

doi: 10.7690/bgzdh.2020.12.004

弹药加工高精密切度机构设计与应用

吕刚¹, 王鹏², 陶成龙¹, 姚德松¹, 赵祥¹, 夏浩文¹

(1. 重庆长江电工工业集团有限公司枪弹开发中心, 重庆 401336; 2. 陆军装备部驻重庆地区军代局, 重庆 401336)

摘要: 为解决弹药加工中分时控制的问题, 设计一款弹药加工高精密切度模型。根据主动轮轮廓面与从动轮滚子之间的运动规律, 构建主从动轮之间的传动模型及其接触方程, 通过主从动轮速度方向间的数学关系, 给出压力角与从动轮向径之间参数关系, 采用 Creo 参数化设计模块构建高精密切度机构模型, 并通过实例验证了该设计模型的有效性。结果表明, 该研究对于弹药转盘式加工和装药分度机构的设计具有一定的参考价值。

关键词: 弹药部件; 分度机构; 参数化设计; 接触方程; 啮合原理

中图分类号: TJ410.2 **文献标志码:** A

Design and Application of Precision Indexing Mechanism for Ammunition Parts Manufacturing

LYU Gang¹, Wang Peng², Tao Chenglong¹, Yao Desong¹, Zhao Xiang¹, Xia Haowen¹

(1. Bullet Design Center, Changjiang Electrical Appliances Industries Group Co., Ltd., Chongqing 401336, China;

2. PLA Representation Bureau of General Equipment Department in Chongqing, Chongqing 401336, China)

Abstract: To solve the problem about time-sharing controlling of ammunition parts manufacturing, design the precision indexing mechanism model of ammunition part manufacturing. Based on motion principle between contour surface of driving wheel and roller of driven wheel, both transmission model and contact equation were established between driving wheel and driven wheel. According to mathematical relationships for velocity direction located in contact point between driving and driven wheel, the parametric relationship between driving and driven wheel was deduced. The parametric design module of Creo software was employed to construct parametric design model of the higher precision indexing cam mechanism. The availability of design model was verified by design example. The results show that research has reference valuable for both ammunition rotary machining and charge ammunition manufacturing.

Keywords: ammunition part; indexing mechanism; parametric design; contact equation; transmission principle

0 引言

目前, 国内弹药在包装和连续引申成形等制造过程中广泛应用分度机构分时控制弹药的流水线加工过程。为提高弹药部件的加工效率, 采用高精密切度机构分时控制弹药部件的送料量, 将有效提高弹药部件制造过程中的加工效率。由于高精密切度机构主动轮廓面较为复杂, 精确构建 3 维模型比较困难, 国外一些学者将滚子假设为刀具通过滚子的包络运动构建分度凸轮机构的廓面方程^[1-2], 国内学者通过滚子和凸轮廓面之间的接触关系构建了凸轮的廓面方程^[3-5], 并对该机构的加工误差和动力学进行了分析研究^[6-8]。在烟草包装机械和数控刀库等领域, 高精度分度机构也取得了一些进展^[9-10], 但在兵工领域的应用研究相对较少, 主要集中在弹药供弹装置方面^[11]。

笔者以弹药部件口/底部并行加工过程中, 采用

高精密切度凸轮机构为研究对象, 针对从动盘滚子与分度凸轮之间的运动规律特性, 构建主从动轮之间的接触方程。通过运动曲线段的主从动轮之间接触线簇形成分度凸轮机构的廓面曲面, 借助 Creo 构建低冲击高载荷弹药部件加工分度控制装置的设计模型。该设计模型为弹药部件加工设备的设计和制造提供了可靠的理论和应用基础, 对提高弹药部件加工效率和加工质量具有较为重要的意义。

1 主从动轮传动模型

如图 1 所示, 从动盘以角速度 ω_1 逆时针回转, 主动凸轮以角速度 ω_2 逆时针回转。假设主从动轮之间接触迹线上某个点为 τ , 定义如图中的坐标系。

分度凸轮定坐标系 $O_1X_1Y_1Z_1$: O_1 为凸轮定坐标的原点; Z_1 为凸轮的回转轴线; Y_1 垂直于轴指向为凸轮的轴向; X_1 过原点垂直于平面 Y_1Z_1 且指向从动盘回转中心 O_2 反方向。

收稿日期: 2020-07-30; 修回日期: 2020-08-10

作者简介: 吕刚(1980—), 男, 山西人, 博士, 高级工程师, 从事机电一体化、智能制造、机器视觉、特种传动研究。E-mail: 332840586@qq.com。

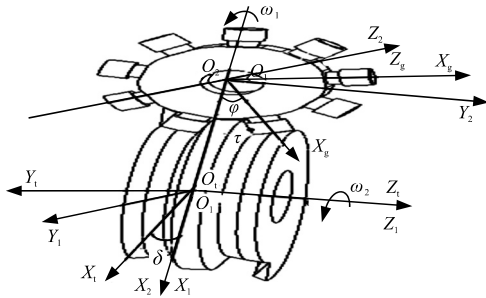


图 1 主从动轮传动模型

分度凸轮回转坐标系 $O_t X_t Y_t Z_t$: O_t 为凸轮回转坐标系的原点且与原点 O_1 重合; Z_t 为凸轮逆时针回转轴与回转轴 Z_1 重合; Y_t 垂直于轴 Z_t 且与轴 Y_1 的夹角 δ 为凸轮回转角; X_t 过原点 O_t 垂直于平面 $Y_t Z_t$ 。

从动盘定坐标系 $O_2 X_2 Y_2 Z_2$: O_2 为凸轮回转坐标系的原点; Z_2 为从动盘的回转轴且过原点 O_2 , 其与 Y_1 轴平行, 方向为垂直于纸面向内; Y_2 过原点指向从动盘的轴向; X_2 垂直于平面 $Y_2 Z_2$ 且与轴 X_1 重合及方向一致。

从动盘回转坐标系 $O_g X_g Y_g Z_g$: O_g 为从动盘回转坐标系的原点且与原点 O_2 重合; Z_g 为从动盘逆时针回转轴与回转轴 Z_2 重合; X_g 垂直于轴 Z_g 且与滚子轴线重合; Y_g 过原点 O_g 垂直于平面 $Y_g Z_g$ 。

接触点 τ 在坐标系 $O_g X_g Y_g Z_g$ 中的表达式为:

$$x_\tau = r_\tau, \quad y_\tau = -r_g \cos(\theta), \quad z_\tau = -r_g \sin(\theta). \quad (1)$$

其中: r_τ 为滚子的半径; r_g 为从动盘中心原点 O_g 到滚子回转中心抽线点(即接触点 τ 在回转轴线 Y_g 上的投影点)之间的距离; θ 为接触点 τ 的接触角。图 1 中 y_τ 和 z_τ 坐标的符号为负。

依据传动原理, 点 τ 既可表示从动盘滚子上的点又可表示分度凸轮廓面上的点, 式(1)中表示的坐标值可通过坐标变换表达成分度凸轮定坐标系 $O_1 X_1 Y_1 Z_1$ 中的值。坐标变换方式: 将从动盘回转坐标系绕轴 Z_g 顺时针回转角度 φ , 然后沿着 X 轴的正方向平移距离 C (点 O_1 与点 O_2 之间的距离, 即主从动轮之间的中心距), 接着再绕轴 X_1 顺时针回转 90° , 最后绕轴 Z_1 顺时针回转角度 δ 。回转和平移矩阵如下:

$$T_\varphi = \begin{bmatrix} \cos(\varphi) & \sin(\varphi) & 0 & 0 \\ -\sin(\varphi) & \cos(\varphi) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (2)$$

$$T_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -C \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3)$$

$$T_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(-\pi/2) & -\sin(-\pi/2) & 0 \\ 0 & \sin(-\pi/2) & \cos(-\pi/2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (4)$$

$$T_\delta = \begin{bmatrix} \cos(\delta) & \sin(\delta) & 0 & 0 \\ -\sin(\delta) & \cos(\delta) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (5)$$

联立式(2)~(5)并代入式(1), 可得点 τ 在分度凸轮定坐标系 $O_1 X_1 Y_1 Z_1$ 中的方程求解式为:

$$\begin{cases} x_{\tau 1} \\ y_{\tau 1} \\ z_{\tau 1} \end{cases} = T_\varphi T_c T_x T_\delta \begin{cases} r_\tau \\ -r_g \cos(\theta) \\ -r_g \sin(\theta) \end{cases}. \quad (6)$$

求解上式可得:

$$\begin{cases} x_{\tau 1} = r_\tau \cos(\varphi) \cos(\delta) - r_g \cos(\theta) \cos(\varphi) \cos(\delta) - r_g \sin(\theta) \sin(\varphi) - C \cos(\varphi) \\ y_{\tau 1} = -r_\tau \sin(\varphi) \cos(\delta) + r_g \cos(\theta) \sin(\varphi) \sin(\delta) - r_g \sin(\theta) \cos(\varphi) + C \sin(\varphi) \\ z_{\tau 1} = r_\tau \sin(\delta) + r_g \cos(\theta) \cos(\delta) \end{cases}. \quad (7)$$

其中: $(x_{\tau 1}, y_{\tau 1}, z_{\tau 1})$ 为点 τ 在坐标系 $O_1 X_1 Y_1 Z_1$ 中的坐标; T_φ 为动作系 $O_g X_g Y_g Z_g$ 的回转矩阵; T_c 为平移矩阵; T_x 为绕轴 X_2 的回转矩阵; T_δ 为动坐标系 $O_t X_t Y_t Z_t$ 的回转矩阵。

在主从动轮上接触面上点附近存在许多接触点。这些接触点形成的点簇构成了分度凸轮的廓面。式(7)中角 φ 和 δ 为从动盘和分度凸轮的初始角, 角 θ 作为接触角的值来控制点分度凸轮的形状。

2 主从动轮接触方程及压力角

如图 2 中所示, 接触角 θ 表示动作系 $O_2 X_2 Y_2 Z_2$ 上接触点 τ 与滚子轴线 Y_2 上点 p 之间的夹角。由于接触点 τ 既可以看作从动盘上的点, 又可以作为分度凸轮上的点; 因此, 在接触点 τ 处主从动轮之间的瞬时相对速度都可以表示为接触点的向量。

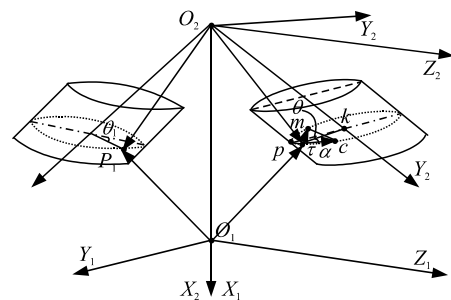


图 2 接触点处的参数关系

假设从动盘在坐标系 $O_2 X_2 Y_2 Z_2$ 中的速度向量为

v_2 ，主动轮在坐标系 $O_1X_1Y_1Z_1$ 中的速度向量为 v_1 ，可以得到主从动轮之间在坐标系 $O_1X_1Y_1Z_1$ 中的相对速度^[8] v_{12} 表达式为

$$v_{12} = (T_\varphi T_c T_x T_\delta)' \begin{Bmatrix} r_\tau \\ -r_g \cos(\theta) \\ -r_g \sin(\theta) \end{Bmatrix} - (T_c T_x T_\delta)' \quad (8)$$

其中： T_φ 为对角度 φ 求时间的导数； T_δ 为对角度 δ 求时间的导数。其值分别如下：

$$T_\varphi = \begin{bmatrix} -\sin(\varphi)\omega_1 & \cos(\varphi)\omega_1 & 0 & 0 \\ -\cos(\varphi)\omega_1 & -\sin(\varphi)\omega_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (9)$$

$$T_\delta = \begin{bmatrix} -\sin(\delta)\omega_2 & \cos(\delta)\omega_2 & 0 & 0 \\ -\cos(\delta)\omega_2 & -\sin(\delta)\omega_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

整理式(8)–(10)后可得：

$$v_{12} = \begin{Bmatrix} -r_g\omega_2 \cos(\delta) - r_g\omega_1 \cos(\varphi) \sin(\delta) \\ r_\tau\omega_2 \cos(\theta) + r_g\omega_1 \sin(\varphi) \sin(\delta) \\ r_\tau\omega_1 \cos(\varphi) - r_g\omega_1 \sin \varphi \cos(\delta) - C\omega_1 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

滚子曲面上点 τ 的单位法向量^[8]可表示为：

$$v_n = (0, \cos(\theta), \sin(\theta))^T \quad (12)$$

在接触点处速度向量与法向量垂直，可得：

$$v_n \cdot v_{12} = 0 \quad (13)$$

将式(11)与式(12)代入式(13)可得接触角方程的计算式为：

$$\tan(\theta) = r_\tau v \varphi / (C - r_\tau \cos(\varphi)) \delta \quad (14)$$

其中 v 为无量纲速度^[8]，计算式为

$$v = \delta \omega_2 / \varphi \omega_1 \quad (15)$$

式(14)中可依据旋向乘系数 G ，左旋为 1，右旋为 -1。

从图 2 中可以看出：在坐标系 $O_1X_1Y_1Z_1$ 中，向量 τc 为向径 $O_2\tau$ 的速度向量，向量 τm 为向径 $O_1\tau$ 的速度向量， pc 为速度向量 $O_1\tau$ 和 $O_2\tau$ 的公法线向量。压力角 α 为 $\angle k\tau c$ 。为简化计算将坐标架 $O_1X_1Y_1Z_1$ 与坐标架 $O_gX_gY_gZ_g$ 之间的运动，近似表示主从动轮之间运动关系，因此

$$\tan(\alpha) = \frac{v_{\tau m}}{v_{\tau c}} = \frac{r_g \omega_1}{(C - r_g) \omega_2} = \frac{r_g (d\varphi/dt)}{(C - r_g) (d\delta/dt)} \quad (16)$$

其中： r_g 为坐标架 $O_gX_gY_gZ_g$ 节曲线的向径； $C - r_g$ 为坐标架 $O_1X_1Y_1Z_1$ 节曲线的向径。

3 弹药部件分度凸轮机构的设计模型

采用 Cero 参数化设计模块，可对分度凸轮机构进行快速建模，依据弹药部件加工的需求，高精密度分度机构的基本设计要求为：低速重载要求设计速度小于 50 r/min，从动盘 9 工位，中心距 $C=180$ mm，分度转角 180° ，运动规律曲线为修正正弦曲线。设计参数如表 1 所示。

表 1 高精密度分度凸轮机构设计参数

名称	参数
分度盘半径 r_τ /mm	56
滚子半径 r_g /mm	10
凸轮顶弧半径 r_f /mm	150
凸轮端面直径 D_o /mm	158
凸轮实际端面直径 D_c /mm	163
凸轮理论宽度 B_o /mm	45
凸轮实际宽度 B_c /mm	64
转速 n /(r/min)	50
中心距 C /mm	140
分度期转角 β ($^\circ$)	180
分度盘半径 r_τ /mm	56

通过 Cero 软件中参数化设计模块中的方程曲线可获得各区段接触点的曲线簇(见图 3)，再通过合并和实体化得到分度凸轮精确 3 维模型(见图 4)，最后得到从动盘与分度凸轮的装配模型(见图 5)。

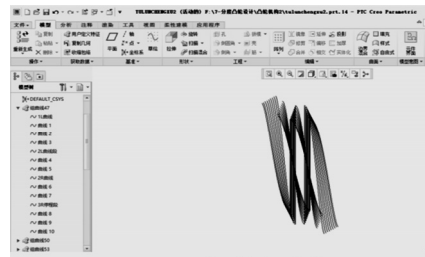


图 3 分度凸轮廓面曲线

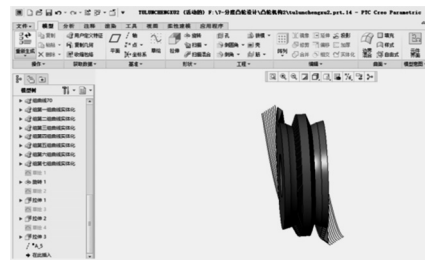


图 4 实体化后的 3 维模型

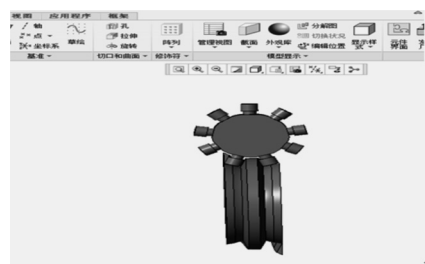


图 5 分度凸轮装配模型

分度凸轮 Cero 设计程序如下:

$C=140$ /*中心距

$P=1$ /*旋向系数

$\beta_1=180$ /*分度期转角

$R_r=10$ /*滚子半径

$n=9$ /*分度数

$h=40$ /*相邻两滚子之间夹角

$\theta=\beta_1/n*t$ /*滚子半角的变化规律, t 为 cero 自

定义变量

$$\varphi_1=h*(180*\theta/\beta_1-1/4*\sin(4*180*\theta/\beta_1))/(4+180)。 (8)$$

/*修正正弦位移曲线(参考文献[9])驱动转角 h 变化

$\varphi=20+\varphi_1$ /*相邻滚子初始角

$r=47$ /*滚子回转轴上任意点到从动盘之间的距离

$a=300$ /*分度凸轮转速, 注意转换成角度(不用弧度)

$$b=180*h*(1-\cos(4*180*\theta/\beta_1))/((4+180)*\beta_1)$$

/*从动盘角速度, 为计算无量纲速度方便转化为上式 $\omega=b/a$ /*无量纲角速度, 可参考文献[9]

$$\psi=\text{atan}(p*r/(c-r*\cos(\varphi))*\omega)+180$$

/*接触角计算公式, 对称区段去掉后面的 180。

$x_2=r$ /*滚子动坐标系中的 X 坐标

$y_2=R_r*\cos(\psi)$ /*滚子动坐标系中的 y 坐标

$z_2=R_r*\sin(\psi)$ /*滚子动坐标系中的 Z 坐标

$X=x_2*\cos(\varphi)*\cos(\theta)-p*y_2*\sin(\varphi)*\cos(\theta)-z_2*\sin(\theta)-c*\cos(\theta)$ /*变换到凸轮坐标系中的 x 坐标

$Y=-x_2*\cos(\varphi)*\sin(\theta)+p*y_2*\sin(\varphi)*\sin(\theta)-z_2*\cos(\theta)+c*\sin(\theta)$ /*变换到凸轮坐标系中的 Y 坐标

$Z=p*x_2*\sin(\varphi)+Y_2*\cos(\varphi)$ /*变换到凸轮坐标系中的 Z 坐标

以上程序只表示滚子最小半径 $r=47$ 升程段曲线方程, 在设计过程中普遍将滚子分成多段曲线簇, 在进行修正曲线程序输入时, Cero 软件里的角度单位为度, 需把修正曲线的弧度 J 转化成度的单位值。

将式(7)所述的计算模型和表 1 数据代入 Cero 软件, 得到如图 4 所示的 3 维设计模型, 证明了该计算模型的正确性和有效性达到 100%。在设计同类型高精度分度机构时, 只需对计算模型的参数进

行相应修改, 就可得到准确的模型, 可提高弹药制造设备的设计效率。

4 结束语

通过设计实例验证表明:

1) 分度机构接触模型能够准确反映主从动轮之间的传动关系, 依据接触方程实现分度凸轮的精确建模。

2) 最大压力角是决定分度凸轮机构主要参数, 依据其计算公式推导出了节圆半径、滚子参数等关键参数, 对于提高建模的准确性具有重要意义。

3) 参数化设计模型真实反映了接触迹线簇的运动过程, 接触迹线簇形成的曲面揭示了主从轮的接触轨迹, 曲线簇的形态可有效判断出凸轮 3 维模型是否准确。

参考文献:

- [1] TSAY D M, LIN B J. Profile determination of planar and spatial cams with cylindrical roller-followers.Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers[J], Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1996, 210(6): 565-574.
- [2] GONZALEZ M A, ANGELES J. The Generation of Contact Surfaces of Indexing cam Mechanisms-A Unified Approach[J]. Transaction of the ASME Journal of Mechanical Design, 1994, 116: 369-374.
- [3] 史蒂芬. 多曲面段弧面凸轮机构研究与设计[D]. 西安: 陕西科技大学, 2017: 9-35.
- [4] 冯敦敦. 弧面分度凸轮的理论研究及参数化设计[D]. 唐山: 华北理工大学, 2018: 8-34.
- [5] 朱强, 肖勇, 史慧芳, 等. 弹药与民爆通用生产技术与装备现状[J]. 兵工自动化, 2019, 38(8): 33-36.
- [6] 尹明富. 空间凸轮机构设计_误差分析与单侧面加工理论及实验研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2003: 16-35.
- [7] 常宗瑜. 含间隙弧面分度凸轮机构动力学的实验研究[J]. 机械强度, 2006, 28(2): 173-177.
- [8] 李成平. 弧面分度凸轮机构动态分析及测试系统开发[D]. 西安: 陕西科技大学, 2016: 7-15.
- [9] 肖振乾. 包装机弧面分度凸轮机构设计研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2016: 8-17.
- [10] 王松. 自动换刀装置运动特性研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2018: 28-68.
- [11] 侯春宁. 外能源自动机平行分度机构设计与分析[J]. 兵器装备工程学报, 2016, 37(7): 181-184.