

组盖机圆柱凸轮轮廓线的设计与分析

Design and analysis of the cylinder cam mechanism of the group cover machine

李 干¹ 尹成龙¹ 蒋德富² 柯 万²

LI Gan¹ YIN Cheng-long¹ JIANG De-fu² KE Wan²

(1. 安徽农业大学, 安徽 合肥 230036; 2. 上海宇田机电设备有限公司, 上海 201700)

(1. Anhui Agricultural University, Hefei, Anhui 230036, China;

2. Shanghai Yutian Electromechanical Equipment Co., Ltd., Shanghai 201700, China)

摘要:设计了组盖机圆柱凸轮机构的凸轮轮廓线,对其曲线进行了拟合,建立了 SolidWorks 三维模型,并对五次多项式曲线拟合的圆柱凸轮和正弦曲线拟合的圆柱凸轮在 Adams 中进行了动力学仿真,对仿真结果进行了对比分析,表明试验设计的凸轮轮廓线可用于实际组盖机样机的圆柱凸轮机构制造。

关键词:组盖机;圆柱凸轮;曲线拟合;建模;仿真

Abstract: The cam profile of the cylindrical cam mechanism of the bottle cap assembly machine is designed, the curve is fitted, the three-dimensional model of the SolidWorks is established, and the cylindrical cam and the cylindrical cam of the sinusoidal curve fitting are simulated in Adams by the cylindrical cam and the sinusoidal curve fitting of the five polynomial curve fitting. The result of the simulation is compared and analyzed, which shows that the design of the cam wheel can be used in the manufacture of the cylindrical cam mechanism of the actual group cover machine.

Keywords: bottle cap combination machine; cylindrical cam; curve fitting; modeling; simulation

食品包装工业已成为现代工业生产体系中重要的组成部分之一^[1]。在各种包装产品中,瓶盖被广泛使用在瓶类产品封口中,其中包括各种饮料、矿泉水、化妆品、白酒等^[2]。瓶盖的形状和结构多种多样,其中一些瓶盖是由两个或两个以上的零件组合而成。组盖机是将瓶盖的一个零件以旋拧下压的方式与另一零件组合完成组盖,从而达到瓶盖包装的要求。圆柱凸轮机构是组盖机械中

最为重要的机构之一,决定凸轮机构运动与动力特性的关键在于凸轮轮廓线的形状及精度^[3],然而在中国的组盖机中,未对组盖机中关键部件圆柱凸轮机构进行设计与分析,导致组盖机在工作过程中出现震动、冲击,在高速运动中组盖不匹配等一系列问题^[4]。文章拟对圆柱凸轮轮廓线进行设计与曲线拟合,并用 Adams 进行仿真,得出较好的轮廓曲线拟合方法,旨在为组盖机的圆柱凸轮轮廓线进行更为合理的设计。

1 总体机构及凸轮设计

1.1 总体概述

组盖机是对复杂瓶盖进行组合的设备,其中包含4个圆柱凸轮,上下成对安装组成一塔、二塔,并对瓶盖进行两次组合,一塔完成压盖,二塔完成压盖与旋盖。试验中对一塔中上方圆柱凸轮机构进行研究与设计。

组盖机圆柱凸轮机构运动简图如图1所示,驱动底盘5与凸轮从动件固定连接,凸轮从动件主要由组盖扭力限制组件6、抓头组件8、滚子4、带柄轴承11等组合而成。驱动底盘5自身转动,凸轮13固定不动,驱动底盘5带动凸轮从动件绕凸轮13转动,绕凸轮的轮廓线完成一系列组盖动作。大调整螺杆12可以调整凸轮的高度,抓头组件8为抓盖和组盖的重要部件,组盖扭力限制组件6可以防止组盖时扭力过大导致瓶盖变形。

试验设计的生产功效为 Q 个/min,组盖头头数为 m , m 个组盖头同时运动,每个组盖头围着凸轮转一圈组合一个瓶盖,则

$$n = \frac{Q}{m} \quad (1)$$

由式(1)可知,组盖头围着圆柱凸轮轮廓线每分钟最少转 n 圈,取生产功效为 600 个/min,头数为 24,取 $n = 26$ r/min(因在组盖过程中可能出现组盖失效,为了满足生产功效 n 取 26)。

基金项目:国家自然科学基金资助项目(编号:51575003)

作者简介:李干,男,安徽农业大学在读硕士研究生。

通信作者:尹成龙(1965—),男,安徽农业大学教授,硕士生导师,博士。E-mail: yincl1234@163.com

收稿日期:2019-12-02

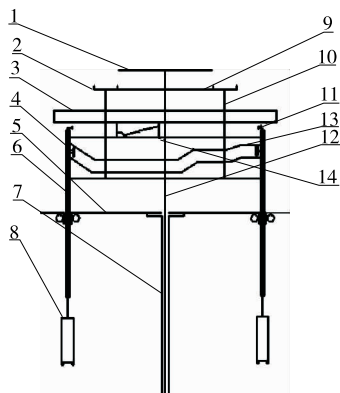


图 1 组盖机凸轮机构简图

Figure 1 Summary of cam mechanism of capping machine

对圆柱凸轮轮廓曲线进行设计,要根据凸轮从动件的运动规律和有关的基本尺寸进行设计,而从动件的行程直接影响凸轮轮廓线的尺寸变化。图 2 为组盖顺序,其运动过程为开始下降(a)→抓头下降取盖(b)→下降压盖(c)→继续压盖(d)→回程(e)→空位并开始下降(f)。

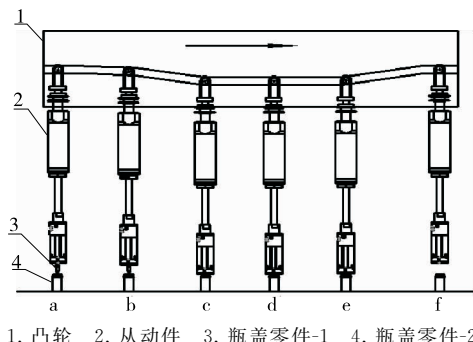


图 2 组盖顺序图

Figure 2 Group cover sequence diagram

以某企业需完成某一规格瓶盖的组盖任务为例:开始时设定抓头与瓶盖零件 1 的距离为 2 mm,抓头压入瓶盖零件 1 的尺寸为 10 mm,抓头下降 48 mm 与瓶盖零件 2 完成组盖。其中各运动阶段所对应的转角分别为 $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5, \beta_6$ 。

1.2 轮廓线设计

在凸轮的设计中,压力角 α 为一个重要参数,压力角越大,凸轮所受的压力越大。凸轮机构的压力角与轮廓曲线斜率有关^[5-7],当压力角过大时,凸轮机构会发生自锁,使机构不能工作甚至损坏^[8]。一般来说,凸轮轮廓线上各点的压力角是不相等的,为了使机构正常运转,通常

规定最大压力角 $\alpha_{\max}$ 小于某一许用压力角 $[\alpha]$,而许用压力角 $[\alpha]$ 远小于临界压力角 α_c ^[9]。根据试验^[10]经验,推程时,直动推杆取 $[\alpha]=30$,摆动推杆取 $[\alpha]=30\sim45$ 。

在组盖机的凸轮机构中回程阶段是最容易发生自锁现象的,故对回程时上升阶段的压力角进行设计取值范围。试验组盖机中使用的是直动推杆圆柱凸轮机构,暂取压力角为 $\alpha=30$,可计算出转角最小值。回程时 $H=2+10+48=60$,则:

$$L_{\text{回}} = \frac{H}{\tan \alpha}, \quad (2)$$

$$L_{\text{回}} = \pi D \frac{\beta_4}{360}, \quad (3)$$

$$\frac{H}{\tan \alpha} = \pi D \frac{\beta_5}{360}, \quad (4)$$

式中:

D ——滚子回旋直径,649 mm。

由式(4)计算可知回程转角最小为 18.359° ,现取 β_5 为 70° ,

$$L_{\text{回}} = \pi D \frac{\beta_5}{360}. \quad (5)$$

$$\tan \alpha = \frac{H}{L_{\text{回}}} = 0.1514, \alpha = 8.609^\circ.$$

压盖头压盖停留阶段:此阶段压盖头不下降, β_4 取 120° ,则

$$L_4 = \pi D \frac{\beta_4}{360} = 679.287.$$

抓头下降至压盖完成所占转角 β_3 取 60° ,则

$$L_3 = \pi D \frac{\beta_3}{360} = 339.644.$$

$\tan \alpha = \frac{H}{L_3} = 0.1413, \alpha = 8.043^\circ$,所以在此阶段的压力角 α 为 8.043° 。

开始下降阶段:转角为 β_1 ,取值为 10° ,则

$$L_1 = \pi D \frac{\beta_1}{360} = 56.607.$$

$\tan \alpha = \frac{H}{L_1} = 0.0353, \alpha = 2.023^\circ$,此运动阶段的压力角为 2.023° 。

取盖运动阶段:转角为 β_2 ,取值为 40° 。同理可得:

$$L_2 = 226.428, \alpha = 2.529^\circ.$$

空位转角为:

$$\beta_6 = 360^\circ - 70^\circ - 60^\circ - 120^\circ - 10^\circ - 40^\circ = 60^\circ.$$

$$L_6 = 339.643.$$

通过计算得到圆柱凸轮轮廓线展开图,如图 3 所示。

1.3 最小曲率半径

如图 4 所示, a 为理论轮廓线, b 为工作轮廓线,工作轮廓线曲率半径 R_a ,理论轮廓线曲率半径为 R ,滚子半径为 r ,图 4(a) 为内凹轮廓,其中 $R_a = R + r$,滚子半径为

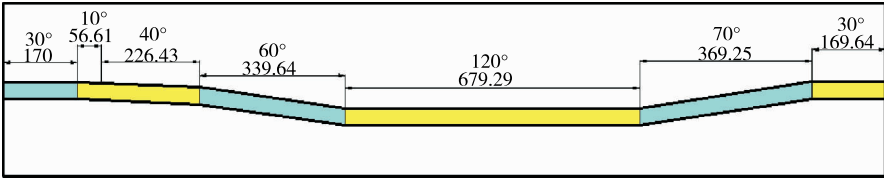


图 3 圆柱凸轮轮廓线展开图
Figure 3 Cylindrical cam contour expansion

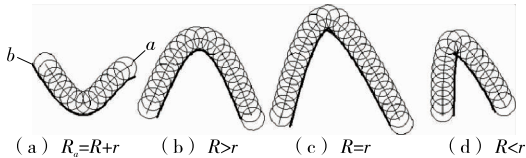


图 4 滚子与轮廓线关系图
Figure 4 Diagram of the relationship between roller and contour

任何值时工作轮廓都能平滑地画出来;图 4(b)~(d)为外凸轮工作廓线, $R_a=R-r$,若 $R=r$,则会出现顶尖现象,使滚子受到较大冲击,同时凸轮轮廓尖端受到严重磨损,如图 4(c)所示。若 $R<r$,凸轮工作廓线将出现交叉,如图 4(d)所示,从动件不能按预期运动。为了避免凸轮工作轮廓线出现上两种现象,应使理论轮廓半径大于滚子半径,即 $R>r$ 。

1.4 凸轮曲线拟合

为了减小凸轮机构在运行过程中的冲击,使滚子从动件运行得更为平稳,加速度没有突变,需要对凸轮在上升和下降阶段进行曲线拟合,如表 1 所示。

在等速运动规律中,开始时刻与结束时刻都会存在加速度的剧烈突变,会导致凸轮机构产生激烈震动故不采用。在等加速等减速和余弦加速度运动曲线中,开始和结束阶段都会有加速度突变,产生柔性冲击,故也不采用^[11]。在五次多项式曲线和正弦加速度曲线中,加速度

表 1 常用运动规律表

运动规律	最大速度	最大加速度	最大跃渡
等速运动	1.00	∞	
等加速等减速	2.00	4.00	∞
余弦加速度	1.57	4.93	∞
正弦加速度	2.00	6.28	39.5
五次多项式	1.88	5.77	60.0

从 0 开始递增,因此用这两种曲线比较好。

1.4.1 用正弦加速度曲线进行拟合 由于凸轮机构中从动件转动一圈有 6 个转角,分别为 $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5, \beta_6$,推程高度为 h_1 ,回程高度为 h_2 ,各段转角对应的曲线方程见表 2。

1.4.2 用五次多项式曲线进行拟合 同理可得,凸轮轮廓线方程见表 3。

2 圆柱凸轮机构的 SolidWorks 三维建模

SolidWorks 是一款强大的三维建模软件,其插件 toolbox 中有自动生成盘型凸轮和线型凸轮的工具,并且有 8 种运动曲线供用户使用^[12]。若使用此工具生成圆柱凸轮,可先生成线型凸轮,利用线型凸轮轮廓线包覆在建好的圆柱体上从而生成圆柱凸轮。用修改的正弦加速度曲线拟合所得的圆柱凸轮如图 5 所示,用五次多项式曲线拟合所得的圆柱凸轮如图 6 所示。

表 2 正弦曲线拟合方程表

Table 2 Sine curve fitting equation table

组盖动作	正弦曲线方程	转角
开始下降至取盖	$s_1 = h_2 \left[1 - \left(\frac{18\beta_1}{5\pi} \right) + \sin(32\beta_1/5) / 2\pi \right]$	$\beta_1 + \beta_2 = \left[0, \frac{5\pi}{18} \right]$
至压盖完成	$s_3 = h_2 \left[1 - (3\beta_3/\pi) + \sin(6\beta_3) / 2\pi \right]$	$\beta_3 = \left[0, \frac{\pi}{3} \right]$
停留	$s_4 = h_2$	$\beta_4 = \left[0, \frac{2\pi}{3} \right]$
回程	$s_5 = h_1 \left[(18\beta_5/7\pi) - \sin(32\beta_5/7) / 2\pi \right]$	$\beta_5 = \left[0, \frac{7\pi}{18} \right]$
空位	$s_6 = h_1$	$\beta_6 = \left[0, \frac{\pi}{3} \right]$

表 3 五次多项式曲线拟合方程表

Table 3 Quadratic polynomial curve fitting equation table

组盖动作	五次多项式曲线方程	转角
开始下降至取盖	$s_1 = 10h_2\beta_1^3 / \left(\frac{5\pi}{18}\right)^3 - 15h_2\beta_1^4 / \left(\frac{5\pi}{18}\right)^4 + 6h_2\beta_1^5 / \left(\frac{5\pi}{18}\right)^5$	$\beta_1 + \beta_2 = \left[0, \frac{5\pi}{18}\right]$
至压盖完成	$s_3 = 10h_2\beta_3^3 / \left(\frac{\pi}{3}\right)^3 - 15h_2\beta_3^4 / \left(\frac{\pi}{3}\right)^4 + 6h_2\beta_3^5 / \left(\frac{\pi}{3}\right)^5$	$\beta_3 = \left[0, \frac{\pi}{3}\right]$
停留	$s_4 = h_2$	$\beta_4 = \left[0, \frac{2\pi}{3}\right]$
回程	$s_5 = 10h_1\beta_5^3 / \left(\frac{7\pi}{18}\right)^3 - 15h_1\beta_5^4 / \left(\frac{7\pi}{18}\right)^4 + 6h_1\beta_5^5 / \left(\frac{7\pi}{18}\right)^5$	$\beta_5 = \left[0, \frac{7\pi}{18}\right]$
空位	$s_6 = h_1$	$\beta_6 = \left[0, \frac{\pi}{3}\right]$

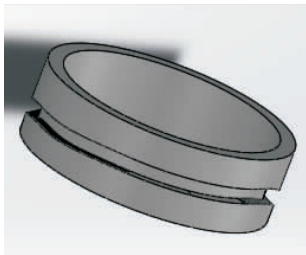


图 5 修改的正弦曲线拟合圆柱凸轮模型图

Figure 5 Modified sinusoidal curve fitted cylindrical cam model

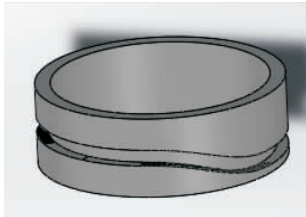


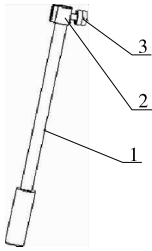
图 6 多项式曲线拟合圆柱凸轮模型图

Figure 6 Fitting cylindrical cam model diagram with polynomechanical curve

同理,用 SolidWorks 三维软件对凸轮从动件进行建模,其简化模型如图 7 所示。

3 基于 Adams 的圆柱凸轮机构运动学分析

该圆柱凸轮机构中有 24 个组盖头,若全部导入 Adams 中,将会设置一系列约束,仿真也将大大地增加难度,由于各组盖头形状大小、材料结构、运动速度、运动轨迹等完全一致,所以可以简化其虚拟样机的仿真分析模型,分析一个组盖头从动件,可有效减小仿真难度。在原机构中,圆柱凸轮固定不动,从动件以 26 r/min 的速度围绕凸轮轨迹运动,建立的约束比较繁琐。反之,使凸轮以 26 r/min 的速度转动,从动件随轮廓曲线上下移动,得



1. 抓杆组件 2. 连接件 3. 滚子

图 7 从动件

Figure 7 Follower

到的滚子加速度曲线在数值大小上相等,从而得到分析结果。

3.1 导入模型并创建约束

首先将 SolidWorks 中的圆柱凸轮机构装配体另存为 parasolid 格式保存,然后从 Adams-view 中打开,对抓头组件与连接件添加固定副,抓头组件与地面添加移动副,两个滚子与连接件添加转动副,两个滚子与凸轮添加接触力。再对圆柱凸轮添加转动副,并在转动副上添加驱动,添加约束与驱动完成,如图 8 所示。

3.2 仿真结果与分析

输入步数 1 000,结束时间为 0.25 s,对应滚子绕凸轮

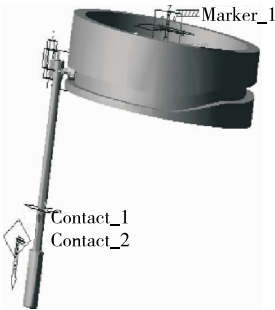


图 8 添加完约束的模型

Figure 8 Model after adding constraints

转动约一个周期。正弦曲线拟合的圆柱凸轮仿真结果如图 9 所示,滚子质心加速度最大值为 246.56 m/s^2 。滚子与凸轮接触力变化图如图 10 所示,最大接触力为 879.82 N 。

同理,对五次多项式曲线拟合的圆柱凸轮仿真结果如图 11、12 所示,滚子质心的最大加速度为 264.23 m/s^2 ,最大接触力为 735.24 N 。

由图 9、11 可知,用正弦曲线拟合的凸轮滚子的质心处加速度曲线波动与五次多项式曲线拟合的相差不太明显,且加速度最大值相差也不大。由图 10、12 可知,五次多项式曲线拟合的圆柱凸轮滚子与凸轮之间的接触力波动与正弦曲线拟合的相差较大,前者最大接触力为 735.24 N ,后者为 879.82 N 。故采用五次多项式曲线拟合较合理。

在实际组盖机样机的高速运动中,采用五次多项式曲线拟合制造的圆柱凸轮,其设备震动和冲击明显减小,

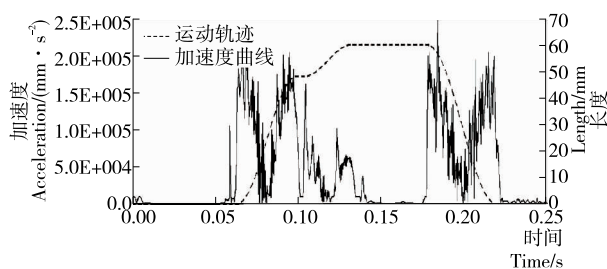


图 9 滚子质心加速度变化图

Figure 9 Variation diagram of centroids acceleration of rollers

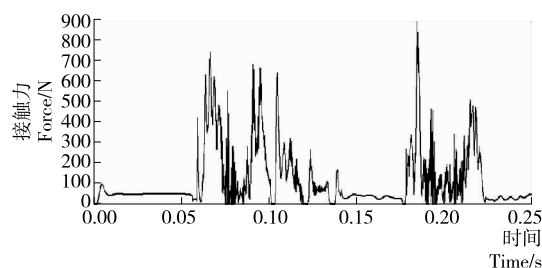


图 10 接触力变化图

Figure 10 Contact force variation diagram

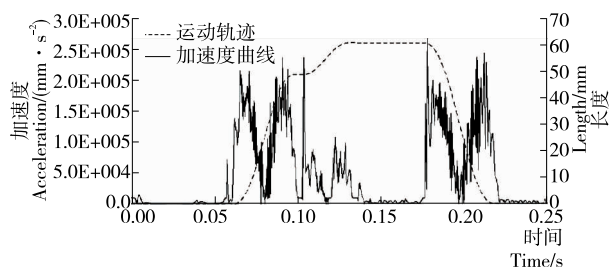


图 11 滚子质心加速度变化图

Figure 11 Variation diagram of centroids acceleration of rollers

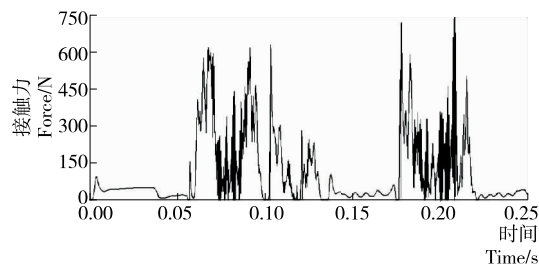


图 12 接触力变化图

Figure 12 Contact force variation diagram

圆柱凸轮滚子与凸轮之间的磨损也有所下降,进一步证明了凸轮轮廓曲线设计的正确性。

4 结论

经过对组盖机凸轮机构的设计与分析可知:五次多项式曲线拟合的圆柱凸轮轮廓线能更好地减小组盖机设备在高速运转时的震动与冲击,证实了圆柱凸轮轮廓线设计的可行性,对中国组盖机圆柱凸轮轮廓线的设计进行了补充。但在曲线拟合的过渡区其加速度和接触力波动较大,后续可通过优化设计对过渡区进行曲线缓和。

参考文献

- [1] 杨奔奔. 高速取纸机构主凸轮轮廓设计及运动分析[J]. 食品与机械, 2019, 35(8): 132-134.
- [2] 孙秀延. XG_8 全自动回转式旋盖机的研制[D]. 大连: 大连理工大学, 2008: 2-4.
- [3] 杨玉霞. 基于 ADAMS 的卷筒纸包装机凸轮机构仿真研究[J]. 南方农机, 2019, 50(18): 254-256.
- [4] 侯成仁, 崔海微, 梁庆华. 基于运动约束的高速旋盖机设计及其凸轮分析[J]. 机械制造, 2004, 42(7): 1-3.
- [5] 朱育权. 直动从动件平面移动凸轮机构的动力学优化设计[J]. 西安工业大学学报, 2019, 35(5): 529.
- [6] 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, 2019: 32-34.
- [7] 李宗成. 平面凸轮的 CAD/CAM 系统设计与研究[D]. 青岛: 青岛科技大学, 2019: 22-24.
- [8] 孙恒, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2015: 181-182.
- [9] 吴孟丽. 空间星形双凸轮泵的设计与流量脉动分析[J]. 机械设计, 2019, 36(10): 88-89.
- [10] 甘俊杰. PET 瓶旋盖机主驱动系统运动特性的研究及设计[D]. 西安: 西安工业大学, 2012: 12-14.
- [11] 何长青. 圆柱凸轮 CAD/CAM 研究开发及在一次性卫生用品自动生产线中的应用[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2016: 9-15.
- [12] 邵海超. 基于 SolidWorks 圆柱凸轮建模的优化设计[J]. 中原工学院学报, 2008, 19(2): 66-68.