建立已知轨迹的方程

固定坐标系 XAY 建立以后。此时 M 点在 XAY 中的轨迹就确定了。取合适起始点 $M_0$ , 使 M 点按规定运动方式运动。将轨迹曲线任意分割成 $N$ 个分点, 每一分点对应一指针 $I$ , 可得 M 点的轨迹坐标参数方程:

$$\begin{cases} X_M = f_1(I) \\ Y_M = f_2(I) \end{cases} \quad (1)$$

其中:  $I = 1, 2, \dots, N$ 。根据实际需要取定 $N$ , 为了使设计更精确,  $N$ 应足够大(可取凸轮廓线点数的 10 倍)。

在设计过程中, 除了用到 M 点的轨迹坐标外, 还用到 M 点的速度。对于所要设计的凸轮廓线, 只要所实现 M 点的轨迹不变, 其速度的大小和变化并不产生影响。为了简单起见, 可令 $d_I/d_I = 1$ , 得 M 点的速度为:

$$\begin{cases} V_{X_M} = df_1(I)/dI \\ V_{Y_M} = df_2(I)/dI \end{cases} \quad (2)$$

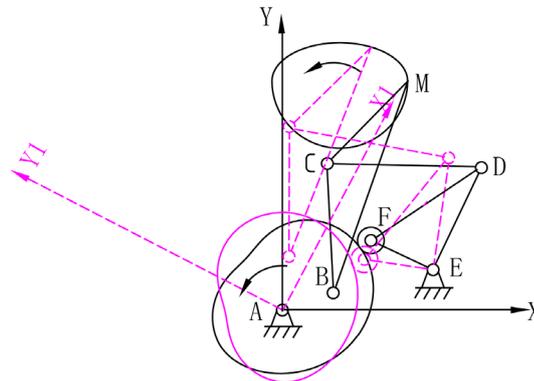
### 2.2.3. 确定杆 AB、BM 杆的长度 $L_{AB}$ 、 $L_{BM}$

在设计中, 点 A 与点 M 的位置已知。让 $I = 1$ 到 $N$ , 步长为 1 进行循环, 对于每一个 $I$ 调用判断语句程序, 可得到杆 A 点和 M 点间的最远距离 $(L_{AM})_{\max}$ 和最近距离 $(L_{AM})_{\min}$ , 以及相应的指针 $I_{\max}$ 和 $I_{\min}$ 。当 $L_{AM}$ 分别处于 $(L_{AM})_{\max}$ 和 $(L_{AM})_{\min}$ 时, 杆 AB 和 BM 分别为拉直共线和重迭共线位置。于是可得杆 AB 和杆 BM 的长度:

$$\begin{cases} L_{AB} = [(L_{AM})_{\max} - (L_{AM})_{\min}] / 2 \\ L_{BM} = [(L_{AM})_{\max} + (L_{AM})_{\min}] / 2 \end{cases} \quad (3)$$

### 2.2.4. 求凸轮在与其固连的动坐标系中的轨迹坐标

让 $I = 1$ 到 $N$ 且步长为 10 (步长为 10 的目的是使得 $I$ 避开 $I_{\max}$ 和 $I_{\min}$ , 以避免出现杆 AB 和杆 MB 两杆共线, 无法进行运动分析的位置)进行循环。将杆 AB 和杆 MB 看成一个 RRR II 级杆组进行分析。因为 AB 相当于曲柄, 在运动过程中, 杆 AB 和杆 MB 所组成的 RRR II 级杆组装配模式会发生改变(如图 2 所示, 实线 A、B、M 三点逆时针和虚线 A、B、M 三点顺时针在求解时是不同的装配模式), 装配模式的改变发生在 AB 和 MB 共线的两位置, 即 $I$ 分别是 $I_{\min}$ 和 $I_{\max}$ 两处。装配模式不一样, 则运动分析时调用杆组的方式也就不一样, 因此要进行判断。具体方法如下: 设凸轮逆时针转动, 在 AB、MB 的初始位置, A、B、M 三点为逆时针布置(如图 2 中实线所示)。如果 $I_{\min} < I < I_{\max}$ , A、B、M 三点逆时针排列, 则调用 RRR(ABM); 如果 $I < I_{\min}$ 或 $I > I_{\max}$ , A、B、M 三点顺时针排列, 则调用 RRR(MBA)。这样可求出 AB、MB 的位置及运动参数 $\theta_{AB}$ 、 $\omega_{AB}$ 和 $\theta_{MB}$ 、 $\omega_{MB}$ 。调用杆组子程序 Link(MC), 求出 C 点在 XAY 坐标系中的坐标 $X_C$ 、 $Y_C$ 及运动参数 $V_{X_C}$ 、 $V_{Y_C}$ 、 $A_{C_X}$ 、 $A_{C_Y}$ 。调用 RRR(EDC), 这样可求出 ED、CD 的位置及运动参数 $\theta_{ED}$ 、 $\omega_{ED}$ 和 $\theta_{CD}$ 、 $\omega_{CD}$ 。调用杆组子程序 Link(CD), Link(EF), 求出 D 点和 F 点在 XAY



**Figure 2.** Cam-linkage mechanism (the dotted line represents the rotated figure)  
**图 2.** 凸轮 - 连杆组合机构(虚线是旋转后的图形)

坐标系中的坐标  $X_D$ 、 $Y_D$ 、 $X_F$ 、 $Y_F$  及运动参数  $V_{XD}$ 、 $V_{YD}$ 、 $A_{DX}$ 、 $A_{DY}$ 、 $V_{XF}$ 、 $V_{YF}$ 、 $A_{FX}$ 、 $A_{FY}$ 。令  $\theta = -(\theta_{AB} - \theta_{AB0})$  (其中  $\theta_{AB0}$  为  $t=0$  时杆 AB 的初始角度)。因动坐标系  $X_1A_1Y_1$  与凸轮固连, 则动坐标系  $X_1A_1Y_1$  与定坐标系 XAY 之间的夹角为  $\theta$ 。由坐标变换可得 F 点在  $X_1A_1Y_1$  动坐标系中的坐标(即凸轮的理论廓线在定坐标系 XAY 中的坐标):

$$\begin{cases} X_{F1} = X_F \cdot \cos \theta - Y_F \cdot \sin \theta \\ Y_{F1} = X_F \cdot \sin \theta + Y_F \cdot \cos \theta \end{cases} \quad (4)$$

### 2.2.5. 求凸轮实际廓线的坐标 $X_T$ 、 $Y_T$

滚子摆动件盘形凸轮的实际廓线是以理论廓线上各点为圆心, 以滚子半径  $R_r$  为半径的圆族的包络线。因此, 凸轮实际廓线在  $X_1A_1Y_1$  坐标系中的坐标方程为[6]:

$$\begin{cases} X_T = X_{F1} \mp M \cdot R_r \cdot \frac{dY_{F1}/d\theta}{\sqrt{(dX_{F1}/d\theta)^2 + (dY_{F1}/d\theta)^2}} \\ Y_T = Y_{F1} \pm M \cdot R_r \cdot \frac{dX_{F1}/d\theta}{\sqrt{(dY_{F1}/d\theta)^2 + (dX_{F1}/d\theta)^2}} \end{cases} \quad (5)$$

若凸轮逆时针转动, 则  $M = +1$ ; 否则  $M = -1$ 。上面一组“-”、“+”号用于外包络线, 下面一组“+”、“-”号用于内包络线。

式(5)中  $dX_{F1}/d\theta$  和  $dY_{F1}/d\theta$  的公式分别为:

$$\begin{cases} \frac{dX_{F1}}{d\theta} = \frac{dX_{F1}/dt}{d\theta/dt} = \frac{V_{XF} \cdot \cos \theta}{\omega_{AB}} - X_F \cdot \sin \theta - \frac{V_{YF} \cdot \sin \theta}{\omega_{AB}} - Y_F \cdot \cos \theta \\ \frac{dY_{F1}}{d\theta} = \frac{dY_{F1}/dt}{d\theta/dt} = \frac{V_{XF} \cdot \sin \theta}{\omega_{AB}} + X_F \cdot \cos \theta + \frac{V_{YF} \cdot \cos \theta}{\omega_{AB}} - Y_F \cdot \sin \theta \end{cases} \quad (6)$$

## 3. 实例

某编织机输出机构的运动轨迹可近似为半椭圆和半圆组成的封闭曲线, 建立如图 1 所示的固定直角坐标系 XAY, M 点的轨迹为: 以 O (30,120) 为中心,  $a = 35$  mm,  $b = 20$  mm 的上半椭圆和  $r = 35$  mm 的下半圆组成的封闭轨迹。A 点的坐标(0, 0)、E 点的坐标(80, 20)、 $L_{CM} = 60$ 、 $L_{CD} = 80$ 、 $L_{DE} = 60$ 、 $L_{EF} = 40$  滚子半径  $R_0 = 10$  mm。根据公式(3)可求得  $L_{AB} = 27.9039$  mm、 $L_{MB} = 139.331$ , 由公式(4) (5) (6)求得凸轮

的理论廓线和实际廓线在动坐标系  $X_1AY_1$  里的坐标参数, 求得的凸轮廓线如图 2 所示。以上计算求解过程中, 如果凸轮廓线出现尖点, 则需要调整杆长尺寸及连杆间的夹角, 来达到设计要求。

#### 4. 结论

本文运用了杆组装配模式发生改变的情况下来设计凸轮廓线的方法。介绍了按给定的较为一般性的轨迹曲线来设计凸轮 - 连杆组合机构的凸轮廓线的解析设计方法。该方法具有精度高、简便等优点, 是凸轮 - 连杆组合机构设计的好方法。输出点运动是实际给定的较为一般性的轨迹曲线要求(某编织机输出机构的运动轨迹可近似为半椭圆和半圆组成的封闭曲线), 更具有实际意义和一般性。

#### 参考文献 (References)

- [1] 郑文纬, 吴克坚. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 1997.
- [2] 邹慧君, 张青, 王学武. 组合机构的基本特征和设计方法[J]. 机械设计与研究, 2006, 22(1): 16-19.
- [3] 周堃敏, 苏纯. 蜗杆凸轮 - 滚子齿轮间歇分度传动机构特性研究[J]. 现代机械, 2003, 4(4): 7-9.
- [4] 刁燕, 贺红梅. 齿轮凸轮组合机构的函数最优综合及动态模拟[J]. 机械设计, 2002, 8(8): 43-45.
- [5] 隋鹏举, 叶仲和. 给定运动轨迹的齿轮 - 凸轮组合机构解析法设计[J]. 机械设计与研究, 2009, 25(5): 10-12.
- [6] 叶仲和, 蓝兆辉. Mechanisms and Machine Theory [M]. 北京: 高等教育出版社, 2001.

#### 期刊投稿者将享受如下服务:

1. 投稿前咨询服务 (QQ、微信、邮箱皆可)
2. 为您匹配最合适的期刊
3. 24 小时以内解答您的所有疑问
4. 友好的在线投稿界面
5. 专业的同行评审
6. 知网检索
7. 全网络覆盖式推广您的研究

投稿请点击: <http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱: [met@hanspub.org](mailto:met@hanspub.org)