

DOI: 10.13652/j.issn.1003-5788.2019.08.025

高速取纸机构主凸轮廓线设计及运动分析

Design and motion analysis of main cam of high speed paper picking mechanism

杨奔奔 曹巨江 刘言松 杨坤

YANG Ben-ben CAO Ju-jiang LIU Yan-song YANG Kun

(陕西科技大学机电工程学院, 陕西 西安 710021)

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Shaanxi University of Science and Technology, Xi'an, Shaanxi 710021, China)

摘要:在分析取纸过程执行件位置和姿态的基础上提出了双凸轮—四杆的组合机构,采用高阶多项式和圆弧组合曲线得到了具有高阶导数连续且绝对值较小的高速取纸机构主凸轮廓线方程,分别以主凸轮压力角和角加速度为目标对基圆半径和凸轮运动角进行了分析。结果表明,利用高阶多项式和圆弧组合曲线作为主凸轮廓线方程能够满足高速取纸机构执行件的位姿要求;适当的基圆半径和凸轮运动角可以进一步降低凸轮压力角和角加速度。

关键词:高速取纸机构;凸轮廓线设计;高阶多项式;压力角;最大角加速度

Abstract: A double cam-four-bar combination mechanism was proposed based on the analysis of actuator position and attitude in paper-picking process. By using higher order polynomial and arc combination curve, the contour equation of the main drawing of high-speed paper-picking mechanism with higher order reciprocal continuity and smaller absolute value was obtained. The radius of base circle and the motion angle of cam were analyzed with the aim of pressure angle and angular acceleration of main cam. The results showed that using higher order polynomial and arc combination curve as the main cam contour equation could meet the requirements of the position and attitude of the high-speed paper-picking mechanism actuator. Appropriate radius of base circle and cam motion angle could further reduce the cam pressure angle and angular acceleration.

Keywords: high speed paper picking mechanism; cam profile design; high degree polynomial; pressure angle; maximum acceleration

基金项目:国家自然科学基金资助项目(编号:51175313);陕西科技大学博士科研启动基金项目(编号:2018BJ-05)

作者简介:杨奔奔,男,陕西科技大学在读硕士研究生。

通信作者:曹巨江(1955—),男,陕西科技大学教授,博士。

E-mail:jjcao@sust.edu.cn

收稿日期:2019-04-09

ation

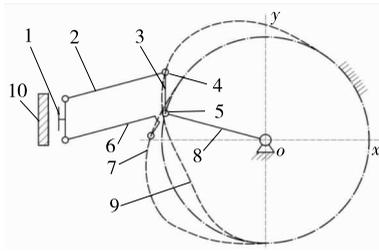
在中国传统文化中,食品作为一种走亲访友的礼物已流传千年之久,如茶、酒、点心等。作为礼物其精美的包装是必不可少的。因此,食品包装工业已成为现代食品生产工业体系中最重要的一部分,其中纸质包装应用最为广泛^[1]。中国食品包装机械的发展可追溯至 20 世纪,如香烟的包装设备^[2]。高速取纸机构可用于食品包装过程中将食品外包装(包装纸、纸盒等)从整摞堆积的状态转为单个排列的状态。中国学者对取纸机构的研究经历了早期的摆动式^[3]到现在回转式的过程。摆动式在高速运转下会产生较大的震动,影响整个机器的稳定性;回转式能较好地平衡惯性力,在高速取纸机构的研究中被广泛关注。

李龙等^[4-5]在分析了取盒机构的运动轨迹后,提出了一种四头凸轮—连杆的串联机构,可达到很好的取盒目的。王宏祥等^[6]通过研究四头行星轮系取盒机构的运动规律建立数学模型,确定了影响其运动的关键参数,完成了对机构的优化设计。童俊华等^[7]设计了一种以椭圆—圆齿轮为传动机构的行星轮系取盒机构,该机构与圆齿轮行星系取盒机构相比,其运动特性进一步得到了优化。但目前研究或是因为机构自身特点或是刚性较差等原因,只能在较低转速下平稳运行。

在前人研究的基础上,研究提出了一种凸轮—平行四边形串联的组合机构,并通过凸轮廓线进行设计和分析,分析基圆半径和升程与回程的运动角对运动特性的影响,以期后续高速取纸机构的优化设计提供理论指导。

1 双凸轮—平行四边形机构

为实现吸头较为复杂的运动轨迹,采用双凸轮和平行四边形机构(吸头装在一个连杆上)的组合机构,如图 1 所示。



1. 吸头 2. 从动摆杆 3. 平行四边形机构机架 4. 铰链 A 5. 铰链 B 6. 主动摆杆 7. 副凸轮 8. 转盘 9. 主凸轮 10. 纸仓
图 1 机构原理简图

Figure 1 Schematic diagram of the mechanism

在上述机构中,双凸轮与机架固定,平行四边形机构机架 3 的铰接端 A 的运动轨迹由主凸轮 9 的廓线确定,另一端 B 铰接在转盘上,由转盘带动杆机构绕凸轮回转中心 O 转动,吸纸过程中通过主凸轮调整杆机构机架 3 姿态使得吸头 1 在取纸时与纸架保持平行,通过副凸轮 7 控制摆杆转动使吸头 1 在取纸过程切向绝对速度为 0,在法向实现伸出、缩回保证能顺利取纸并退出。取纸过程可分为 3 个阶段:升程阶段、取纸阶段、回程阶段,如图 2 所示。

(1) 升程阶段:将铰链 A 4 送到指定位置,使其在下一阶段能更好地实现吸头的平行状态,该阶段通过主凸轮 9 廓线调整平行四边形机构机架 3 的姿态使吸头 1 与纸仓 10 平行。

(2) 取纸阶段:当吸头 1 转到取纸位置时,通过副凸轮 7 使主动摆杆 6 逆时针摆动,调整吸头 1 的位置使其到达纸仓,并停留一定时间,以保证成功取到纸。

表 1 初始设计参数

Table 1 Initial design parameters

R	R_j	L	θ	φ	c_i
转盘半径	基圆半径	杆机构机架长度	摆动件角位移	凸轮转角	多项式系数

为保证在吸纸阶段吸头保持与纸仓平行,铰接点 A 运动的轨迹与铰接点 B 轨迹半径相同,为平移一个连杆长度的圆弧。如图 3 所示,转盘半径 R ,平行四边形机构的机架长度 L , β 所对应圆弧为铰链 B 走过轨迹, α 所对应圆弧为铰链 A 走过轨迹,该段方程为:

$$\begin{cases} x_1 = R\cos(\beta_0 + \beta_i); \\ y_1 = R\sin(\beta_0 + \beta_i) + L. \end{cases} \quad (1)$$

2.2.1 升程段凸轮廓线设计 高速运动下,为实现机构平稳运动,必须保证加速度曲线光滑^[8]。高阶多项式运动规律通用性强,并能满足条件^[9-11],因此本文采用七次多项式对凸轮廓线的升程段和回程段进行设计。

升程段四杆机构机架摆动角度变化如图 4 所示,该段摆动角度随凸轮转角变化方程为:

$$\theta = c_7\varphi^7 + c_6\varphi^6 + c_5\varphi^5 + c_4\varphi^4 + c_3\varphi^3 + c_2\varphi^2 + c_1\varphi + c_0. \quad (2)$$

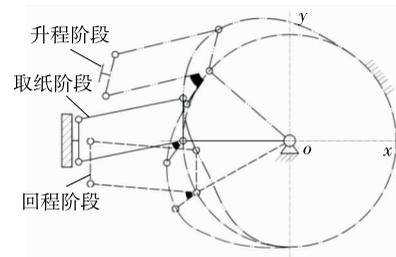


图 2 取纸过程

Figure 2 Process of paper picking

(3) 回程阶段:吸头 1 取纸后,主动摆杆 6 在这一阶段法向的前伸动作已由最远处开始缩回,但仍与纸仓 10 平行退出一段距离后再转动退出取纸区域。

2 主凸轮廓线设计

主凸轮用以调整四杆机构中吸头 1 的姿态,以避免吸纸时吸头与纸盒间出现缝隙从而产生漏气、不能取纸的现象。

2.1 取纸过程吸头姿态分析

从图 2 可以看出,吸头的平行状态是从吸纸前吸头前伸开始,到取纸、吸头退回,且一直持续到退出了一定距离后结束。因此要求通过主凸轮廓线变化使得平行四边形的机架能在某个位置进入与料仓平行状态,且保持一定时间。

2.2 凸轮廓线设计

凸轮廓线设计的初始参数如表 1 所示。

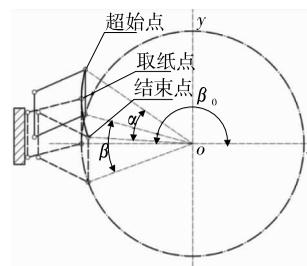


图 3 平行段凸轮廓线

Figure 3 Cam profile in parallel stage

代入边界条件:

$$\begin{cases} \varphi = 0; \theta = 0, \theta' = 0, \theta'' = 0, \theta''' = 0; \\ \varphi = \varphi_i; \theta = J_{i1} - J_{i0}, \theta' = -1, \theta'' = 0, \theta''' = 0, \end{cases} \quad (3)$$

$$\varphi_i = \varphi_{i1} - \varphi_{i0} + \delta_i, \quad (4)$$

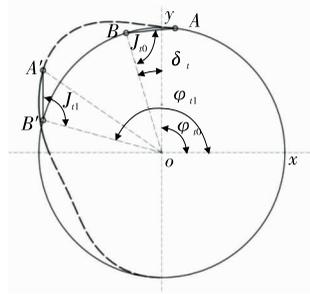


图 4 升程段平行四边形机构机架摆动变化
Figure 4 Variation of the frame swing of the parallelogram mechanism of the lift section

式中:

δ_t ——升程期凸轮转动角修正量, ($^\circ$)。

当 B 在 y 轴右侧时, δ_t 取正; 当 B 在 y 轴左侧时, δ_t 取负; 当 B 在 y 轴上时, $\delta_t = 0$ 。

可得出升程段摆角变化规律为:

$$\theta = c_7 \varphi_t^7 + c_6 \varphi_t^6 + c_5 \varphi_t^5 + c_4 \varphi_t^4, \quad (5)$$

式中:

φ_t ——升程段的推程角, ($^\circ$)。

升程段运动过程中, 铰链 B 轨迹方程为:

$$\begin{cases} x_{tb} = R \cos(\varphi_t + \pi/2 - \delta_t); \\ y_{tb} = R \sin(\varphi_t + \pi/2 - \delta_t). \end{cases} \quad (6)$$

升程段凸轮廓线方程即为铰链 A 轨迹方程:

$$\begin{cases} x_t = x_{tb} + L \cos \gamma_t; \\ y_t = y_{tb} + L \sin \gamma_t, \end{cases} \quad (7)$$

式中:

γ_t ——平行四边形机架(AB)与 x 轴正向夹角, ($^\circ$)。

$$\gamma_t = J_{t0} + \theta_t + \varphi_t - \pi/2 - \delta_t. \quad (8)$$

2.2.2 回程段凸轮廓线设计 为计算方便, 回程段采用反向求凸轮廓线方法。如图 5 所示, 凸轮转角起点 B' 终点 B, 由 B' 向 B 反向计算。

回程段边界条件:

$$\begin{cases} \varphi = 0; \theta = 0, \theta' = 0, \theta'' = 0, \theta''' = 0; \\ \varphi = \varphi_h; \theta = J_{h1} - J_{h0}, \theta' = 1, \theta'' = 0, \theta''' = 0, \end{cases} \quad (9)$$

$$\varphi_h = |\varphi_{h1}| - |\varphi_{h0}| + \delta_h. \quad (10)$$

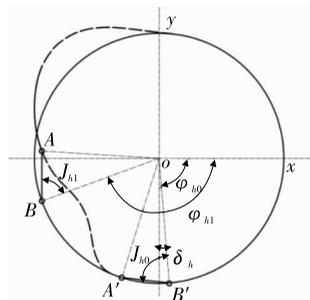


图 5 回程段轨迹
Figure 5 Return path track

将式(9)代入式(2)可得回程段平行四边形机构机架摆动角度随凸轮转角变化规律方程为:

$$\theta_h = c_{h7} \varphi^7 + c_{h6} \varphi^6 + c_{h5} \varphi^5 + c_{h4} \varphi^4, \quad (11)$$

式中:

δ_h ——回程期凸轮转动角修正量, ($^\circ$)。

当 B 在 y 轴右侧时, δ_h 取正; 当 B 在 y 轴左侧时, δ_h 取负; 当 B 在 y 轴上时, $\delta_h = 0$ 。

回程段铰链 B 轨迹方程为:

$$\begin{cases} x_{hb} = R \cos(\delta_t + 3\pi/2 - \varphi_h); \\ y_{hb} = R \sin(\delta_t + 3\pi/2 - \varphi_h). \end{cases} \quad (12)$$

回程段凸轮廓线方程为:

$$\begin{cases} x_h = x_{hb} + L \cos \gamma_h; \\ y_h = y_{hb} + L \sin \gamma_h, \end{cases} \quad (13)$$

式中:

γ_h ——平行四边形机架(AB)与 x 轴正向夹角, ($^\circ$)。

$$\gamma_h = J_{h0} + \theta_h + \varphi_h - \pi/2 - \delta_h. \quad (14)$$

2.3 压力角验算及分析

凸轮机构的压力角可按式(15)计算。

$$\begin{cases} KQ_{t/h} = \frac{dy_{t/h}}{dx_{t/h}}; \\ KL_{t/h} = y_{t/h} - y_b/x_{t/h} - x_b; \\ \alpha' = \tan^{-1}(|KQ_{t/h} - KL_{t/h}| / (1 + KQ_{t/h} \times KL_{t/h})), \end{cases} \quad (15)$$

式中:

$KQ_{t/h}$ ——升/回程在该点凸轮廓线切线的斜率;

$KL_{t/h}$ ——升/回程在该点平行四边形机架 AB 的斜率;

α' ——该点处从动件压力角大小。

将式(6)、(7)、(12)、(13)代入式(15)即可得凸轮上某一点压力角的值, 对式(5)、(11)分别求二阶导即可得升程段和回程段角加速度变化方程。通过对方程进行分析可知: 机架 AB 的长度 L 和转盘的半径 R 一定时, 基圆半径 R_f 变化范围为 $R - L \sim R + L$ 。随着基圆半径的增加, 升程段角加速度最大值会降低, 但回程段角加速度最大值会增加; 随着凸轮转动角的增加, 升程段和回程段角加速度最大值会减小; 随着基圆半径的增加, 升程段压力角会增加, 但并不明显, 而回程段压力角增加较为明显, 但其压力角最大值始终小于升程段的; 随着凸轮转动角增加, 升程段压力角会增加, 而回程段会减小。

3 实例计算

3.1 理论分析

高速取纸机构中转盘半径 $R = 200 \text{ mm}$, 吸头安装所需长度 $L = 80 \text{ mm}$, 平行姿态保持区间 $\beta = 30^\circ, \beta_0 = 170^\circ$, 其他参数见表 2。

初选 $R_f = 200 \text{ mm}, \delta_t = 0, \delta_h = 0$, 通过已知条件和计

表 2 设计初始参数

Table 2 Basic design parameters (°)				
升程起始转角 φ_{i0}	升程终止转角 φ_{i1}	许用压力角	回程起始转角 φ_{h0}	回程终止转角 φ_{h1}
0	80	45	0	70

算公式,运用 Matlab 编写计算程序运行计算^[12-13],得出理论凸轮廓线如图 6 所示。

取转角修正角 $\delta = 0$,运用 Matlab 编写计算程序,对升程段和回程段凸轮廓线在不同的基圆半径下,分析其压力角最大值和角加速度最大值变化,结果见图 7、8。

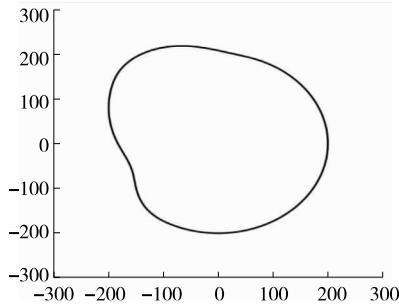


图 6 凸轮轮廓

Figure 6 The cam profile

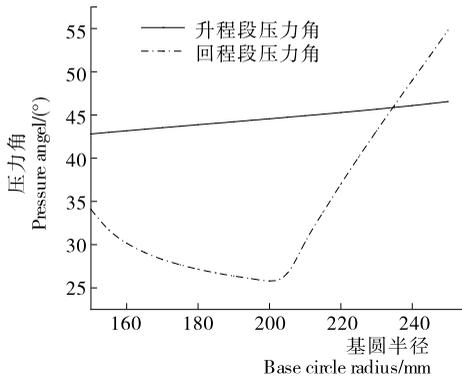


图 7 不同基圆半径下最大压力角变化曲线

Figure 7 The max pressure angle corresponding at different base circle radius

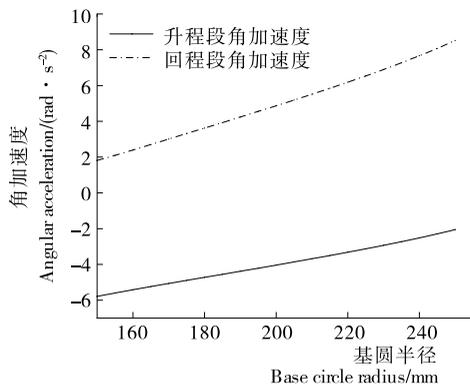


图 8 不同基圆半径下最大角加速度变化曲线

Figure 8 The max diagram corresponding at different base circle radius

同理,得出升程段和回程段在基圆半径为定值(取 $R_j = 200 \text{ mm}$),凸轮转角修正角 δ_i 取不同值($\delta_i = -30^\circ, -20^\circ, \dots, 30^\circ$)时,压力角和角加速度最大值变化如图 9、10 所示。

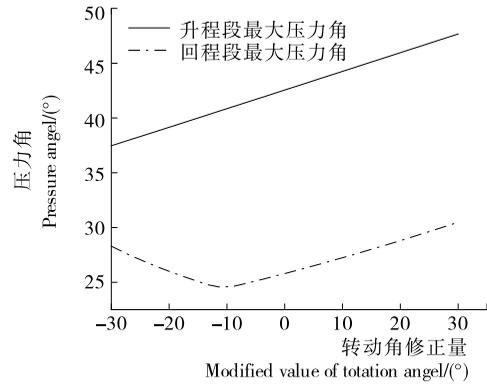


图 9 不同转动角下最大压力角变化曲线

Figure 9 The max variation of pressure angle at different rotation angles

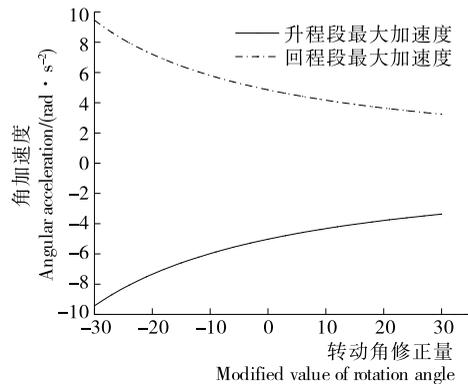


图 10 不同转角下最大角加速度变化曲线

Figure 10 The max angular acceleration variation at different angles of rotation

3.2 仿真分析

取 3.1 中参数在 UG 中建立主凸轮 9、平行四边形机构机架 3、铰链 A 4、铰链 B 5 和转盘 8 的三维模型并进行仿真,测得铰链 A 4 和铰链 B 5 在一个周期内的 x 轴的位移分量如图 11 所示,角加速度变化如图 12 所示。

通过对以上线图进行分析可知,本研究设计的主凸轮能满足姿态要求;基圆半径和凸轮运动角对升程段的压力角和角加速度均有较大影响,且对升程段和回程段角加速度影响结果相反;对回程段压力角和角加速度影响较小。因此,可以考虑以升程段影响为主,选择适当的

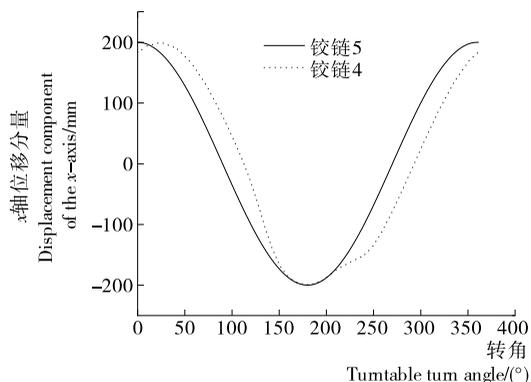
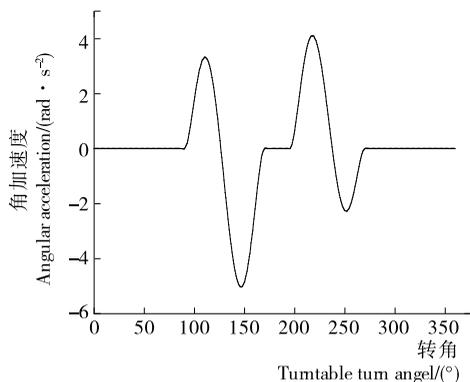
图 11 铰链 A、B 的 x 轴的位移分量Figure 11 The displacement component of the x -axis of hinges A and B

图 12 角加速度变化曲线

Figure 12 Angular acceleration curve

基圆半径和凸轮动角,使升程段在满足条件下,角加速度最大值尽量小,回程段选择适当的凸轮运动角,使回程段角加速度最大值不超过升程段角加速度最大值。

4 结论

利用七次多项式运动规律对高速取纸机构主凸轮廓线方程、压力角计算模型和角加速度方程分析可知:利用七次多项式和圆弧组合曲线实现的凸轮廓线能够满足凸轮—四杆机构高速取纸机构的姿态要求;在升程段,增加基圆半径和升程角对压力角不利,对角加速度最大值有利,满足高速取纸机构对执行件轨迹的特殊要求。但在回程段,增加基圆半径对压力角和角加速度最大值不利,而增加回程角对两者都有利,因此后续可研究通过优化方法选择合理的基圆半径和凸轮运动角。

参考文献

- [1] 雷文斌. 我国包装机械行业发展现状研究[J]. 中国包装工业, 2015(8): 98, 100.
- [2] 袁东. 我国包装与食品机械发展现状及趋势[J]. 时代农机, 2018, 45(5): 58, 71.
- [3] 刘国栋, 成刚虎, 李斌. 摆动式递纸机构应用与分析研究[J].

印刷杂志, 2006(6): 70-72.

- [4] 李龙, 田晓鸿, 曹巨江. 高速取盒机构运动轨迹设计与研究[J]. 包装与食品机械, 2011, 29(3): 28-30.
- [5] 李龙, 曹巨江. 四头取盒机构的研究与设计[J]. 包装与食品机械, 2011, 29(6): 31-34.
- [6] 王宏祥, 赵凯凤, 王仁蛟. 药品纸盒包装机取盒机构优化设计[J]. 机械设计与制造, 2015(5): 69-71.
- [7] 童俊华, 唐曲曲, 武传宇, 等. 自动装盒机椭圆—圆齿轮行星轮系取盒机构轨迹分析与设计[J]. 机械工程学报, 2018, 54(11): 172-179.
- [8] LEDERER H, LONIJ G, CORVES B. Application of higher order derivatives in the synthesis of crank and cam mechanisms[C]//Proceedings of the 5th International Workshop on Computational Kinematics. Duisburg, Germany: Kluwer Academic Publishers, 2009: 217-224.
- [9] GREWAL P S, NEWCOMBE W R. A Comparative study of cam motions for high-speed semi-rigid follower cam systems[J]. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 1988, 12(3): 121-128.
- [10] 巨刚, 袁亮, 刘小月. 凸轮机构高次多项式运动规律曲线研究及仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2015(5): 107-109, 114.
- [11] 赵漫漫, 吴佳, 何雪明, 等. 高速凸轮变系数多项式凸轮曲线的研究[J]. 食品与机械, 2018, 34(3): 98-102.
- [12] 张牧元, 田丰果, 孙一平. 基于 Matlab 的凸轮型线设计与研究[J]. 现代机械, 2013(6): 71-73.
- [13] 范志锋. 基于多软件联合的凸轮机构设计[J]. 包装工程, 2019, 40(3): 174-178.

(上接第 131 页)

- [6] 许平, 潘琳. 现代十大设计理念: 绿色设计[M]. 南京: 江苏美术出版社, 2001: 12.
- [7] 涂阳军, 杨超, 马超群. 基于联觉的食品包装设计方法[J]. 装饰, 2013(8): 116-117.
- [8] 方晓正. 地域文化符号在洛阳三彩画中的设计研究[D]. 郑州: 中原工学院, 2017: 10.
- [9] 李娟, 何焯. 土特产品包装再设计的“推陈出新”: 以姑辽茶包装为例[J]. 湖南包装, 2019, 34(2): 77-79, 87.
- [10] 胡艳珍, 刘怡玮. 基于地域文化的仰韶酒包装品牌形象解析[J]. 湖南包装, 2018, 33(3): 76-79.
- [11] 赵婷婷. 传统节庆食品包装的情感化设计[J]. 湖南包装, 2018, 33(5): 54-57.
- [12] 张冰钰. 基于趣味构成形式的现代食品包装设计[J]. 食品与机械, 2018, 34(10): 113-117.
- [13] 张新爱, 关润伶. 玉米秸秆包装材料的开发研究[J]. 包装工程, 2010, 31(11): 56-58, 113.
- [14] 杨哪. 玉米秸秆制备冷鲜肉食品保鲜吸水薄膜的研究[D]. 无锡: 江南大学, 2008: 10.
- [15] 杨希楠. 包装造型设计中的情感设计表达研究[J]. 湖南包装, 2018, 33(3): 70-72.