

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.04.043

基于多目标的机械压力机六连杆机构设计*

宋清玉^{1,2} 李 建² 殷文齐²

(1. 燕山大学机械工程学院, 秦皇岛 066004; 2. 一重集团大连设计研究院有限公司, 大连 116600)

【摘要】 提出了基于轨迹、速度和加速度多目标设计要求的六连杆机构轨迹综合优化设计方法。利用傅里叶级数理论,建立了六连杆机构运动轨迹的精确数学表达式,并推导出了滑块速度和加速度计算公式。根据机构工程化设计约束条件,给与给定轨迹上对应运动点的轨迹、速度、加速度差值最小和机构高度最小为优化目标,建立了压力机六连杆机构优化设计数学模型,采用惩罚函数和复合形相结合的优化算法进行求解,获得了与给定轨迹逼近程度较高以及机构参数合理的六连杆机构。通过实例,验证了设计方法的正确性和有效性。

关键词: 六连杆压力机 多目标 传动机构 运动轨迹 优化设计

中图分类号: TH112 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)04-0225-05

Mechanical Press Six-link Mechanism Design Based on Multi-objective

Song Qingyu^{1,2} Li Jian² Yin Wenqi²

(1. College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China

2. Dalian Design & Research Institute Co., Ltd., CFHI, Dalian 116600, China)

Abstract

Six-link transmission mechanism optimization design was proposed with the multi-objective demand of path, velocity and acceleration. A brief uniform mathematical description of the slide motion path was established using Fourier series theory. Then the formulas of the slide velocity and acceleration were obtained. According to the constraint conditions of mechanism engineering design, taking the minimum deviation error of slide kinematics data and the minimum mechanism height as the optimization object, the optimization model of transmission mechanism design was established. It was performed by the composite optimization algorithms based on penalty function and complex algorithm. The validity and effectiveness of the proposed method were verified by a practical instance.

Key words Six-link mechanical press, Multi-objective, Transmission mechanism, Motion path, Optimization design

引言

六连杆机械压力机是汽车冲压生产线上广泛使用的板材拉延成形设备,滑块工作速度低且平稳,能很好地满足板材拉延成形工艺要求。为提高压力机传动性能和满足板材拉延速度要求,用户往往要求压力机传动机构能够实现给定的运动轨迹,因此,就

需要应用优化设计方法,使所设计的传动机构在满足一定约束条件下能最佳地逼近给定的运动轨迹。文献[1]提出了一种连杆机构运动轨迹进化设计方法,对连杆曲线进行分类和特征提取,采用遗传算法对进化因子进行基因操作,实现了连杆机构优化设计。文献[2]采用拓扑算法对平面四杆机构进行轨迹综合优化设计,使其优化生成轨迹与给定轨迹上

收稿日期: 2011-08-24 修回日期: 2011-09-19

*“十一五”国家科技专项资助项目(2010ZX04004-112)

作者简介: 宋清玉, 博士生, 一重集团大连设计研究院有限公司研究员, 主要从事重型压力机设计与理论研究, E-mail: song.qy@cfhi.com

对应点差值最小。文献[3]采用拟牛顿非线性算法,优化计算出了符合轨迹和速度设计要求的平面连杆机构尺寸。文献[4]利用复矢量和傅里叶级数理论建立了齿轮五杆曲柄滑块机构运动轨迹的数学模型,并采用数值图谱法实现了机构轨迹综合。这些研究都集中于优化实现给定轨迹的机构设计上,而没有涉及到既要有实现运动轨迹要求,又要有实现轨迹上运动点的速度和加速度多目标设计要求的机构综合设计问题。同时,这些研究忽略了工程化设计约束条件,可能会出现运动干涉以及机构高度、传动角不合理等问题。

本文研究基于轨迹、速度和加速度多目标设计要求的六连杆传动机构综合设计问题,给出既满足机构运动轨迹、轨迹上运动点的速度和加速度要求,又同时满足工程化设计要求的六连杆机构综合设计方法。

1 六连杆机构运动轨迹数学描述

六连杆压力机滑块运动轨迹是以 2π 为周期的函数,定义运动轨迹 h 随曲柄转角 θ 变化的函数为

$$h(\theta) = f(\theta) \quad (\theta \in [0, 2\pi]) \quad (1)$$

傅里叶级数能够以多次谐波的形式无限逼近边界^[5],式(1)按傅里叶级数展开为

$$h(\theta) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos(i\theta) + b_i \sin(i\theta)) \quad (\theta \in [-\pi, \pi]) \quad (2)$$

将式(2)变换为以角度为单位、周期为 $[0, 360^\circ]$ 的傅里叶展开式,即

$$h(\theta) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} \left[a_i \cos\left(\left(\frac{\theta-180}{180}\right)i\pi\right) + b_i \sin\left(\left(\frac{\theta-180}{180}\right)i\pi\right) \right] \quad (\theta \in [0, 360^\circ]) \quad (3)$$

其中

$$\begin{cases} a_0 = \frac{1}{180} \int_0^{360} h(\theta) d\theta \\ a_i = \frac{1}{180} \int_0^{360} h(\theta) \cos\left(\left(\frac{\theta-180}{180}\right)i\theta\right) d\theta \\ b_i = \frac{1}{180} \int_0^{360} h(\theta) \sin\left(\left(\frac{\theta-180}{180}\right)i\theta\right) d\theta \end{cases} \quad (4)$$

傅里叶系数 a_0 、 a_i 和 b_i 可以采用定步长辛普森求积分方法计算。

取 N 项傅里叶级数 $h_N(\theta)$ 作为滑块运动轨迹 $h(\theta)$ 的近似拟合函数,约束条件为

$$|h_N(\theta) - h(\theta)| < \varepsilon \quad (5)$$

式中 ε ——拟合精度

对函数 $h_N(\theta)$ 进行一阶和二阶求导,可得到滑块速度和加速度为

$$v(\theta) = \sum_{i=1}^N \frac{i\pi}{180} \left[-a_i \sin\left(\left(\frac{\theta-180}{180}\right)i\pi\right) + b_i \cos\left(\left(\frac{\theta-180}{180}\right)i\pi\right) \right] \frac{d\theta}{dt} \quad (6)$$

$$a(\theta) = \sum_{i=1}^N \frac{i\pi}{180} \left[-a_i \sin\left(\left(\frac{\theta-180}{180}\right)i\pi\right) + b_i \cos\left(\left(\frac{\theta-180}{180}\right)i\pi\right) \right] \frac{d^2\theta}{dt^2} - \sum_{i=1}^N \frac{i^2\pi^2}{32400} \left[a_i \cos\left(\left(\frac{\theta-180}{180}\right)i\pi\right) + b_i \sin\left(\left(\frac{\theta-180}{180}\right)i\pi\right) \right] \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 \quad (7)$$

文中仅需计算曲柄匀速转动下滑块的速度和加速度,即 $d^2\theta/dt^2 = 0$,则式(7)可简化为

$$a(\theta) = - \sum_{i=1}^N \frac{i^2\pi^2}{32400} \left[a_i \cos\left(\left(\frac{\theta-180}{180}\right)i\pi\right) + b_i \sin\left(\left(\frac{\theta-180}{180}\right)i\pi\right) \right] \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 \quad (8)$$

采用拟合精度自动调整算法,对六连杆压力机滑块运动轨迹数据进行高精度拟合,并计算出滑块速度和加速度,主要步骤为:

(1) 输入六连杆机构运动轨迹数据,计算角度间隔 δ 和最大谐波次数 N_{\max} ,给定初始拟合精度 ε ,精度增加系数 c (一般取 $c=10$),置 $N=1$ 。

(2) 拟合计算,若 $|h_N(\theta) - h(\theta)| < \varepsilon$,输出谐波次数 N 和傅里叶系数;否则转到步骤(3)。

(3) 置 $N=N+1$,若 $N \leq N_{\max}$,转到步骤(2);否则转到步骤(4)。

(4) 置 $\varepsilon = c\varepsilon, N=1$,转到步骤(2)。

(5) 根据轨迹拟合方程,自动计算滑块速度和加速度。

2 六连杆机构优化设计数学模型

2.1 设计变量

图1为压力机六连杆传动机构简图,为保证构件 OB 、 BD 和 DE 在下死点时共线,选取尺寸 L_2 为非独立参数,则独立设计变量共有7个,即

$$\mathbf{X} = (x, y, L_1, L_3, L_4, L_5, L_6) = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7) \quad (9)$$

非独立参数 L_2 计算表达式为

$$L_2 = [x^2 + y^2 + L_1^2 + L_4^2 - 2yL_1 - 2xL_4 \sin\varphi + 2(L_1 - y)L_4 \cos\varphi]^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

2.2 工程化设计约束条件

对于给定的一条六连杆机构运动轨迹,会有很多组机构参数与其匹配,但并不是与其匹配的参数就能够作为压力机传动机构参数,需要综合考虑机构运动干涉、机构高度及传动角等性能指标,同时结合机构成立约束条件,方可建立六连杆机构工程化设计约束条件,建立过程如下:

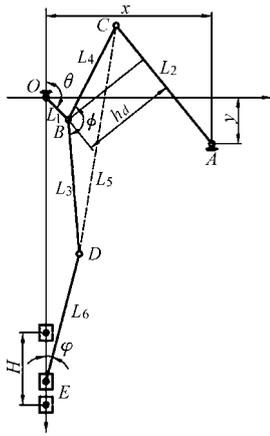


图1 压力机六连杆传动机构简图

Fig.1 Sketch of press six-link transmission mechanism

(1) 为保证机构能够正确运转,建立曲柄-连杆机构成立约束条件为

$$\begin{cases} g_1(\mathbf{X}) = L_1 - L_4 \leq 0 \\ g_2(\mathbf{X}) = L_1 - L_2 \leq 0 \\ g_3(\mathbf{X}) = L_1 - \sqrt{x^2 + y^2} \leq 0 \\ g_4(\mathbf{X}) = L_1 - L_2 - \sqrt{x^2 + y^2} + L_4 \leq 0 \\ g_5(\mathbf{X}) = L_1 + L_2 - L_4 - \sqrt{x^2 + y^2} \leq 0 \\ g_6(\mathbf{X}) = L_1 - L_2 - L_4 + \sqrt{x^2 + y^2} \leq 0 \end{cases} \quad (11)$$

(2) 根据文献[6],建立六连杆机构运动不干涉约束条件为

$$g_7(\mathbf{X}) = 1.2L_1 + 3.9\sqrt{mP_6} + 12\sqrt[3]{P_6} + 49.5\sqrt{uP_2/[\sigma_l]} + \Delta h - \min[h_d] \leq 0 \quad (12)$$

式中 m ——单根主轴上悬挂连杆数(构件DE)

P_6 ——连杆最大受力

u ——摆杆(构件AC)宽厚比系数

P_2 ——摆杆最大受力

$[\sigma_l]$ ——摆杆允许拉应力

Δh ——摆杆外边缘与调速杆(构件CBD)内边缘允许的最小间隙

h_d ——调速杆圆心(B点)至摆杆的垂直距离

(3) 为保证压力机上梁高度在合理的范围内,需对机构高度即构件OB、BD和DE长度之和进行约束为

$$g_8(\mathbf{X}) = L_1 + L_3 + L_6 - [L_1 + L_3 + L_6]_{\max} \leq 0 \quad (13)$$

式中 $[L_1 + L_3 + L_6]_{\max}$ ——机构最大高度

(4) 为保证传动机构的合理性,传动角 φ 需满足约束条件为

$$g_9(\mathbf{X}) = \varphi - \varphi_{\max} \leq 0 \quad (14)$$

式中 φ_{\max} ——允许最大传动角,一般取 $\varphi_{\max} = 45^\circ$

(5) 滑块行程 H 应满足设计公差要求,建立不等式约束条件为

$$\begin{cases} g_{10}(\mathbf{X}) = H_{\min} - H \leq 0 \\ g_{11}(\mathbf{X}) = H - H_{\max} \leq 0 \end{cases} \quad (15)$$

式中 H_{\min} ——允许的滑块行程最小值,一般取 H_{\min} 为滑块理论设计行程

H_{\max} ——允许的滑块行程最大值,一般取 $H_{\max} = 1.1H_{\min}$

(6) 为保证调速杆 CBD 的可制造性和装配性,需对其夹角 ϕ 进行约束

$$\begin{cases} g_{12}(\mathbf{X}) = \phi_{\min} - \phi \leq 0 \\ g_{13}(\mathbf{X}) = \phi - \phi_{\max} \leq 0 \end{cases} \quad (16)$$

式中 ϕ_{\min} ——允许 ϕ 最小值,一般取 $\phi_{\min} = 120^\circ$

ϕ_{\max} ——允许 ϕ 最大值,一般取 $\phi_{\max} = 170^\circ$

(7) 由于机身结构尺寸的限制,需对各构件长度进行约束,不等式约束条件为

$$\begin{cases} g_{13+2i-1}(\mathbf{X}) = x_{i\min} - x_i \leq 0 \\ g_{13+2i}(\mathbf{X}) = x_i - x_{i\max} \leq 0 \end{cases} \quad (i = 1, 2, \dots, 7) \quad (17)$$

式中 $x_{i\min}$ ——设计变量 x_i 的最小值

$x_{i\max}$ ——设计变量 x_i 的最大值

六连杆机构工程化设计约束条件建立完毕后,根据约束条件是否会引起计算程序中断的情况,将上述约束条件分为两类,第1类为会引起计算程序中断的约束条件,用 I_1 表示, $I_1 = \{1, 2, 3, 4, 5, 6, 12, 13\}$,第2类为除1类之外的约束条件,用 I_2 表示, $I_2 = \{7, 8, 9, 10, 11, 14, \dots, 27\}$ 。

2.3 优化目标

为提高优化生成轨迹与给定轨迹的逼近精度,将优化生成轨迹与给定轨迹上对应运动点的轨迹误差、速度误差和加速度误差最小作为优化目标,同时,将机构高度最小作为优化目标,建立优化目标函数为

$$\min f(\mathbf{X}) = \min(w_1 f_1(\mathbf{X}) + w_2 f_2(\mathbf{X}) + w_3 f_3(\mathbf{X}) + w_4 f_4(\mathbf{X})) \quad (18)$$

其中

$$\begin{cases} f_1(\mathbf{X}) = \sqrt{\frac{1}{M+1} \sum_{j=0}^M (h(\mathbf{X}, \theta_j) - h(\theta_j))^2} \\ f_2(\mathbf{X}) = \sqrt{\frac{1}{M+1} \sum_{j=0}^M (v(\mathbf{X}, \theta_j) - v(\theta_j))^2} \\ f_3(\mathbf{X}) = \sqrt{\frac{1}{M+1} \sum_{j=0}^M (a(\mathbf{X}, \theta_j) - a(\theta_j))^2} \\ f_4(\mathbf{X}) = L_1 + L_3 + L_6 \end{cases} \quad (19)$$

式中 w_1 ——优化目标 $f_1(\mathbf{X})$ 权重系数

w_2 ——优化目标 $f_2(\mathbf{X})$ 权重系数

w_3 ——优化目标 $f_3(\mathbf{X})$ 权重系数

w_4 ——优化目标 $f_4(\mathbf{X})$ 权重系数

M ——曲柄转角离散点数,取 $M = 360$

为提高优化收敛速度,将 I_2 类约束条件按外点罚函数法来处理,将其惩罚项加到目标函数中形成罚函数,而保留 I_1 类约束条件,形成新的优化目标函数,为

$$\min f(\mathbf{X}, \gamma_k) = \min (f(\mathbf{X}) + \gamma_k \alpha(\mathbf{X})) \quad (20)$$

$$\text{满足} \quad g_i(\mathbf{X}) \leq 0 \quad (i \in I_1) \quad (21)$$

式中 γ_k ——惩罚函数法中的惩罚因子

惩罚项为

$$\alpha(\mathbf{X}) = \sum_{i \in I_2} [\max(0, g_i(\mathbf{X}))]^2 \quad (22)$$

2.4 优化计算

复合形法是求解约束最优化问题的一种重要的直接解法,其基本思想是在 n 维空间的可行域中随机选取 K 个设计点作为初始复合形的顶点,对复合形各顶点的目标函数值进行比较,不断地丢掉其中的最坏点,代之以较好的新点,构成新的复合形,经过不断迭代计算使复合形逐渐逼近最优点。图2为利用复合形法进行六连杆机构优化设计的流程图,具体步骤如下:

(1) 输入设计变量个数 n 、复合形顶点数 K 、迭代收敛精度 ε_1 和映射系数精度 ε_2 。输入给定的六连杆机构轨迹数据,并采用上述模型进行数据拟合,计算出滑块速度和加速度。

(2) 利用随机方法构建初始复合形各顶点。

(3) 计算各顶点目标函数值,并找出最好点 X_f 、最坏点 X_h 和次坏点 X_g 。

(4) 计算除去最坏点 X_h 外其余顶点形心 X_c 。

(5) 检查 X_c 点的可行性,即满足 I_1 类约束条件,如果否,将其调整为可行点。

(6) 计算映射点 X_R ,并检查其可行性,如果否,将其调整为可行点。

(7) 计算映射点 X_R 的目标函数值 $f(X_R)$,并与最坏点 X_h 的目标函数值 $f(X_h)$ 相比较,若 $f(X_R) < f(X_h)$,则用 X_R 替换 X_h ,构成新复合形,进入第(3)步,否则将映射系数 a 减半,返回第(6)步,重新计算回缩的映射点,循环迭代,直至 $f(X_R) < f(X_h)$ 。当映射系数减小到预先给定的映射系数精度 ε_2 时,仍不能使映射点优于最坏点,即以复合形各顶点中的次坏点代替最坏点,改变映射方向,返回第(4)步。

(8) 检验是否满足迭代收敛精度 ε_1 ,若满足,输出最优解,结束迭代;否则,返回步骤(3),进行下一

次迭代计算。

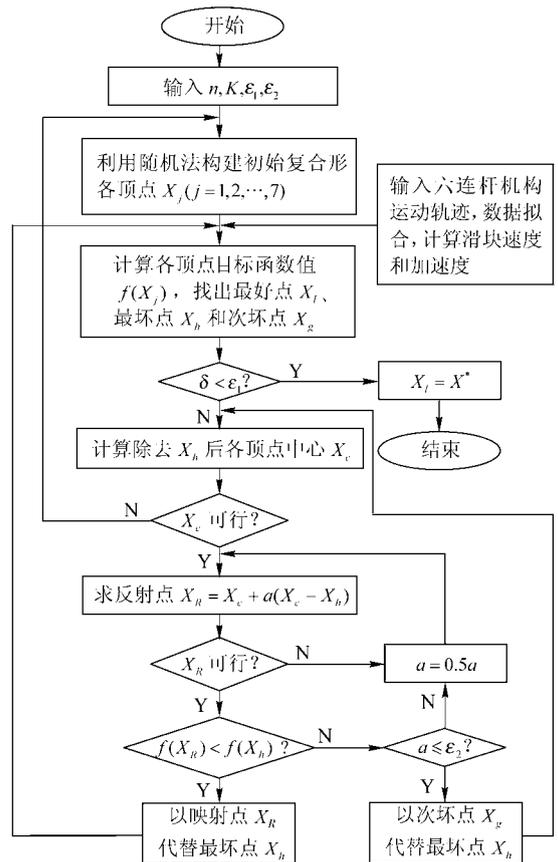


图2 六连杆机构复合形优化流程图

Fig. 2 Flow chart of complex method used in six-link transmission mechanism design

3 算例及分析

以现有的一台机械压力机六连杆机构为例进行轨迹综合优化设计,并与原始机构传动性能进行对比,以验证算法的正确性。原始参数 $\mathbf{X}_0 = (1\ 250, 350, 237, 1\ 150, 1\ 020, 800, 1\ 752.43, 1\ 000)$, 压力机公称压力 10 000 kN, 公称压力行程 13 mm, 滑块行程 800 mm。

采用傅里叶级数理论和拟合精度自动调整算法对原始机构的运动轨迹进行拟合计算,设定初始拟合精度 $\varepsilon = 0.002$, 精度增加系数 $c = 10$, 最大谐波次数 $N_{\max} = 180$, 通过计算,运动轨迹最大拟合误差为 0.000 887 mm, 采用的谐波次数 $N = 10$ 。图 3a 为原始机构的滑块运动轨迹,图 3b 为曲柄在 18 次/min 匀速转动下计算得到的滑块速度和加速度曲线。与理论解析值相比,滑块速度最大计算偏差为 0.014 4 mm/s, 滑块加速度最大计算偏差为 1.616 75 mm/s², 计算精度满足工程应用要求,表明采用傅里叶级数理论能够实现六连杆机构运动轨迹数据高精度拟合,并且能够快速计算出滑块速度和加速度。

获得机构轨迹、速度和加速度数据后,根据六连

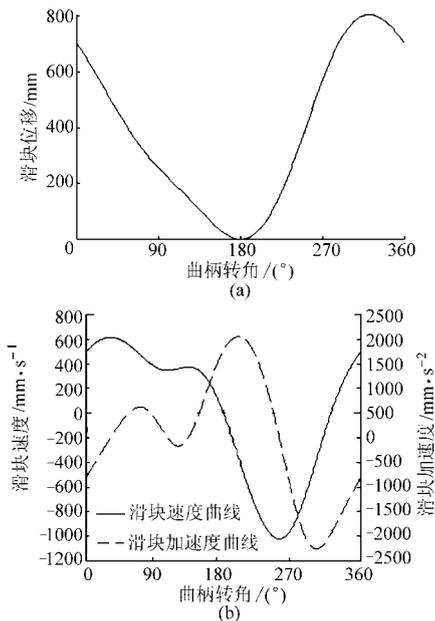


图 3 给定的运动轨迹和计算出的滑块运动学参数

Fig. 3 Motion path given and slide kinematics parameters calculated

(a) 滑块运动轨迹 (b) 滑块速度和加速度

杆机构优化设计数学模型进行机构参数优化设计。设定设计变量个数 $n = 7$, 复合形顶点数 $K = 14$, 迭代收敛精度 $\varepsilon_1 = 0.001$, 映射系数精度 $\varepsilon_2 = 10^{-5}$, 权重系数 $w_1 = 100, w_2 = 10, w_3 = 10, w_4 = 1$, 惩罚因子 $r_k = 10$, 考虑压力机机身结构尺寸的限制, 取设计变量的可行域为

$$\begin{aligned} X &= (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7) \in \\ &(1\ 000, 1\ 400; 50, 500; 100, 360; 700, 1\ 400; \\ &700, 1\ 400; 700, 1\ 400; 700, 1\ 400) \end{aligned}$$

为验证本文提出的基于轨迹、速度和加速度多目标设计要求的六连杆机构综合设计方法, 将优化设计过程分成 3 种情况: 第 1 种将轨迹误差作为优化目标。第 2 种将轨迹误差和速度误差作为优化目标。第 3 种将轨迹误差、速度误差和加速度误差作为优化目标。图 4 为不同优化目标下轨迹误差, 第 1 种情况下最大轨迹误差为 3.728 mm, 平均误差为 1.520 mm; 第 2 种情况下最大轨迹误差为 1.644 mm, 平均误差为 0.705 mm; 第 3 种情况下最大轨迹误差为 1.616 mm, 平均误差为 0.685 mm。数据表明基于轨迹、速度和加速度多目标设计要求下的机构优化生成轨迹与给定轨迹逼近程度最高。

第 3 种情况下优化生成的机构参数圆整后为 $X^* = (1\ 171, 253, 236, 1\ 001, 1\ 023, 796, 1\ 743.26, 1\ 001)$ 与原始机构传动性能相比较, 优化生成机构比原始机构的最大传动角小 0.15° , D 点最大偏摆距离小

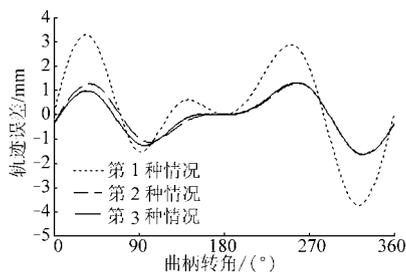


图 4 优化生成轨迹与给定轨迹的比较

Fig. 4 Comparison between optimally generated path and given path

1.25 mm, C 点最高摆动距离小 21.5 mm, 机构高度大 3 mm。总体来说, 优化生成机构的传动性能略优于原始机构, 也就是说, 采用该算法能够保证原始机构的传动性能。六连杆机构运动干涉主要发生在调速杆和摆杆之间, 对优化生成机构进行三维建模和运动仿真, 图 5 给出了机构最有可能发生干涉时的位姿, 线段 MN 为调速杆和摆杆不发生干涉的临界边线, 从图中可以看出, 该机构在曲柄整周运转过程中不会产生干涉现象, 表明采用该优化参数设计压力机传动机构是合理的。

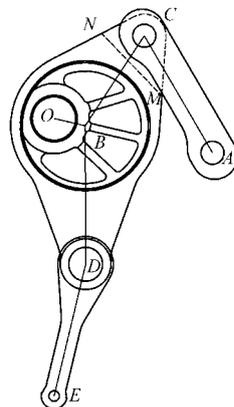


图 5 六连杆机构干涉检查

Fig. 5 Interference check of six-link mechanism

4 结束语

利用傅里叶级数理论和拟合精度自动调整算法, 建立了六连杆机构运动轨迹的精确数学表达式, 推导出滑块速度和加速度计算公式, 并根据六连杆机构工程化设计约束条件, 建立了基于轨迹、速度和加速度多目标设计要求的六连杆机构综合优化设计数学模型。根据给定的运动轨迹, 利用惩罚函数和复合形相结合的优化算法进行求解, 可快速得到与给定轨迹逼近程度较高以及机构参数合理的六连杆机构。通过算例, 证明了所提出方法的正确性和有效性。

(下转第 234 页)

- Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(4): 220 ~ 223, 233. (in Chinese)
- 3 纪华伟, 杨世锡, 吴昭同. 一体化微操作器误差分析与建模[J]. 农业机械学报, 2007, 38(3): 136 ~ 140.
Ji Huawei, Yang Shixi, Wu Zhaotong. Error analysis and modeling of monolithic micro-manipulator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(3): 136 ~ 140. (in Chinese)
- 4 胡小唐, 庄在龙, 姜晶, 等. 一种 5-D 压电驱动微位移工作台的设计[J]. 仪器仪表学报, 1996, 17(2): 301 ~ 305.
Hu Xiaotang, Zhuang Zailong, Jiang Jing, et al. A piezo-driven micro-displacement translation mechanism [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 1996, 17(2): 301 ~ 305. (in Chinese)
- 5 毕树生, 宗光华. 柔性铰链微操作机构的误差源分析[J]. 机械科学与技术, 2003, 22(4): 591 ~ 594.
Bi Shusheng, Zong Guanghua. Error sources analysis of flexure hinge mechanism[J]. Mechanical Science and Technology, 2003, 22(4): 591 ~ 594. (in Chinese)
- 6 丁金福. 精密二维微位移工作台的研究[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2011.
Ding Jinfu. Study on the micro-displacement actuator of the ultra-precision machine tools [D]. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University, 2011. (in Chinese)
- 7 吴鹰飞, 周兆英. 柔性铰链的设计计算[J]. 工程力学, 2002, 19(6): 136 ~ 140.
Wu Yingfei, Zhou Zhaoying. Design of flexure hinges[J]. Engineering Mechanics, 2002, 19(6): 136 ~ 140. (in Chinese)
- 8 高鹏, 袁哲俊, 姚英学. 基于柔性铰链结构的新型双向微动工作台的研究[J]. 仪器仪表学报, 1998, 19(2): 192 ~ 195.
- 9 Fredric E Scire, E Clayton Teague. Piezodriven 50- μm range stage with subnanometer resolution [J]. Review of Scientific Instruments, 1978, 49: 1 735 ~ 1 740.
- 10 谭淑英. 超精密切削微位移系统的研制[D]. 天津: 天津大学, 2005.
Tan Shuying. Study on micro-positioning system for ultra-precision turning [D]. Tianjin: Tianjin University, 2005. (in Chinese)
- 11 谭淑英, 张大卫, 许毅, 等. 弹性铰链设计[J]. 机械设计, 2005, 22(6): 56 ~ 58.
Tan Shuying, Zhang Dawei, Xu Yi, et al. Design of flexure hinge [J]. Journal of Machine Design, 2005, 22(6): 56 ~ 58. (in Chinese)
- 12 李书环. 车削用微进给刀架设计[J]. 工程设计学报, 2005, 13(6): 410 ~ 415.
Li Shuhuan. Design of micro-feeding tool holder used in turning machining [J]. Journal of Engineering Design, 2005, 13(6): 410 ~ 415. (in Chinese)

(上接第 229 页)

参 考 文 献

- 1 肖人彬, 李洪杰, 李仁旺. 连杆曲线识别的进化方法[C]//第五届海内外青年设计与制造科学会议论文集, 2002, 2: 428 ~ 433.
Xiao Renbin, Li Hongjie, Li Renwang. Evolutionary approach to the identification of linkage curves [C] // Proceedings of the 5th International Conference on Frontiers of Design and Manufacturing, 2002, 2: 428 ~ 433. (in Chinese)
- 2 Smaili A A, Diab N A, Atallah N A. Optimum synthesis of mechanisms using tabu-gradient search algorithm [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2005, 127(5): 917 ~ 923.
- 3 郭卫东, 王鑫. 基于轨迹-速度双目标的平面连杆机构设计[J]. 北京航空航天大学学报, 2009, 35(12): 1 483 ~ 1 486.
Guo Weidong, Wang Xin. Planar linkage mechanism design for bi-objective of trajectory and velocity [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009, 35(12): 1 483 ~ 1 486. (in Chinese)
- 4 张彦斌, 吴鑫, 刘宏昭, 等. 齿轮五杆曲柄滑块机构的轨迹综合[J]. 农业机械学报, 2009, 40(2): 195 ~ 198.
Zhang Yanbin, Wu Xin, Liu Hongzhao, et al. Path synthesis of geared five-bar crank-slider mechanisms [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(2): 195 ~ 198. (in Chinese)
- 5 戚利勇, 高峰, 谭豫之, 等. 基于归一化椭圆傅里叶描述子的黄瓜形状识别[J]. 农业机械学报, 2011, 42(8): 164 ~ 167.
Qi Liyong, Gao Feng, Tan Yuzhi, et al. Cucumber shape description based on elliptic Fourier descriptor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(8): 164 ~ 167. (in Chinese)
- 6 李建, 王建新, 殷文齐, 等. 六连杆机械压力机传动机构优化设计[J]. 一重技术, 2011(1): 7 ~ 10.
Li Jian, Wang Jianxin, Yin Wenqi, et al. Optimization design of the six-link transmission mechanism used in mechanical press [J]. CFHI Technology, 2011(1): 7 ~ 10. (in Chinese)