

纸盒折边机折纸段凸轮连杆机构的优化设计

谢鼎越 邓援超 蔡宇飞 宋志成

(湖北工业大学 机械工程学院, 武汉 430068)

摘要: 以纸盒折边机折纸段凸轮连杆机构为例,首先,根据实际工况对凸轮进行初步设计;然后,结合凸轮许用压力角设计凸轮机构的解析法,以摆杆转角和凸轮与摆杆间中心距为设计变量建立数学模型。利用NSGA-II优化算法,对凸轮连杆机构进行多目标优化设计,并从生成的Pareto解集中选取最优解。根据优化结果对初步设计的凸轮连杆组合机构进行了调整,并采用Matlab软件编程获得凸轮的轮廓线,验证了优化后的凸轮压力角符合许用压力角。最后,利用Adams软件对优化后的凸轮连杆机构进行仿真分析。结果表明,铲刀运动的位移、速度和加速度符合设计要求,验证了优化结果的正确性和可行性,也为其他凸轮连杆机构的优化设计提供了可借鉴的方法。

关键词: 凸轮连杆机构; 许用压力角; NSGA-II优化算法; 多目标优化; 仿真分析

中图分类号: TH122; TH112 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.08.020

0 引言

在凸轮连杆组合机构的设计中,为使机构以最佳状态运行,需要对各部分的尺寸和相对位置进行优化设计。目前常采用优化算法进行机构设计,周红妮等^[1]采用多目标遗传算法(NSGA-II)实现了汽车前桥转向机构的多目标优化。李秀兰等^[2]采用修正的遗传算法对目标函数进行了全局搜索,获得了最佳的凸轮轮廓和连杆长度。顾寄南等^[3]以曲柄齿轮齿条的齿轮摆角、齿轮角加速度以及齿轮齿条重合对为优化目标,运用NSGA-II算法对设计参数进行了多目标优化,并从解集中确定了最优设计方案。

为获得设计合理、结构紧凑的摆动从动件凸轮机构,华大年^[4]基于类速度图提出了根据许用压力角设计最小尺寸摆动从动件平面凸轮的解析法。常勇等^[5-6]对他提出的解析法进行了注记和补充,提出了华大年方法的适用范围和不适用情况的产生原理。

在一款高档纸盒的生产中,需要将过胶后的纸盒面纸的包边侧翻折180°,并精确贴合到内侧的灰纸板上^[7],针对该需求设计的纸盒折边机采用凸轮连杆组合机构,使用2个凸轮推动连杆机构实现预定的工艺动作。本文针对纸盒折边机的折纸段凸轮连杆机构进行设计,该机构采用凸轮摆杆与平面连杆组合从而实现预定的动作。在已知推杆运动规律和凸轮许用压力角的条件下,结合凸轮许用压力角设计最小尺寸的凸轮摆杆机构,并根据NSGA-II优化算法对摆杆转

角、凸轮与摆杆中心距等参数进行多目标优化设计,从而获取最优的结构设计方案,最终通过编制程序验证设计的正确性。

1 折纸段凸轮连杆机构的设计

图1(a)所示为围条未折边时的状态,即围条底部和面纸初步贴合的状态;图1(b)所示为由上料机械手将未折边围条放到工位上进行预折边的围条;图1(c)所示为面纸包边贴合到围条后的状态。

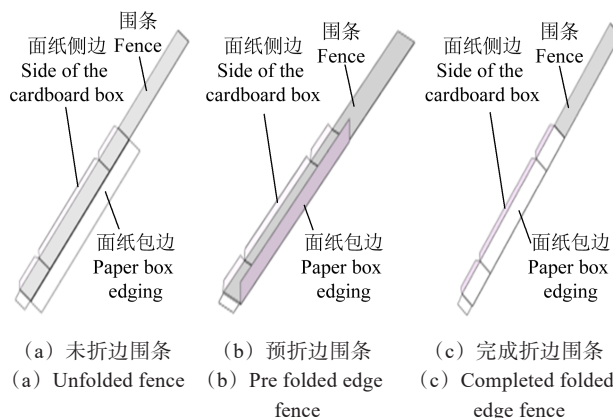


图1 面纸折边流程

Fig. 1 Process of paper edge folding

折纸段凸轮动作过程可分为推程段、远休止段、回程段和近休止段4个部分,即将铲刀由M点推到N点并返回,如图2所示(虚线表示连杆机构部分最终位置),其中 O_2 点位于X轴上,B和B'点在同一竖直线上,其坐标分别为 $B(130.12\text{ mm}, -51.65\text{ mm})$ 、

收稿日期: 2023-10-09 修回日期: 2023-12-04

基金项目: 科技部创新方法专项(2020IM020800-01)

作者简介: 谢鼎越,男,1997年生,湖北襄阳人,硕士研究生;主要研究方向为机械设计及创新;E-mail:392495512@qq.com。

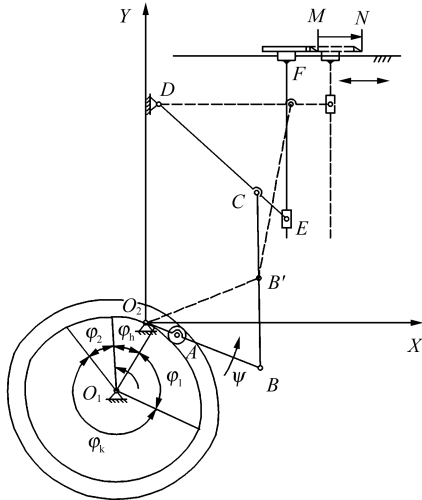
邓援超(通信作者),男,1963年生,湖北孝感人,教授,硕士研究生导师;主要研究方向为机械设计理论及实用机械创新;E-mail:269911900@qq.com。

引用格式: 谢鼎越,邓援超,蔡宇飞,等. 纸盒折边机折纸段凸轮连杆机构的优化设计[J]. 机械强度,2025,47(8):168-174.

XIE Dingyue, DENG Yuanchao, CAI Yufei, et al. Optimization design of cam linkage mechanism for paper folding section of carton folding machine[J]. Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(8): 168-174.

B' (130.12 mm, 51.65 mm), O_2A 与 O_2B 共线。其中未知的量有: O_1 点、 O_2 点的位置, 摆杆 O_2B 的长度以及 O_2 点到滚子 A 的距离。

1) 推程段。凸轮转动从而推动滚子 A 带动摆杆 O_2B 绕 O_2 点转动, 通过各个连杆推动铲刀移动, 当 B 点转动到 B' 点时, 铲刀向前移动并完成面纸折边动作, 即从 M 点推动到 N 点, 推程角 $\varphi_1 = \pi/3$ 。



φ_1 -推程角; φ_k -远休止角; φ_2 -回程角; φ_h -近休止角。
 φ_1 -Push stage; φ_k -Distant rest segment; φ_2 -Return section; φ_h -Near rest segment.

图 2 折纸段凸轮运动示意图

Fig. 2 Origami section cam movement diagram

2) 远休止段。凸轮使摆杆 O_2B 保持在 O_2B' 位置, 此时铲刀静止保压, 以及等待其他工艺动作完成, 远休止角 $\varphi_k = \frac{4}{3}\pi$ 。

3) 回程段。铲刀完成送纸动作后, 凸轮进入回程, 通过回程段廓线使滚子 A 平稳过渡到基圆上, 将铲刀从 N 点推回到 M 点, 回程角 $\varphi_2 = \pi/6$ 。

4) 近休止段。摆杆 O_2B 回到初始位置, 近休止角 $\varphi_h = \pi/6$ 。

铲刀在折纸过程中要尽可能无冲击且速度变化平稳, 以避免折边的面纸出现褶皱现象, 因此从动件运动规律采用正弦加速度运动规律。根据纸盒折边机中组合机构的动作要求, 凸轮采用槽道凸轮机构, 故凸轮往返行程皆为推程。摆杆 O_2B 的运动规律表达式为

$$\begin{cases} \psi = \psi_{\max} \left[\frac{\varphi}{\phi} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi}{\phi} \varphi\right) \right] \\ v = \frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{\psi_{\max}}{\phi} \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi}{\phi} \varphi\right) \right] \\ a_0 = \frac{\partial^2 \psi}{\partial \varphi^2} = \frac{2\pi\psi_{\max}}{\phi^2} \sin\left(\frac{2\pi}{\phi} \varphi\right) \end{cases} \quad (1)$$

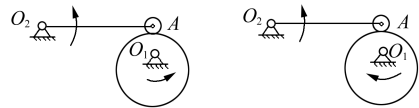
式中, ψ 为摆角; v 为角速度; a_0 为角加速度; φ 为凸轮转角, $\varphi \in [0, \phi]$, 其中, ϕ 为最大推程角; ψ_{\max} 为摆杆 O_2B 的最大摆角。

2 按许用压力角设计凸轮最小尺寸

以摆动从动件的运动规律设计平面凸轮的轮廓线时, 必须确定凸轮的基圆半径、摆杆长度和两者的中心距。在折纸段凸轮机构的设计实例中, 凸轮和摆杆的中心距可根据机构总体尺寸确定大致范围, 但凸轮基圆直径和摆杆长度未知。

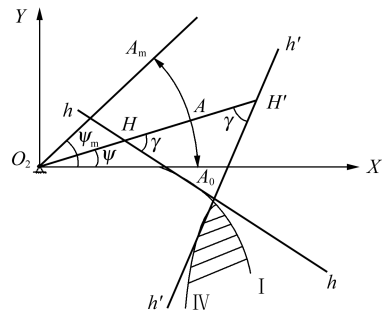
为获得整体轻便紧凑且受力较好的凸轮机构, 需要凸轮的基圆尺寸尽可能小, 基圆尺寸又与压力角有直接关联, 而这两者又是矛盾的。为解决这一问题, 按许用压力角设计凸轮最小尺寸便成了最优选择。

如图 3 所示, 在直角坐标系 O_2XY 中, 原点 O_2 为摆杆轴心, X 轴沿摆杆初始位置 O_2A_0 , 由 X 轴以 O_2 点为轴心沿逆时针旋方向转 90° 得到 Y 轴, O_2A_m 为摆杆终止位置, ψ_m 为摆杆动程角。



(a) 摆杆推程与凸轮转向相同(相反)

(a) Swing stroke the same (opposite) as the cam steering



(b) 摆杆推程曲线 I 和 IV

(b) Pendulum push curve boundaries I and IV

图 3 槽道凸轮轴心位置图

Fig. 3 Diagram of slotted cam axis position

2.1 摆杆推程与凸轮转向相同时曲线 I

如图 3 所示, 当摆杆推程与凸轮转向相同时, 设摆杆在某位置 O_2A , 在上面取 $AH = l\psi'$ (其中, l 为摆杆 O_2A 的长度; ψ' 为摆杆类角速度, $\psi' = \frac{d\psi}{d\varphi}$), 过 H 点作与 HA 夹角为 γ (许用传动角) 的直线 $h-h$, 其方程为

$$\frac{Y - l(1 - \psi') \sin \psi}{X - l(1 - \psi') \cos \psi} = -\tan(\gamma - \psi) \quad (2)$$

式中, l, γ 均为常数; ψ, ψ' 均为关于凸轮转角 φ 的函数。因此, 式(2)可写为 $F(X, Y, \varphi) = 0$ 的形式, 为关于变量 φ 的直线族。当凸轮转角 φ 变化时, 直线族将会形成一条包络曲线, 包络线的坐标可根据微分几何求解, 即

$$\begin{cases} F(X, Y, \varphi) = 0 \\ \frac{\delta F(X, Y, \varphi)}{\delta \varphi} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

将式(3)联立求解, 即可得包络曲线 I 为

$$\begin{cases} X = l \sin N\gamma [(1 - N\psi') \sin(N\gamma - \psi) + \\ \quad \frac{\psi''}{N\psi'} \cos(N\gamma - \psi)] \\ Y = l \sin N\gamma [(1 - N\psi') \cos(N\gamma - \psi) - \\ \quad \frac{\psi''}{N\psi'} \sin(N\gamma - \psi)] \end{cases} \quad (4)$$

式中, N 为符号变量, 且当摆杆推程与凸轮转向相同时, $N = 1$ 。

2.2 摆杆推程与凸轮转向相反时曲界线IV

如图3所示, 当摆杆推程与凸轮转向相反时, 设摆杆在某位置 O_2A , 在上面取 $AH' = l\psi'$, 过 H' 点作与 $H'A$ 夹角为 γ 的直线 $h'-h'$, 其方程为

$$\frac{Y - l(1 - N\psi') \sin \psi}{X - l(1 - N\psi') \cos \psi} = -\tan(\gamma - \psi) \quad (5)$$

式中, $N = -1$ 。

此时, 按照由式(2)推导出式(4)的方法可推导出曲界线IV的方程。因此, 式(4)为两曲界线(I, IV)的通用表达式, 且当摆杆推程与凸轮转向相反时, $N = -1$ 。

2.3 槽道凸轮机构

在槽道凸轮机构中, 摆杆往返皆为推程, 根据文献[8]的研究, 凸轮轴心应位于2个曲界线I和IV所围成的阴影区域内, 其最小基圆半径位于2个曲界线的交点, 如图3(b)所示。由于该交点在摆杆往返时对应的摆角一般不重合, 所以在应用式(4)时, 推程段设 $N = 1, \psi = \psi_1$; 回程段设 $N = -1, \psi = \psi_2$ 。由此可得

$$\begin{cases} X = l \sin \gamma [(1 - \psi'_1) \sin(\gamma - \psi_1) + \\ \quad \frac{\psi''_1}{\psi'_1} \cos(\gamma - \psi_1)] \\ Y = l \sin \gamma [(1 - \psi'_1) \cos(\gamma - \psi_1) - \\ \quad \frac{\psi''_1}{\psi'_1} \sin(\gamma - \psi_1)] \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} X = l \sin \gamma [(1 + \psi'_2) \sin(\gamma + \psi_2) + \\ \quad \frac{\psi''_2}{\psi'_2} \cos(\gamma + \psi_2)] \\ Y = -l \sin \gamma [(1 + \psi'_2) \cos(\gamma + \psi_2) - \\ \quad \frac{\psi''_2}{\psi'_2} \sin(\gamma + \psi_2)] \end{cases} \quad (7)$$

式中, $\psi_1, \psi'_1, \psi''_1$ 和 $\psi_2, \psi'_2, \psi''_2$ 对应的角位移分别为 φ_1 和 φ_2 。将式(6)、式(7)联立消去 X, Y 得

$$\begin{cases} (1 - \psi'_2) \sin(\gamma - \psi_1) + \frac{\psi''_1}{\psi'_1} \cos(\gamma - \psi_1) - \\ (1 + \psi'_2) \sin(\gamma + \psi_2) - \frac{\psi''_2}{\psi'_2} \cos(\gamma + \psi_2) = 0 \\ (1 - \psi'_1) \cos(\gamma - \psi_1) - \frac{\psi''_1}{\psi'_1} \sin(\gamma - \psi_1) + \\ (1 + \psi'_2) \cos(\gamma + \psi_2) - \frac{\psi''_2}{\psi'_2} \sin(\gamma + \psi_2) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

式(8)为含有 φ_1, φ_2 这2个变量的非线性方程组, 可采用牛顿法进行求解, 并将求解后的结果代入式(6)或(7)得到 X 和 Y , 可得出计算式^[9]为

$$O_1A_0 = \sqrt{(X-1)^2 + Y^2} \quad (9)$$

$$O_1O_2 = \sqrt{X^2 + Y^2} \quad (10)$$

$$r_0 = O_1A_0(a/O_1O_2) \quad (11)$$

$$l = a/O_1O_2 \quad (12)$$

将 X 和 Y 代入式(9)、式(10), 根据选取的实际中心距 a , 代入式(11)、式(12)可解出凸轮基圆半径 r_0 和摆杆 O_2A 长度 l 。

3 基于NSGA-II算法的优化设计

在工程实际中, 常遇到需要在给定范围内寻找多个目标均为最佳情况的优化问题, 而多个数值目标在给定区域内的最优问题称为多目标优化问题^[10]。NSGA-II 算法是当前应用最广泛的遗传算法之一, 具有速度快, 解集收敛性较好的特点。由于多目标优化问题中的多个子目标是相互冲突的, 所以 NSGA-II 算法得出的解不是唯一解, 而是一组最优解集合, 称为 Pareto 解集^[11]。当获得 Pareto 解集后, 根据工程实际经验选出一组比较满意的解。

3.1 目标函数

凸轮机构的尺寸大小往往取决于凸轮的大小, 为使机构更加紧凑, 应尽量减小凸轮的基圆半径^{[12]145-148}。因此定义凸轮的基圆半径作为第1优化目标, 即

$$\min f(1) = r_0 \quad (13)$$

摆杆 O_2B 是由滚子 A 推动而转动的, O_2A 与 O_2B 长度的比值越小, 机构的传力比越大, 其摩擦产生损耗也就越大, 凸轮轴受到的压力也越大。因此, 定义 O_2A 与 O_2B 长度 l 和 L 的比值为第2优化目标, 即

$$\min f(2) = -l/L \quad (14)$$

由于采用的算法是以目标函数分量取极小值为目标, 所以对 l 和 L 的比值取负值以进行优化。

3.2 设计变量

优化变量的选取要能影响优化目标且可以独立控制^{[12]145-148}。如图2所示, 根据已知参数, B 点和 B' 点之间距离 $H_0 = 103.3 \text{ mm}$, X 轴为 BB' 的垂直平分线, 设摆杆从 O_2B 到 O_2B' 的转角为 ψ_m , 则摆杆 O_2B 长度 L 为

$$L = H_0 / [2 \sin(\frac{\psi_m}{2})] \quad (15)$$

式中, ψ_m 为摆杆 O_2B 的最大转角; a 为凸轮轴心 O_1 和摆杆轴心 O_2 之间的中心距。

摆杆 O_2B 长度直接影响第2优化目标 O_2A 与 O_2B

(长度分别为 l, L) 的比值的取值, 且由式 (15) 可知, H_0 一定时, 影响摆杆 O_2B 长度 L 的参数就只有摆杆 O_2B 的最大转角 ψ_m 。此外, 凸轮轴心 O_1 和摆杆轴心 O_2 之间的中心距 a 决定了第 1 优化目标基圆半径的取值。

因此, 设定摆杆 O_2B 的最大转角 ψ_m 和凸轮轴心 O_1 和摆杆轴心 O_2 之间的中心距 a 为设计变量, 即

$$x = [x_1, x_2] = [\psi_m, a] \quad (16)$$

3.3 约束条件

考虑到纸盒折边机机构整体的结构大小, 限制实际中心距 a 的范围为

$$0 \text{ mm} < a \leq 200 \text{ mm} \quad (17)$$

由于摆杆转角 ψ_m 关系到摆杆 O_2B 长度, 太小会增大机构尺寸, 太大会增大最大压力角且使各部件之间的比例相差过大。因此, 结合本实例, 为确保机构尺寸合理, 定义摆杆转角 ψ_m 的范围为

$$30^\circ \leq \psi_m \leq 60^\circ \quad (18)$$

3.4 优化结果及选择

根据所推导出的各个变量之间的相互关系, 采用 Matlab 软件进行编程。设定优化算法种群数为 50, 迭代次数为 100, 运行后得到 Pareto 最优解集, 如图 4 所示, *号表示 NSGA-II 算法得出的最优解分布。

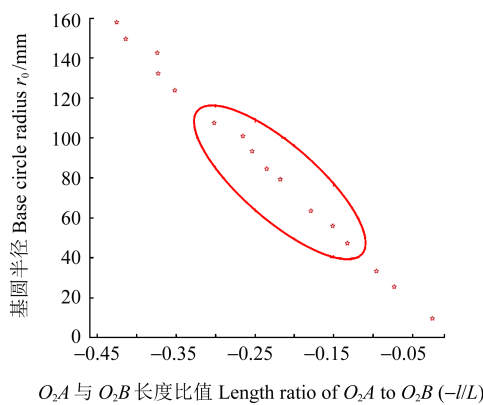


图 4 Pareto 最优解集

Fig. 4 Pareto optimal solution set

由图 4 可以看出, 左上角的解中, O_2A 与 O_2B 长度比值较大, 凸轮推动摆杆的力较小, 但此时的基圆半径较大, 整体结构尺寸较大; 而右下角的解则相反, O_2A 与 O_2B 长度比值较小, 将会导致机构在运动时凸轮所受到的力较大, 机构的力学性能较差。因此, 从 Pareto 最优解集中选取中间区域的 8 组方案 (表 1), 在图 4 红色圈内, 并利用多目标加权灰靶决策模型做决策, 进而选取出一组最优的设计方案^[13]。决策过程如下:

表 1 8 组 Pareto 最优解

Tab. 1 8 groups of Pareto optimal solutions

指标 Index	基圆半径 Base circle radius r_0/mm	O_2A 与 O_2B 长度比值 Length ratio of O_2A to O_2B $-l/L$	摆杆 O_2B 的长度 Length of O_2B L/mm
第 1 组 Group 1	47.250 9	0.132 8	170.617 2
第 2 组 Group 2	55.943 8	0.151 4	147.856 8
第 3 组 Group 3	63.465 7	0.179 1	173.793 6
第 4 组 Group 4	79.226 2	0.218 0	156.226 3
第 5 组 Group 5	84.547 5	0.235 1	162.697 5
第 6 组 Group 6	93.375 6	0.253 6	149.481 9
第 7 组 Group 7	100.934 6	0.265 2	136.318 1
第 8 组 Group 8	107.500 2	0.301 8	169.417 5

1) 8 组解集对应的矩阵 R 为

$$R = (r_{ij})_{m \times n} = \begin{bmatrix} 47.250 9 & 0.132 8 & 170.617 2 \\ 55.943 8 & 0.151 4 & 147.856 8 \\ 63.465 7 & 0.179 1 & 173.793 6 \\ 79.226 2 & 0.218 0 & 156.226 3 \\ 84.547 5 & 0.235 1 & 162.697 5 \\ 93.375 6 & 0.253 6 & 149.481 9 \\ 100.934 6 & 0.265 2 & 136.318 1 \\ 107.500 2 & 0.301 8 & 169.417 5 \end{bmatrix} \quad (19)$$

在优化目标中, O_2A 与 O_2B 长度的比值影响着机构的力学性能, 对机构运动状态有主要影响, 故取较大权重; 基圆半径和摆杆 O_2B 的长度 L 影响着机构的整体尺寸, 对机构运动有一般影响, 取较小权重, 因此将权重设定为

$$e = (e_1, e_2, e_3) = (0.3, 0.4, 0.3) \quad (20)$$

式中, e_1, e_2, e_3 分别对应基圆半径和 O_2A, O_2B 长度的比值与摆杆 O_2B 的长度 L 的权重。

2) 决策矩阵。工程项目的决策中, 由于不同的指标有不同的量纲, 在决策中无法直接进行比较, 所以需要将决策矩阵进行标准化。 $[-1, 1]$ 区间决策算子可以对高于平均水平的决策赋 0~1 的正值, 对低于平均水平的赋 -1~0 的负值, 从而保证对于决策有奖有罚。本次主要针对的指标均为效益型指标, 故采用表达式为

$$z_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{ij}, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (21)$$

越大越好时, 为

$$\gamma_{ij} = \frac{x_{ij} - z_j}{\max(\max_j |x_{ij}| - z_j, z_j - \min_j |x_{ij}|)} \quad (22)$$

越小越好时, 为

$$\gamma_{ij} = \frac{z_j - x_{ij}}{\max(\max_j |x_{ij}| - z_j, z_j - \min_j |x_{ij}|)} \quad (23)$$

由式(21)~式(23)得出决策矩阵K,为

$$K = (k_{ij})_{m \times n} = \begin{bmatrix} 1.000 0 & -0.995 9 & -0.560 3 \\ 0.726 5 & -0.776 2 & 0.475 1 \\ 0.489 8 & -0.449 1 & -0.704 7 \\ -0.006 2 & 0.010 3 & 0.094 4 \\ -0.173 6 & 0.212 3 & -0.200 0 \\ -0.451 4 & 0.430 8 & 0.401 2 \\ -0.689 2 & 0.567 8 & 1.000 0 \\ -0.895 8 & 1.000 0 & -0.505 7 \end{bmatrix} \quad (24)$$

3) 结合优化目标,求最佳结果向量 $k =$

$[k_1^0, k_2^0, k_3^0]$,即

$$k = [1.000, 1.000, 1.000] \quad (25)$$

4) 计算各个方案向量与最佳结果向量的距离:

$$\delta_i = |k_i - k| = \sqrt{e_1(k_{i1} - k_1^0)^2 + e_2(k_{i2} - k_2^0)^2 + e_3(k_{i3} - k_3^0)^2} \quad (26)$$

其结果分别为 $\delta_1=1.524 4, \delta_2=1.169 2, \delta_3=1.337 9, \delta_4=0.970 3, \delta_5=1.045 7, \delta_6=0.932 3, \delta_7=0.964 8, \delta_8=1.326 0$,可以看出 δ_6 最小,表示其距离最佳结果的距离最近。因此,选用第6组作为最优解决方案,即基圆半径 $r_0=93.375 6$ mm, O_2A 与 O_2B 长度比值 $l/l=0.253 6$ 。此时对应的凸轮参数如表2所示。

表2 凸轮参数

Tab. 2 Cam parameters

参数 Parameter	基圆半径 Base circle radius r_0 /mm	摆杆最大转角 Maximum swing angle of the swing bar $\psi_m/^\circ$	中心距 Center distance a /mm	O_2A 长度 Length of O_2A l /mm	O_2B 长度 Length of O_2B l /mm
值 Value	93.375 6	40.427 9	117.832 6	37.908 6	149.481 9

4 凸轮设计

根据式(1)中摆杆的运动规律和表2中摆杆转角及凸轮基圆半径,采用 Matlab 软件绘制程序绘制凸轮理论轮廓线、实际轮廓线、基圆^[14],如图5所示。

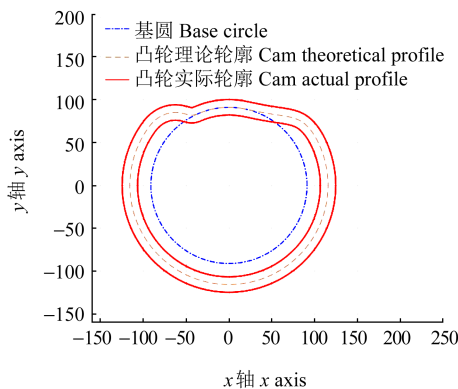


图5 凸轮理论轮廓线、实际轮廓线、基圆

Fig. 5 Theoretical and actual profiles, and base circle of the cam
编制凸轮压力角程序,获取凸轮的压力角曲线,如图6所示。

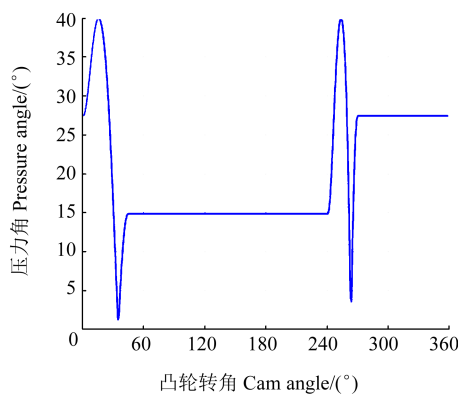


图6 凸轮压力角

Fig. 6 Cam pressure angle

由图6可知,凸轮的最大压力角为 40° ,符合设定的许用压力角 $[\alpha]$,满足设计要求。

5 基于 Adams 软件的仿真分析

基于前文的计算,可以确定凸轮连杆机构中各个杆以及凸轮的各项参数。为了更直观地验证所设计的凸轮连杆机构的运动参数是否符合设计要求,在 Adams 软件中建立凸轮连杆机构的运动模型,并对其进行仿真,得到了铲刀运动的位移、速度和加速度曲线,如图7~图9所示。

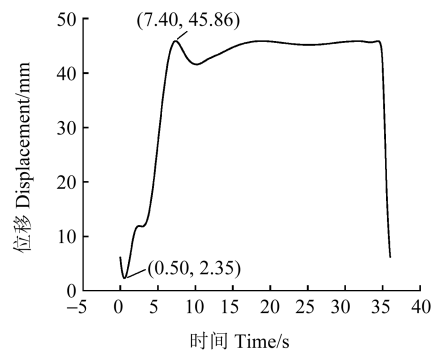


图7 铲刀运动位移

Fig. 7 Movement displacement of the blade

由图7可知,铲刀从起始位置(2.35 mm)运动到最远位置(45.86 mm),总位移为43.51 mm,满足铲刀位移需在40~50 mm的要求。并且在15~35 s间铲刀的位移没有太大的变化,可以满足在折边后对纸板进行保压的要求,使面纸与灰纸板贴合紧密。

由图8可知,铲刀的运动速度最高达到46.55 mm/s,满足设计需求。虽然在33~36 s段速度存在突变,但此处属于凸轮的回程段,并且在第5节中已经验证回程段的凸轮压力角满足设计要求,故此处突

变合理,不影响机构整体的运行和功能的实现。

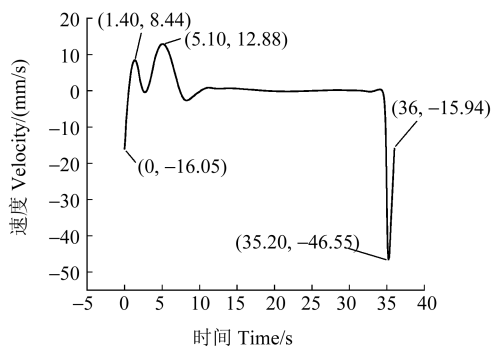


图 8 铲刀运动速度

Fig. 8 Blade movement velocity

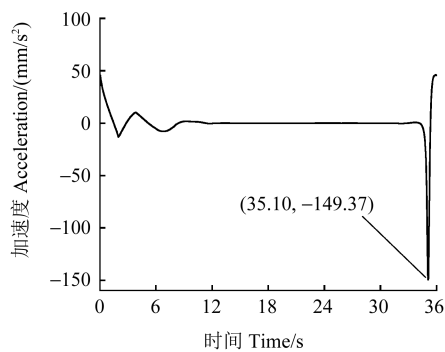


图 9 铲刀运动加速度

Fig. 9 Blade movement acceleration

由图 9 可知,铲刀的运动加速度在 33~36 s 产生突变并且达到峰值 149.37 mm/s^2 ,与图 8 中的情况类似,此阶段属于凸轮回程段,且此加速度由于数值较小,所产生的力和冲击不大,故不会影响机构的整体运行和功能的实现。

6 结论

以纸盒折边机折纸段凸轮连杆机构为例,对机构进行优化,得出以下主要结论:

1) 根据凸轮许用压力角设计凸轮,并用 NSGA-II 多目标算法对凸轮进行优化设计,随后用 Matlab 软件验证了优化后的凸轮压力角符合设计要求,证明了该方法的有效性。

2) 利用 Adsms 软件对优化后的凸轮连杆机构进行仿真分析,验证了该凸轮连杆机构的运动的可靠性和可行性,为其他凸轮连杆组合机构的优化设计提供了可借鉴的方法。

所提的方法还可以通过改变凸轮推程角、远休止角、回程角与近休止角和采用不同的组合机构进一步优化凸轮连杆机构的运动速度和加速度,以降低其速度和加速度的峰值。限于篇幅,这些研究暂时还未开展,这也是后续需要进行研究的内容。在仿真得到的

铲刀运动加速度图中,近休止段加速度有所变化,此变化的原因也需要进一步思考。

参考文献 (References)

- [1] 周红妮,冯樱,胡群,等. 多目标遗传算法 NSGA-II 在某双前桥转向机构优化设计中的应用[J]. 机械设计与制造, 2015(11): 140-143.
ZHOU Hongni, FENG Ying, HU Qun, et al. Application of multi-objective genetic algorithm NSGA-II in optimal design on a dual-front-axle steering mechanism [J]. Machinery Design & Manufacture, 2015(11): 140-143. (In Chinese)
- [2] 李秀兰,赵海鸣,李密,等. 横向热封切断机构设计与优化[J]. 机械设计, 2021, 38(11): 7-11.
LI Xiulan, ZHAO Haiming, LI Mi, et al. Design and optimization of the transverse heat-sealing-and-cutting mechanism [J]. Journal of Machine Design, 2021, 38(11): 7-11. (In Chinese)
- [3] 顾寄南,张瑜. 曲柄齿轮齿条组合机构的多目标优化设计[J]. 机械设计与制造, 2017(增刊 1): 144-148.
GU Jinan, ZHANG Yu. Multi-objective optimization design of crank-gear-rack combined mechanism [J]. Machinery Design & Manufacture, 2017(Suppl. 1): 144-148. (In Chinese)
- [4] 华大年. 按许用压力角设计最小尺寸的摆动从动杆平面凸轮的解析法[J]. 机械工程学报, 1982, 18(4): 74-93.
HUA Danian. An analytical method for designing the minimum size oscillating follower plane cam according to the permissible pressure angle [J]. Journal of Mechanical Engineering, 1982, 18(4): 74-93. (In Chinese)
- [5] 常勇,吴从焮,李延平. 关于《按许用压力角设计最小尺寸的摆动从动杆平面凸轮的解析法》一文的再记[J]. 黑龙江商学院学报(自然科学版), 1990(4): 15-19.
CHANG Yong, WU Congxin, LI Yanping. A further note on the article "Analytical method for designing the minimum size of oscillating follower plane cams according to the permissible pressure angle" [J]. Journal of Heilongjiang Business School (Natural Science Edition), 1990(4): 15-19. (In Chinese)
- [6] 常勇,吴从焮,李延平. 关于《按许用压力角设计最小尺寸的摆动从动杆平面凸轮的解析法》一文的两点再记[J]. 黑龙江商学院学报(自然科学版), 1989(2): 49-54.
CHANG Yong, WU Congxin, LI Yanping. Two notes on the article "Analytical method for designing the minimum size oscillating follower plane cam according to the permissible pressure angle" [J]. Journal of Heilongjiang Business School (Natural Science Edition), 1989(2): 49-54. (In Chinese)
- [7] 朱天天,邓援超,夏万. 利用连杆机构实现纸盒折边装置铲刀轨迹的优化设计[J]. 包装工程, 2021, 42(23): 232-237.
ZHU Tiantian, DENG Yuanchao, XIA Wan. Optimal design of cutter track of paper box edge folding device by connecting rod mechanism [J]. Packaging Engineering, 2021, 42(23): 232-237. (In Chinese)
- [8] 常勇,王知行,马喜川. 按许用压力角设计最小尺寸的摆动从动杆盘形凸轮机构的解析法[J]. 黑龙江商学院学报(自然科学版), 1999(3): 43-49.

- CHANG Yong, WANG Zhixing, MA Xichuan. The analytics for designing minimum size oscillating follower disc cam mechanism in accordance with allowable pressure angle[J]. Journal of Heilongjiang Commercial College (Natural Sciences Edition), 1999(3): 43-49. (In Chinese)
- [9] 常勇, 杨富富, 李延平. 摆动从动杆盘形凸轮机构最小尺寸的完全解法[J]. 农业机械学报, 2013, 44(3): 237-245.
- CHANG Yong, YANG Fufu, LI Yanping. Thorough solution of the minimum size of disc cam mechanism with oscillating follower[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(3): 237-245. (In Chinese)
- [10] 张学良, 刘丽琴. 智能优化算法及其在机械工程中的应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2012: 141-142.
- ZHANG Xueliang, LIU Liqin. Intelligent optimization algorithm and its application in mechanical engineering[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2012: 141-142. (In Chinese)
- [11] 林书富. 基于 MOEA/D 的差分进化多目标优化算法研究[D]. 厦门: 厦门大学, 2017: 9-12.
- LIN Shufu. Research on differential evolutionary multi-objective optimization algorithm based on MOEA/D[D]. Xiamen: Xiamen University, 2017: 9-12. (In Chinese)
- [12] 叶纲. 直动从动件凸轮机构的计算机辅助设计[J]. 中国计量学院学报, 1996, 7(1): 39-46.
- YE Gang. CAD for the cam mechanism of moved member[J]. Journal of China University of Metrology, 1996, 7(1): 39-46. (In Chinese)
- [13] 王进, 李准, 曹升元. 加权灰靶决策模型在技术创新项目综合评价中的应用[J]. 科技进步与对策, 2008, 25(9): 145-148.
- WANG Jin, LI Zhun, CAO Shengyuan. Application of weight grey target decision model for integrated evaluation of the technological innovation project[J]. Science & Technology Progress and Policy, 2008, 25(9): 145-148. (In Chinese)
- [14] 杜韧, 冯伟娜, 刘昭, 等. 基于 MATLAB 语言的凸轮轮廓曲线的解析法设计[J]. 机械工程师, 2018(7): 1-4.
- DU Ren, FENG Weina, LIU Zhao, et al. Analytical method design of cam profile curve based on MATLAB[J]. Mechanical Engineer, 2018(7): 1-4. (In Chinese)

Optimization design of cam linkage mechanism for paper folding section of carton folding machine

XIE Dingyue DENG Yuanchao CAI Yufei SONG Zhicheng

(School of Mechanical Engineering, Hubei University of Technology, Wuhan 430068, China)

Abstract: This article took the folding section cam linkage mechanism of a carton folding machine as an example. Firstly, a preliminary design of the cam was carried out based on actual working conditions. Then, combined with the analytical method designing the cam mechanism based on the allowable pressure angle of the cam, a mathematical model was established with the swing rod angle and the center distance between the cam and the swing rod as design variables. Using the NSGA-II optimization algorithm, perform multi-objective optimization design on the cam linkage mechanism and select the optimal solution from the generated Pareto solution set. Based on the optimization results, the preliminary design of the cam linkage combination mechanism was adjusted, and the contour of the cam was obtained through Matlab programming, verifying that the optimized cam pressure angle met the allowable pressure angle. Finally, simulation analysis was conducted on the optimized cam linkage mechanism using Adams software. It is found that the displacement, velocity, and acceleration of the blade movement meet the design requirements, verifying the correctness and feasibility of the optimization results. At the same time, it also provides a reference method for the optimization design of other cam linkage mechanisms.

Key words: Cam linkage mechanism; Allowable pressure angle; NSGA-II optimization algorithm; Multi objective optimization; Simulation analysis

Corresponding author: DENG Yuanchao, E-mail: 269911900@qq.com

Fund: Innovation Methods Special Project of the Ministry of Science and Technology (2020IM020800-01)

Received: 2023-10-09 Revised: 2023-12-04