

装备与成套技术

基于遗传算法的六连杆机构尺寸优化设计

吕明青¹, 邵珠峰², 徐道春¹, 王传英³, 彭发忠²

(1. 北京林业大学 工学院 林业装备与自动化国家林业局重点实验室, 北京 100083;

2. 清华大学 机械工程系 摩擦学国家重点实验室 精密超精密制造装备及控制北京市重点实验室, 北京 100084;

3. 济南二机床集团有限公司, 山东 济南 250022)

摘要: 为了使压力机具有更好的性能, 需要对主传动机构进行尺寸优化设计。构建了一套完整的六连杆传动机构综合优化设计模型, 首先建立了运动学与动力学模型, 针对机构的运动稳定性、传力性能、位置精度及增力特性 4 方面进行分析, 以滑块速度波动、压力角、侧向力和机构的机械增益为优化性能指标, 通过统一量纲和线性加权的方式构造出反映综合性能的多目标优化函数, 引入几何、位置以及行程约束, 并添加压力机的工作空间和杆件不干涉等约束条件, 采用遗传算法完成了多目标优化设计。结果显示: 优化后的传动机构在工作阶段的速度波动降低了 20.71%, 最大侧向力降低了 9.34%, 最大压力角降低了 9.16%, 最大机械增益降低了 5.52%, 有效地提升了压力机的综合锻压性能。

关键词: 六连杆机构; 运动稳定性; 传力性能; 位置精度; 增力特性; 多目标优化

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.07.026

中图分类号: TH112

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2022) 07-0184-10

Optimization design on dimension of six-link mechanism based on genetic algorithm

Lyu Mingqing¹, Shao Zhufeng², Xu Daochun¹, Wang Chuanying³, Peng Fazhong²

(1. Key Lab of State Forestry and Grassl and Administration on Forestry Equipment and Automation,

School of Technology, Beijing Forestry University, Beijing 100083, China;

2. Beijing Key Lab of Precision/Ultra-precision Manufacturing Equipments and Control, State Key Laboratory of Tribology,

Department of Mechanical Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

3. Jier Machine-Tool Group Co., Ltd., Jinan 250022, China)

Abstract: In order to make the press have better performance, the main drive mechanism needs to be optimally designed in terms of dimensions. Therefore, a complete set of comprehensive optimization design model for the six-link drive mechanism was constructed. Firstly, a kinematic and dynamic model was established, and the four aspects of motion stability, force transmission performance, position accuracy and force enhancement characteristics for the mechanism were analysed. Then, taking slider speed fluctuation, pressure angle, lateral force and mechanical gain of mechanism as the optimized performance indicators, the multi-objective optimization function reflecting the comprehensive performance was constructed by unified dimensional and linear weighting approach, and through introducing geometric, position and stroke constraints and adding constraints such as the working space of press and the non-interference of rod, the multi-objective optimization design was completed by the genetic algorithm. The results show that the optimized transmission mechanism reduces the speed fluctuation by 20.71%, reduces the maximum lateral force by 9.34%, and reduces the maximum pressure angle by 9.16%, and reduces the maximum mechanical gain by 5.52% during working stage, which effectively improves the comprehensive forging performance of the press.

Key words: six-link mechanism; motion stability; force transmission performance; position accuracy; force enhancement characteristics; multi-objective optimization

压力机是汽车和轨道交通等行业所需的主要冲压

成形设备, 随着上述行业的高速发展, 对压力机的效率和成形质量提出了更高的要求^[1-2]。传动机构是压力机的重要组成部分, 负责将驱动电机的动力传递给执行机构。传动机构的性能将直接影响冲压成形的质量和效率。压力机传动机构的常用机构包括: 四连杆、六连杆和八连杆机构等。四连杆机构运动简单, 难以保证匀速冲压和增力比的要求; 六连杆与八连杆

收稿日期: 2021-07-16; 修订日期: 2021-10-19

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (U19A20101)

作者简介: 吕明青 (1996-), 男, 硕士研究生

E-mail: lvymq@bjfu.edu.cn

通信作者: 邵珠峰 (1983-), 男, 博士, 副教授

E-mail: shaozf@tsinghua.edu.cn

机构均能实现较好的冲压特性,但是八连杆机构的杆件较多、质量较大、转动惯量大,在相同压力的情况下,八连杆机构的制造成本和能耗高于六连杆构型。因此,压力机多采用六连杆作为传动机构,其优化设计属于典型的多目标、多约束和非线性问题。

压力机的性能要求是优化设计研究的目标和依据。叶柳等^[3]将机构的最大高度、回程时间和最大加速度作为优化目标,以提高机构刚度、运行效率,并减小机构振动。陈昌铎等^[4]在优化目标中加入了滑块行程精度的惩罚项,优化了冷温锻造工艺。宋清玉等^[5]以实际滑块位移与给定滑块位移间的误差最小为优化目标,以提高轨迹的逼近精度。Hwang W M 等^[6]以减小导轨上法向力、机械增益以及速度波动为优化目标,以增大输出力和提升锻压质量。何予鹏等^[7]对滑块在公称压力行程中的最大速度、速度波动和三角杆处关节的传动角进行加权,得到单一的优化目标函数以保证压力机具有低速锻压特性。上述研究关于压力机的性能指标较为成熟,值得借鉴,但传动机构的传力性能同样不可忽视,需要将滑块处的压力角作为机构的优化指标进行考虑,且在设置约束条件时未能充分考虑运动干涉和工作空间的限制。

常用的机构优化方式有性能图谱法和目标函数法^[8]。性能图谱法^[9]是指在设计空间内直观表达出性能指标和设计参数之间的关系,并根据最优目标选取设计参数,从而得到满意的机构。目标函数法是通过目标函数、设计变量和约束条件建立数学模型,然后采用复合形法^[3-5]、增广拉格朗日乘子法^[6]、粒子群算法^[10]、高效成长郊狼算法^[11]、遗传算法^[12-13]等优化算法或 Adams 优化模块^[14]将目标函数值降低,得到最终设计参数,即得到优质的机构尺寸。性能图谱法能够直观地反映机构性能随参数的变化趋势,但是优化参数不能超过3个。因此,本文后续将采用目标函数法进行机构尺寸参数的优化设计。

确定目标函数是解决多目标优化的核心问题之一,常用的目标函数选取方法有帕累托最优解和加权法^[15]。帕累托最优解方法采用随机化方法生成目标函数的不同权重,并利用优化算法在可变权重中搜索最优解,然而该方法确定的最优解一般有多,需要进行人工选择^[16]。加权法操作简单,在实际中的应用更为广泛。采用加权法得到单一目标函数时需要考虑目标函数值的量纲统一,学者们相继提出了量纲转换函数法^[3-4]、最优值倒数权重法^[14]、

Min-Max 标准化法^[17]等方法,将多目标函数转换为量纲统一的单目标函数进行优化。本文采用加权法,并针对各目标函数分别统一量纲,以保证目标值均在 $[0, 1]$ 的范围内。

本文系统地研究了压力机的尺寸优化问题,构建了反映压力机性能的目标函数,并分析了基于实际工程应用的约束条件,给出了有效的优化模型,完成了压力机传动机构的尺寸设计。

1 机构模型及工作原理

本文研究的 SL4-2500A 压力机主传动系统为六连杆机构,机构简图如图1所示。

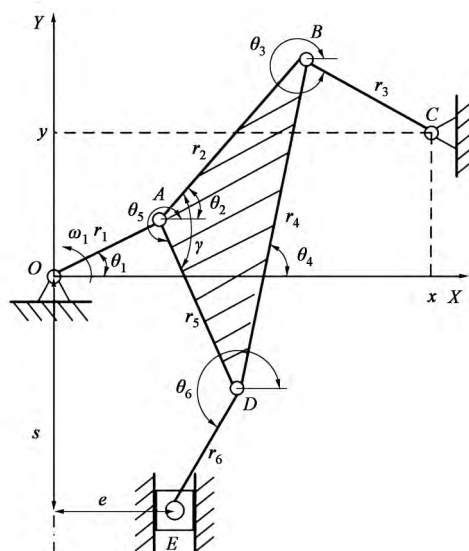


图1 六连杆机构简图

Fig. 1 Schematic diagram of six-link mechanism

该六连杆机构可以视为由铰链四杆机构OABC和偏置曲柄滑块机构OADE组成而成,其中杆OA为曲柄,三角杆ABD起到调速作用,杆BC为摇杆,杆DE为摆杆,点E处为滑块,e为偏置量,x、y为摇杆固定点C的坐标,s为滑块位移。以铰接点O为圆心,建立直角坐标系XOY,定义 $r_1 \sim r_6$ 为各杆长度, $\theta_1 \sim \theta_6$ 为各杆与X轴正向沿逆时针方向的夹角, γ 为杆AB和杆AD的夹角。当主动件杆OA以角速度 ω_1 逆时针匀速转动时,通过三角杆ABD和下连杆DE的摆动带动滑块上下运动,从而实现压力机的冲压工作。

2 运动学及动力学分析

首先,以铰链四杆OABC为研究对象,基于矢

量链法可以得到:

$$\mathbf{r}_1 + \mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_3 = \mathbf{OC} \quad (1)$$

式 (1) 的复数形式表示为:

$$r_1 e^{i\theta_1} + r_2 e^{i\theta_2} + r_3 e^{i\theta_3} = x + y e^{i\pi/2} \quad (2)$$

利用欧拉公式对式 (2) 进行展开, 可求得:

$$\begin{cases} r_1 \cos\theta_1 + r_2 \cos\theta_2 + r_3 \cos\theta_3 = x \\ r_1 \sin\theta_1 + r_2 \sin\theta_2 + r_3 \sin\theta_3 = y \end{cases} \quad (3)$$

求得:

$$\theta_3 = \arccos \frac{-E'A' \pm \sqrt{B'^2(A'^2 + B'^2 - E'^2)}}{A'^2 + B'^2} \quad (4)$$

$$\theta_2 = \arccos \frac{m' - r_3 \cos\theta_3}{r_2} \quad (5)$$

其中:

$$\begin{cases} E' = r_2^2 - m'^2 - n'^2 - r_3^2 \\ A' = 2m'r_3 \\ B' = 2n'r_3 \\ m' = x - r_1 \cos\theta_1 \\ n' = y - r_1 \sin\theta_1 \end{cases} \quad (6)$$

以三角杆 ABD 为研究对象, 同理可求得:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = 0 \\ \varepsilon_2 = \frac{-r_1 \varepsilon_1 \sin(\theta_1 - \theta_3) - r_1 \omega_1^2 \cos(\theta_1 - \theta_3) - r_2 \omega_2^2 \cos(\theta_2 - \theta_3) - r_3 \omega_3^2}{r_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \\ \varepsilon_3 = \frac{-r_1 \varepsilon_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) - r_1 \omega_1^2 \cos(\theta_1 - \theta_2) - r_3 \omega_3^2 \cos(\theta_3 - \theta_2) - r_2 \omega_2^2}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \\ \varepsilon_4 = \varepsilon_5 = \varepsilon_2 \\ \varepsilon_6 = \frac{-r_1 \varepsilon_1 \sin\theta_1 - r_1 \omega_1^2 \cos\theta_1 - r_5 \varepsilon_5 \sin\theta_5 - r_5 \omega_5^2 \cos\theta_5 - r_6 \omega_6^2 \cos\theta_6}{r_6 \sin\theta_6} \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} v = \dot{s} = -(r_1 \omega_1 \cos\theta_1 + r_5 \omega_5 \cos\theta_5 + r_6 \omega_6 \cos\theta_6) \\ a = \ddot{s} = r_1(\omega_1^2 \sin\theta_1 - \varepsilon_1 \cos\theta_1) - r_5(\varepsilon_5 \cos\theta_5 - \omega_5^2 \sin\theta_5) + r_6(\omega_6^2 \sin\theta_6 - \varepsilon_6 \cos\theta_6) \end{cases} \quad (13)$$

如果仅进行静力学平衡分析, 滑块在杆 DE 形成的传动角为 90° 时, 不受侧向力作用。但实际上由于运动惯性的存在, 滑块此时依旧受到侧向力的作用。所以需要多连杆系统进行动力学分析。本文采用达朗贝尔原理^[18], 添加惯性力的影响, 建立各杆的力和力矩平衡方程, 最终求解出连杆对滑块的侧向力 F_n 。

建模中, 假定滑块自接触板料时输出的压力恒为公称压力 F , 考虑曲柄输入力矩 M 、滑块下方所受气

$$\gamma = \arccos \frac{r_2^2 + r_5^2 - r_4^2}{2r_2 r_5} \quad (7)$$

$$\theta_5 = \theta_2 + 2\pi - \gamma \quad (8)$$

$$\theta_4 = \arccos \frac{r_2 \cos\theta_2 - r_5 \cos\theta_5}{r_4} \quad (9)$$

以偏置曲柄滑块 $OADE$ 为研究对象, 同理可求得:

$$\begin{cases} \theta_6 = \arccos \frac{e - r_1 \cos\theta_1 - r_5 \cos\theta_5}{r_6} \\ s = -(r_1 \sin\theta_1 + r_5 \sin\theta_5 + r_6 \sin\theta_6) \end{cases} \quad (10)$$

式 (2) 两边同时对时间求导, 可得到各连杆角速度 $\omega_2 \sim \omega_6$ 和角加速度 $\varepsilon_2 \sim \varepsilon_6$, 对滑块位移求一阶和二阶导, 可得滑块的速度 v 和加速度 a :

$$\begin{cases} \omega_2 = \frac{-r_1 \omega_1 \sin(\theta_1 - \theta_3)}{r_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \\ \omega_3 = \frac{-r_1 \omega_1 \cos(\theta_1 - \theta_3) - r_2 \omega_2 \cos(\theta_2 - \theta_3)}{r_3} \\ \omega_4 = \omega_5 = \omega_2 \\ \omega_6 = \frac{-r_1 \omega_1 \sin\theta_1 - r_5 \omega_5 \sin\theta_5}{r_6 \sin\theta_6} \end{cases} \quad (11)$$

压装置的平衡力 F_p 、移动副的摩擦力及转动副的摩擦力矩, 此外, $m_1 \sim m_6$ 为各杆质量, m_7 为滑块质量。

以曲柄 OA 为研究对象, 如图 2 所示, 其中 C_1 为杆 OA 的质心, 建立的力平衡和力矩平衡方程为:

$$\begin{cases} F_{1x} - F_{12x} = m_1 a_{n1} \cos(\theta_1 - \pi) + m_1 a_{t1} \cos\left(\theta_1 + \frac{\pi}{2}\right) \\ F_{1y} - F_{12y} - m_1 g = m_1 a_{n1} \sin(\theta_1 - \pi) + m_1 a_{t1} \sin\left(\theta_1 + \frac{\pi}{2}\right) \\ M + F_{12x} r_1 \sin(\pi - \theta_1) + F_{12y} r_1 \sin\left(\frac{3}{2}\pi - \theta_1\right) + m_1 g R_{c1} \sin\left(\frac{3}{2}\pi - \theta_1\right) = J_{z1} \varepsilon_1 \end{cases} \quad (14)$$

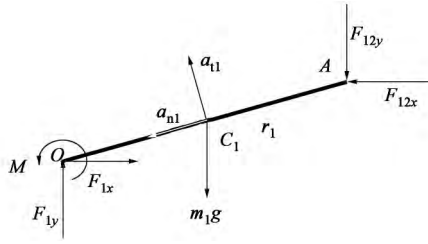


图2 曲柄OA受力分析

Fig. 2 Force analysis of crank OA

式中: F_{1x} 为曲柄 OA 在点 O 处所受到的力的水平分量; F_{1y} 为曲柄 OA 在点 O 处所受到的力的垂直分量; F_{12x} 为曲柄 OA 在点 A 处所受到的力的水平分量; F_{12y} 为曲柄 OA 在点 A 处所受到的力的垂直分量; a_{n1} 为曲柄 OA 的法向加速度; a_{t1} 为曲柄 OA 的切向加速度; g 为重力加速度; R_{c1} 为曲柄 OA 质心到转动中心 O 的距离; J_{z1} 为曲柄 OA 绕 O 点的转动惯量。有:

$$\begin{cases} J_{z1} = m_1 \lambda_{z1} r_1^2 \\ a_{t1} = \varepsilon_1 R_{c1} = \varepsilon_1 \lambda_{c1} r_1 \\ a_{n1} = \omega_1^2 R_{c1} = \omega_1^2 \lambda_{c1} r_1 \end{cases} \quad (15)$$

式中: λ_{z1} 为曲柄 OA 转动惯量的系数; λ_{c1} 为曲柄 OA 质心位置的系数。

杆 BC 和杆 DE 的分析过程类似, 不再赘述。

以滑块为研究对象, 如图 3 所示, 沿 X 和 Y 方向建立力平衡方程, 有:

$$\begin{cases} F_{67x} - F_n = 0 \\ F_{67y} + F_p + F - m_7 g = m_7 \ddot{s} \end{cases} \quad (16)$$

式中: F_{67x} 为滑块在点 E 处所受到的力的水平分量; F_{67y} 为滑块在点 E 处所受到的力的垂直分量。

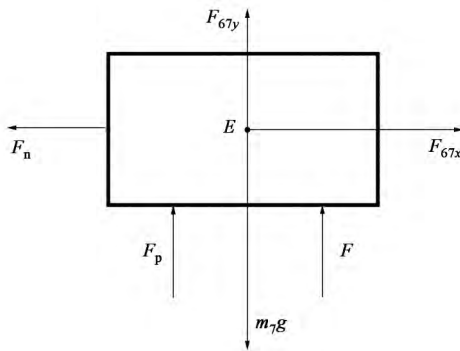


图3 滑块受力分析

Fig. 3 Force analysis of slider

另外, 对于各杆的质量 m 以及平衡力 F_p 有如下定义:

$$\begin{cases} m = \lambda_m \rho r \\ F_p = \lambda_1 m_1 g + \lambda_2 m_2 g + \lambda_3 m_3 g + \lambda_6 m_6 g + \lambda_7 m_7 g \end{cases} \quad (17)$$

式中: λ_m 为各杆、滑块的质量计算系数 ($\lambda_{m1} \sim \lambda_{m7}$); ρ 为各杆的线密度; r 为各杆的长度; λ_1 为曲柄 OA 的平衡力计算系数; λ_2 为三角杆 ABD 的平衡力计算系数; λ_3 为杆 BC 的平衡力计算系数; λ_6 为杆 DE 的平衡力计算系数; λ_7 为滑块的平衡力计算系数。

以三角杆 ABD 为研究对象, 如图 4 所示, 其中 C_2 为三角杆 ABD 的质心, 沿 X 和 Y 方向的力平衡和力矩平衡方程为:

$$\begin{cases} F_{12x} - F_{23x} - F_{56x} = \\ m_2 a_{n2} \cos(\theta_2 + \gamma_1 - \pi) + m_2 a_{t2} \cos(\theta_2 + \gamma_1 + \frac{\pi}{2}) \\ F_{12y} - F_{23y} - F_{56y} = \\ m_2 a_{n2} \sin(\theta_2 + \gamma_1 - \pi) + m_2 a_{t2} \sin(\theta_2 + \gamma_1 + \frac{\pi}{2}) \\ F_{23x} r_2 \sin(\pi - \theta_2) + F_{23y} r_2 \sin(\frac{3}{2}\pi - \theta_2) + \\ F_{56x} r_5 \sin(\pi - \theta_5) + F_{56y} r_5 \sin(\frac{3}{2}\pi - \theta_5) + \\ m_2 g R_{c2} \sin(\frac{3}{2}\pi - \theta_2 - \gamma_1) = J_{z2} \varepsilon_2 \end{cases} \quad (18)$$

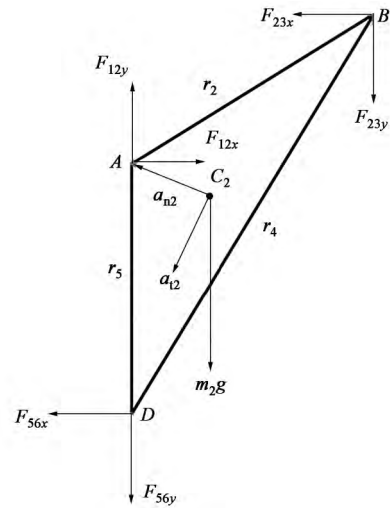


图4 三角杆ABD受力分析

Fig. 4 Force analysis of triangle rod ABD

式中: F_{23x} 为三角杆 ABD 在点 B 处所受到的力的水平分量; F_{23y} 为三角杆 ABD 在点 B 处所受到的力的垂直分量; F_{56x} 为三角杆 ABD 在点 D 处所受到的力的水平分量; F_{56y} 为三角杆 ABD 在点 D 处所受到的力的垂直分量; a_{n2} 为三角杆 ABD 的法向加速度; a_{t2} 为三角杆 ABD 的切向加速度; γ_1 为杆 BD 的中线与

杆 AB 的夹角; R_{c2} 为三角杆 ABD 的质心到转动中心 A 的距离; J_{z2} 为三角杆 ABD 绕点 A 的转动惯量。有:

$$\begin{cases} J_{z2} = m_2 \lambda_{z2} r_2^2 \\ a_{12} = \varepsilon_2 R_{c2} = \varepsilon_2 \lambda_{c2} r_2 \\ a_{n2} = \omega_2^2 R_{c2} = \omega_2^2 \lambda_{c2} r_2 \end{cases} \quad (19)$$

式中: λ_{z2} 为三角杆 ABD 转动惯量的系数; λ_{c2} 为三角杆 ABD 质心位置的系数。

各参数如表 1 所示。

表 1 六连杆动力学计算参数值

Table 1 Parameter values calculated by dynamics of six-link

参数	数值	参数	数值
λ_{c1}	1/2	λ_1	1/2
λ_{z1}	1/3	λ_2	1/2
λ_{c2}	0.3298	λ_3	1/2
λ_{z2}	0.6435	λ_6	1/2
λ_{c3}	1/2	λ_7	1
λ_{z3}	1/3	λ_{m1}	1
λ_{c6}	1/2	λ_{m2}	5.3773
λ_{z6}	1/3	λ_{m3}	1
$\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-1})$	1000	λ_{m6}	1
$g / (\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	9.80	λ_{m7}	1

3 优化设计建模

3.1 设计变量

对于六连杆压力机, 曲柄的长度一般靠经验选取, 取 r_1 为 290 mm, 在优化设计中, 变化的量有各杆的长度和偏心量的大小, 设计变量即为 r_2 、 r_3 、 r_4 、 r_5 、 r_6 、 e 、 x 、 y 。各设计变量的初值及允许变化范围见表 2。

表 2 各设计变量的初值及允许变化范围 (mm)

Table 2 Initial values and allowable change ranges of each design variable (mm)

变量	初始值	变化范围
r_2	1050	(1000, 1500)
r_3	1200	(1000, 1500)
r_4	2779.6	(2500, 3000)
r_5	1816.6	(1500, 2000)
r_6	1500	(1200, 1800)
e	0	(0, 200)
x	1250	(1000, 1500)
y	-325	(-500, 500)

3.2 目标函数

为了避免分目标值的数量级存在较大差异, 从

而存在大数极易影响小数的现象, 需对所有的目标函数统一量纲, 进行归一化处理, 将所有的目标值归一至 $[0, 1]$ 。

(1) 为了保证压力机滑块的位置精度, 进而提升成形质量, 应当减小侧向力。平均侧向力 f_1 可以表示为:

$$f_1 = \frac{\bar{F}_n}{F} \quad (20)$$

其中:

$$\bar{F}_n = \frac{\sum_i \dot{s}_i < 0, s_i \leq S' F_{ni}}{t_m} \Delta t \quad (21)$$

式中: \bar{F}_n 为平均侧向力; \dot{s}_i 为在每间隔 0.001 s 的时刻 i 的滑块速度; s_i 为在每间隔 0.001 s 的时刻 i 的滑块位移量; F_{ni} 为滑块运动过程中每间隔 0.001 s 的时刻 i 所受的侧向力; t_m 为滑块从起始冲压行程 S' 运动至下死点位置的时间长度, 即滑块对工件进行锻压的工作段时间; Δt 为计算各个量的变化时使用的最小时间间隔, 后续仿真中的取值为 $S' = 400$ mm, $\Delta t = 0.001$ s。

(2) 为了提高压力机的增力性能, 对其六连杆机构的机械增益进行目标设置。

由于多连杆机构的结构复杂, 其增力性能不能通过几何分析的办法得到。利用虚功原理, 可以忽略过程的复杂性, 只关注曲柄输入力矩与输出的公称压力的虚功。表达式为:

$$M d\theta_1 + F ds = 0 \quad (22)$$

式中: $d\theta_1$ 为输入力矩的虚位移; ds 为输出的公称压力的虚位移。

定义 K 为机械增益, 即:

$$K = \frac{M}{F} = - \frac{ds}{d\theta_1} = - \frac{\frac{ds}{dt}}{\frac{d\theta_1}{dt}} = - \frac{\dot{s}}{\omega_1} \quad (23)$$

为统一量纲, 将工作阶段的平均机械增益 f_2 定义为:

$$f_2 = \frac{\bar{K}}{r_1} \quad (24)$$

其中:

$$\bar{K} = \frac{\sum_i \dot{s}_i < 0, s_i \leq S' K_i}{t_m} \Delta t \quad (25)$$

式中: \bar{K} 为平均机械增益; K_i 为滑块在工作阶段每隔 0.001 s 的时刻 i 的机械增益。

(3) 为了提高压力机在锻压时的运动稳定性, 应降低滑块在工作阶段的速度波动, 速度波动的大小可以用速度方差表示, 经过测算后, 同样需将其进行归一化处理, 得到速度波动目标函数 f_3 的表达式为:

$$f_3 = \frac{1}{nv_m} \sum_{\tau=1}^n (v_\tau - v_m)^2 \quad (26)$$

$$v_m = \frac{1}{n} (v_1 + v_2 + \cdots + v_n) \quad (27)$$

式中: v_τ 为曲柄在工作阶段某时刻滑块的实际速度, $\tau=1, 2, \cdots, n$; $n=12$ 为工作行程段内曲柄转角范围的等分数; v_m 为曲柄工作行程段滑块的平均速度。

(4) 为了提高压力机的传力性能, 应降低滑块处的压力角, 为归一化, 对其取正弦值, 得到滑块处的压力角目标函数 f_4 为:

$$f_4 = \sin\left(\frac{3\pi}{2} - \theta_6\right) \quad (28)$$

据此建立六连杆传动机构的综合优化目标函数为:

$$\min f = \min \sum_{j=1}^4 W_j f_j \quad (29)$$

式中: W_j 为优化目标 f_j 的权重系数, 此优化中分别取 $W_1=0.3$, $W_2=0.1$, $W_3=0.4$, $W_4=0.2$, 可根据实际需求进行调整。

3.3 约束条件

对压力机传动机构进行优化, 要综合考虑其几何约束、行程约束和性能约束等。

曲柄周转条件为: 对于其中的铰链四杆机构 $OABC$, 曲柄 OA 的周转条件为其杆长最短, 且满足如下杆长要求和条件:

$$\begin{cases} r_1 \leq r_2 \\ r_1 \leq r_3 \\ r_1 \leq \sqrt{x^2 + y^2} \\ r_1 + \sqrt{x^2 + y^2} - r_2 - r_3 \leq 0 \\ r_1 + r_2 - r_3 - \sqrt{x^2 + y^2} \leq 0 \\ r_1 + r_3 - r_2 - \sqrt{x^2 + y^2} \leq 0 \end{cases} \quad (30)$$

三角杆存在的约束条件为:

$$r_2 + r_5 > r_4 \quad (31)$$

需满足的最大拉深速度条件为:

$$\max_{\dot{s} < 0, s \leq S} (|\dot{s}|) \leq v_{\max} \quad (32)$$

该优化下, 最大拉深速度 v_{\max} 的取值设定为 500

$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

杆 DE 的长度条件为: 在偏心量为零时, 以三角杆在 O 点右侧为例, 得到杆 AD 下端点至 Y 轴的最远距离, 而杆 DE 的长度需要大于该距离。左侧分析同理。

通过观察, 有 3 种情况可能为杆 AD 下端点至 Y 轴的最远距离位置: (1) OB 与杆 OA 垂直; (2) 杆 OA 与杆 AB 垂直; (3) OB 与杆 AB 的长度相等。以第 1 种情况为例进行具体分析, 如图 5 所示。

$$\begin{cases} \phi = \arctan\left(\frac{x}{y}\right) \\ \beta_1 = \arccos\left(\frac{r_1}{r_2}\right) \\ \gamma = \arccos\left(\frac{r_2^2 + r_5^2 - r_4^2}{2r_2r_5}\right) \\ \alpha_1 = \arccos\left(\frac{(r_2^2 - r_1^2) + (x^2 + y^2) - r_3^2}{2\sqrt{r_2^2 - r_1^2}\sqrt{x^2 + y^2}}\right) \end{cases} \quad (33)$$

其中:

$$\begin{cases} \theta_{11} = \phi - \alpha_1 \\ \theta_{15} = \phi - \alpha_1 + \beta_1 - \pi + \gamma \end{cases} \quad (34)$$

式中: ϕ 为 OC 与垂直方向所夹的锐角; β_1 为杆 OA 与杆 AB 的夹角; α_1 为 OB 与 OC 的夹角; θ_{11} 和 θ_{15} 分别为杆 OA 和杆 AD 与 X 轴所夹的锐角。

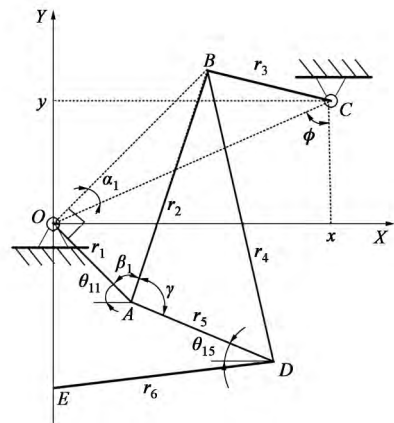


图5 情况1示意图

Fig. 5 Schematic diagram of case 1

得到情况 1 下杆 AD 下端点至 Y 轴的最远距离 $W_{1\max}$ 为:

$$W_{1\max} = r_1 \cos \theta_{11} + r_5 \cos \theta_{15} \quad (35)$$

同理可得其余两种情况下杆 AD 下端点至 Y 轴的最远距离 $W_{2\max}$ 和 $W_{3\max}$ 。

绘制出 3 种情况下的最远距离以及实际最远距离 $W_{\max\text{实际}}$ 随曲柄长度的变化曲线, 如图 6 所示。由

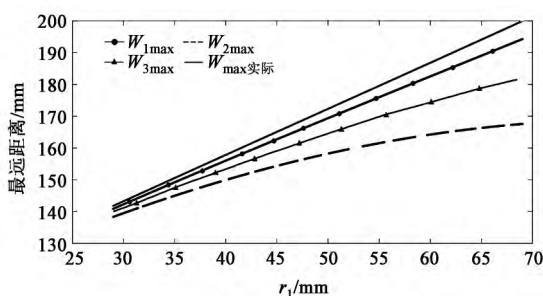


图 6 4 种情况下最远距离比较

Fig. 6 Comparison of the longest distances under four cases

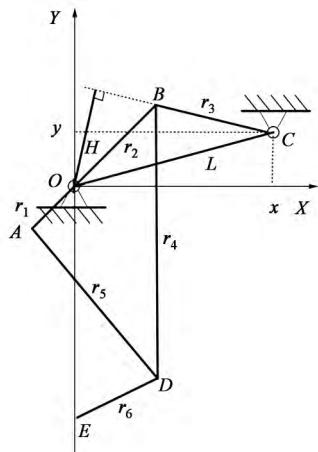
图 6 可知, 第 1 种情况下的最远位置与实际情况最为接近, 故可以将此作为杆 DE 的最小长度约束条件, 考虑到两者之间的偏差为线性关系, 需要添加修正量, 得到所需的最远距离值 W_{\max} 为:

$$W_{\max} = W_{1\max} + \frac{r_1}{10} \quad (36)$$

当偏心量存在时, 杆 DE 的长度约束条件为:

$$r_6 > W_{\max} + e \quad (37)$$

杆 BC 不干涉条件为: 在实际情况中, 曲柄 OA 位置的偏心轮可能会与杆 BC 发生干涉。为了满足不干涉条件, 要求杆 BC 至 O 点的距离 H 大于曲柄长度和偏心轮半径之和。曲柄 OA 和杆 OB 反向共线时杆 BC 到 O 点的距离最近, 如图 7 所示。

图 7 杆 BC 极限位置Fig. 7 Limit position of rod BC

为了求取距离 H , 利用海伦公式得到:

$$\begin{cases} L_{OC} = \sqrt{x^2 + y^2} \\ p = \frac{L_{OC} + r_3 + r_2 - r_1}{2} \\ S = \sqrt{p(p - L_{OC})(p - r_3)(p - r_2 + r_1)} \\ H = \frac{2S}{r_3} \end{cases} \quad (38)$$

式中: L_{OC} 为 OC 的长度; p 为三角形 OBC 的半周长; S 为三角形 OBC 的面积。

具体的约束条件定为:

$$H > r_1 + R \quad (39)$$

式中: R 为偏心轮半径, 取 400 mm。

滑块的行程要求为: 行程最远点实则是曲柄 OA 旋转到 Y 轴负半轴, 最近点实则是杆 AB 与曲柄 OA 在第二象限内垂直的情形。

以行程最远点为例进行具体分析, 如图 8 所示。

$$\begin{cases} \alpha_1 = \arccos\left(\frac{r_2^2 + x^2 + (y + r_1)^2 - r_3^2}{2r_2\sqrt{x^2 + (y + r_1)^2}}\right) \\ \alpha = \arctan\left(\frac{x}{y + r_1}\right) \\ \gamma = \arccos\left(\frac{r_2^2 + r_5^2 - r_4^2}{2r_2r_5}\right) \\ \psi = \gamma + \alpha + \alpha_1 - \pi \\ H_{\max} = r_1 + r_5\cos\psi + \sqrt{r_6^2 - (r_5\sin\psi + e)^2} \end{cases} \quad (40)$$

式中: α 为 AC 与 Y 轴的夹角; ψ 为杆 AD 与 Y 轴所夹的锐角; H_{\max} 为此机构行程最远点的距离值。

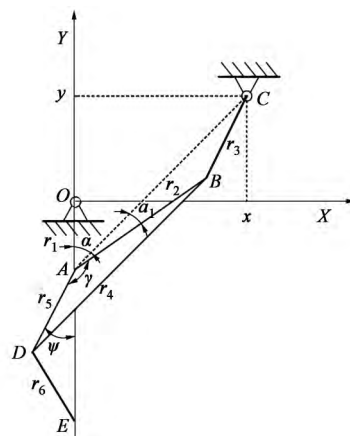


图 8 滑块行程最远点示意图

Fig. 8 Schematic diagram of the farthest point for slider stroke

同理, 可得滑块行程最近点的距离 H_{\min} 。

得到行程 L 为:

$$L = H_{\max} - H_{\min} \quad (41)$$

将六连杆的尺寸代入, 得到 $L = 1251$ mm, 与实际行程 1251.9 mm 相近, 所以可以以此近似。

具体的约束条件定为:

$$L_1 \leq L \leq L_2 \quad (42)$$

式中: L_1 为最小行程限制值; L_2 为最大行程限制值。 L_1 的取值为 1200 mm, L_2 的取值为 1500 mm。

工作空间的要求为: 曲柄 OA 和杆 AB 共线时杆

BC 处于最远处位置, 如图 9 所示。

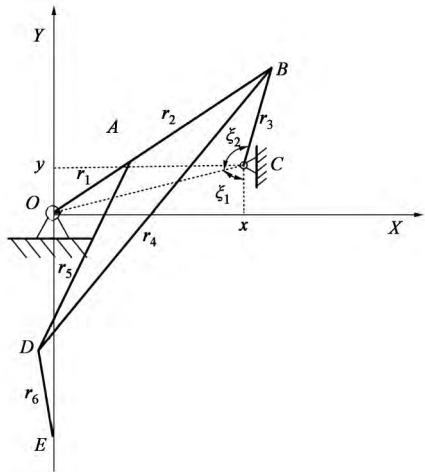


图 9 杆 BC 最远位置示意图

Fig. 9 Schematic diagram of rod BC at the farthest position

首先, 求取 Y 轴与杆 BC 之间所夹的锐角 ζ , 表达式为:

$$\begin{cases} \zeta_1 = \arctan\left(\frac{x}{y}\right) \\ \zeta_2 = \arccos\left(\frac{x^2 + y^2 + r_3^2 - (r_1 + r_2)^2}{2r_3\sqrt{x^2 + y^2}}\right) \\ \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 - \pi \end{cases} \quad (43)$$

式中: ζ_1 为 OC 与垂直方向所夹的锐角; ζ_2 为 OC 与杆 BC 的夹角。

所以, 工作空间的最大宽度 W 为:

$$W = W_{\max} + \frac{r_1}{10} + x + r_3 \sin \zeta \quad (44)$$

工作空间的最大高度 G 为:

$$G = H_{\max} + y + r_3 \quad (45)$$

具体的约束条件定为:

$$\begin{cases} W \leq W_1 \\ G \leq G_1 \end{cases} \quad (46)$$

式中: W_1 为最大宽度限制值; G_1 为最大高度限制值。 W_1 的取值为 3000 mm, G_1 的取值为 5000 mm。

本文在用遗传算法进行优化时, 选择的种群中个体数目为 200, 迭代次数为 200, 每代保留精英个体的个数为 20, 交叉概率为 0.8, 变异概率为 0.1。

4 优化设计结果分析

模拟工作中节拍数为 10, 即 1 min 中内滑块往返 10 次, 假定这一过程中曲柄 OA 匀速转动, 得到

$\omega_1 = \frac{\pi}{3}$ 。采取上述数学模型优化后的结果见表 3。

表 3 优化设计结果 (mm)

Table 3 Results of optimization design (mm)

变量	初始值	优化值
r_2	1050	1121.3
r_3	1200	1269.3
r_4	2779.6	2793.9
r_5	1816.6	1759.2
r_6	1500	1418.1
e	0	118.4
x	1250	1299.4
y	-325	-274.8

图 10 为优化设计的求解过程图。

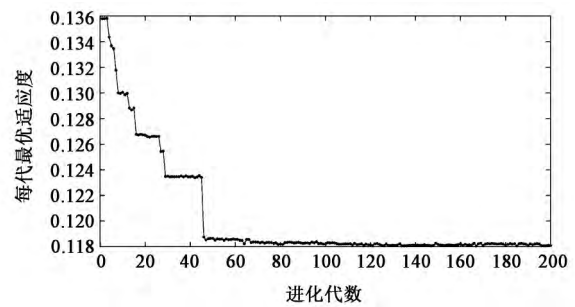


图 10 多目标求解过程

Fig. 10 Multi-objective solution process

将得到的参数组成六连杆机构, 进行工作阶段速度的比较, 同类型的竖线之间为工作段。从图 11 可以看出, 优化后工作阶段的整体水平段变长, 工作阶段的速度均方差由 18965.86 降至 15038.96, 降低了 20.71%, 所以, 速度波动更小。

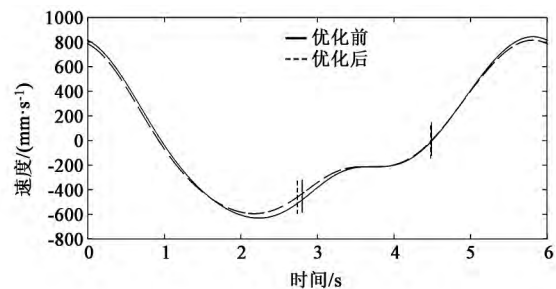


图 11 优化前后滑块速度变化曲线

Fig. 11 Change curves of slider speed before and after optimization

将得到的参数组成六连杆机构, 进行侧向力的比较。从图 12 可以看出, 优化后下死点的侧向力不为零, 但靠近下死点的侧向力的最大值由 3866 kN

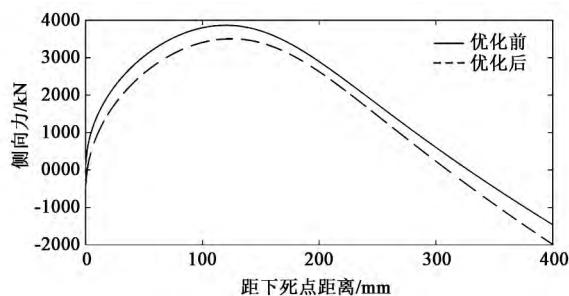


图 12 优化前后滑块侧向力变化曲线

Fig. 12 Change curves of slider lateral force before and after optimization

降至 3505 kN, 降低了 9.34%, 其随着距下死点距离的增大而变大, 之后再逐渐减小至 0, 再反向增大, 与原趋势相似。被优化前的曲线被包围在内, 更加聚焦于零线附近, 即侧向力对立柱的影响变小。

将得到的参数组成六连杆机构, 进行机械增益的比较。从图 13 可以看出, 工作阶段内, 机械增益最大值由 463.9 降至 438.3, 降低了 5.52%, 其值是驱动力矩与输出的公称压力的比值, 机械增益最大值变小, 且保持了水平段的平稳输出, 表明该机构在此阶段的增力性能变优。

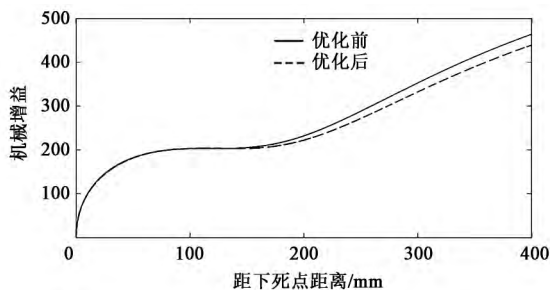


图 13 优化前后机械增益变化曲线

Fig. 13 Change curves of mechanical gain before and after optimization

将得到的参数组成六连杆机构, 进行滑块处压力角的比较。图 14 显示, 在工作阶段滑块处的最大压力角由 10.92° 降至 9.92° , 降低了 9.16%, 对连杆机构来说压力角越小, 传力性能越好。

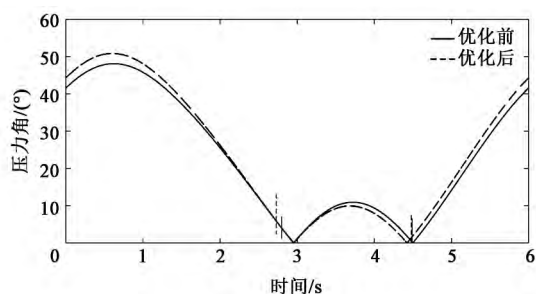


图 14 优化前后滑块处压力角变化曲线

Fig. 14 Change curves of slider pressure angle before and after optimization

多目标优化的结果可以统筹多种优势, 所以六连杆压力机传动机构的各个性能在优化后得到了改善。

5 结论

(1) 建立了六连杆压力机传动机构的运动学和动力学模型。根据达朗贝尔原理, 考虑各构件的惯性力, 列出各构件的力和力矩平衡方程, 建立了伺服压力机的动态静力分析模型, 并进行了动态静力分析, 采用拉格朗日方程建立了六连杆传动系统的动力学模型。

(2) 基于运动学和动力学模型推导出了速度波动、机械增益、滑块处压力角、滑块处侧向力这 4 个优化目标, 将它们统一量纲, 避免因某个目标值过大而对优化产生影响, 并提出了更全面、有效的实际工程约束条件。

(3) 通过比较优化的目标结果可以发现, 所确定的目标变量和约束条件合理, 利用遗传算法使各目标得到不同程度的优化, 得到了工作性能更好的六连杆压力机传动机构。

参考文献:

- [1] 彭发忠, 王传英, 柴恒辉, 等. 基于分层结构的伺服压力机滑块轻量化设计 [J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2020, 60 (12): 1016-1022.
Peng F Z, Wang C Y, Chai H H, et al. Lightweight slider design for a servo press based on its layered structure [J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2020, 60 (12): 1016-1022.
- [2] Halicioglu R, Canan Dulger L, Tolga Bozdana A. Modeling, design, and implementation of a servo press for metal-forming application [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017, 91 (5-8): 2689-2700.
- [3] 叶柳, 丁武学, 孙宇, 等. 六连杆冷温锻压力机传动机构优化设计 [J]. 锻压技术, 2020, 45 (10): 112-116, 136.
Ye L, Ding W X, Sun Y, et al. Optimal design of transmission mechanism for a six-link cold and warm forging press [J]. Forging & Stamping Technology, 2020, 45 (10): 112-116, 136.
- [4] 陈昌铎, 彭二宝, 马建. 六连杆机构锻机传动系统模型建立及其复合形法优化 [J]. 锻压技术, 2021, 46 (10): 176-179, 202.
Chen C D, Peng E B, Ma J. Establishment of transmission system model of forging machine with six-linkage mechanism and optimization of compound shape method [J]. Forging & Stamping Technology, 2021, 46 (10): 176-179, 202.
- [5] 宋清玉, 李建, 殷文齐. 基于多目标的机械压力机六连杆机构设计 [J]. 农业机械学报, 2012, 43 (4): 225-229, 234.

- Song Q Y, Li J, Yin W Q. Mechanical press six-link mechanism design based on multi-objective [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43 (4): 225-229, 234.
- [6] Hwang W M, Hwang Y C, Chiou S T. A drag-link drive of mechanical presses for precision drawing [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 1995, 35 (10): 1425-1433.
- [7] 何予鹏, 邹彩虹, 袁志华, 等. 多连杆机械压力机遗传算法优化设计 [J]. 河南农业大学学报, 2005, 39 (4): 453-455.
He Y P, Zou C H, Yuan Z H, et al. Optimization design of multi-bar mechanical press based on genetic algorithm [J]. Journal of Henan Agricultural University, 2005, 39 (4): 453-455.
- [8] 周艳华, 谢福贵, 刘辛军. 伺服冲压主传动机构构型及运动学优化设计 [J]. 机械工程学报, 2015, 51 (11): 1-7.
Zhou Y H, Xie F G, Liu X J. Type synthesis and optimization of main driving mechanism for servo-punch press [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51 (11): 1-7.
- [9] 陈岳云. 多连杆伺服压力机动态性能分析与设计研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2008.
Chen Y Y. On Dynamic Performance Analysis and Design of a Multi-link Servo Mechanical Press [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2008.
- [10] 孙建香, 张海兵, 马丽. 温锻压力机肘杆机构的自适应粒子群算法优化 [J]. 锻压技术, 2021, 46 (2): 173-179.
Sun J X, Zhang H B, Ma L. Optimization on elbow-bar mechanism for warm forging press based on adaptive particle swarm algorithm [J]. Forging & Stamping Technology, 2021, 46 (2): 173-179.
- [11] 王利卿, 张国辉. 机械压力机肘杆结构的高效成长郊狼算法优化 [J]. 锻压技术, 2020, 45 (11): 156-161.
Wang L Q, Zhang G H. Optimization on elbow-bar structure of mechanical press based on efficient growth coyote algorithm [J]. Forging & Stamping Technology, 2020, 45 (11): 156-161.
- [12] 杜威, 赵升吨, 金利英. 采用 NSGA_II 多目标优化算法的机械压力机三角形肘杆机构优化设计 [J]. 锻压技术, 2018, 43 (11): 77-82.
- Du W, Zhao S D, Jin L Y. Optimization design on triangle elbow bar mechanism of mechanical press using NSGA_II multi-objective optimization algorithm [J]. Forging & Stamping Technology, 2018, 43 (11): 77-82.
- [13] 张元通, 朱灯林. 机械压力机肘杆传动机构的优化设计 [J]. 机械与电子, 2008, (1): 10-12.
Zhang Y T, Zhu D L. Optimization design of mechanical press elbow-bar transfer mechanism [J]. Machinery & Electronics, 2008, (1): 10-12.
- [14] 赵乾胜. 六连杆机构拉深成形压力机关键技术及虚拟样机 [D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2017.
Zhao Q S. Key Technologies and Virtual Prototypes on Six-link Mechanism Drawing Forming Press [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2017.
- [15] Liu Tung Kuan, Chou Jyh Horng. Applications of intelligent evolutionary algorithms in optimal automation system design [J]. International Journal of Automation and Smart Technology, 2011, 1 (1): 21-34.
- [16] Zhu H H, Yang J, Lu W H, et al. Research on preference polyhedron model based evolutionary multiobjective optimization method for multilink transmission mechanism conceptual design [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2016, 2016: 1-13.
- [17] 李烨健, 孙宇, 胡峰峰, 等. 高速机械压力机综合动平衡优化研究 [J]. 华中科技大学学报: 自然科学版, 2016, 44 (6): 24-28.
Li Y J, Sun Y, Hu F F, et al. Research on synthetic optimum dynamic balancing of high-speed press machine [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2016, 44 (6): 24-28.
- [18] 胡建国, 孙友松, 章争荣. 伺服机械压力机非对称双伺服输入工作机构动力学分析 [J]. 塑性工程学报, 2020, 27 (10): 221-227.
Hu J G, Sun Y S, Zhang Z R. Dynamic analysis of asymmetrical working mechanism with two servo-input for mechanical servo press [J]. Journal of Plasticity Engineering, 2020, 27 (10): 221-227.

(上接第137页)

[6] 学位论文 作者. 论文题目 (英文实词首首大写) [D]. 所在城市: 保存单位, 年份.

[7] 专利文献 专利申请者或所有者. 专利题名 [P]. 专利国别: 专利号, 公告日期或公开日期 (如, 2008-02-03).

[8] 技术标准 标准号, 标准名称 [S].

[9] 在线文献 作者. 论文题目 [EB/OL]. 获取和访问路径 http://..., 发表或更新日期 (如, 2008-02-03).

[10] 光盘文献 (数据库) 作者. 论文题目 [DB/CD]. 出版地: 出版者, 出版年.

原文为非英文的参考文献著录举例:

[1] 王博, 张凯锋, 赖小明, 等. SiC_p/2024Al 复合材料板材脉冲电流辅助拉深成形 [J]. 锻压技术, 2012, 37 (5): 22-26.

Wang B, Zhang K F, Lai X M, et al. Pulse current auxiliary deep drawing of SiC_p/2024Al composites sheet [J]. Forging & Stamping

Technology, 2012, 37 (5): 22-26.

3 投稿方式及要求

(1) 请通过本刊网站的“作者投稿”系统投稿。

(2) 来稿文责自负, 请勿抄袭他人论文, 请勿一稿多投。对抄袭者和一稿多投者, 一经发现, 本刊将无条件退稿, 并作不良作者记录; 同时, 本刊将保留追索抄袭者浪费本刊资源和其他纷争的权利。

(3) 编辑部对来稿拥有修改权, 遇重大删改时将与作者协商; 排版后的清样将通过 E-mail 发给作者进行核对。

4 编辑部联系方式

地址: 北京市海淀区学清路18号《锻压技术》编辑部

邮编: 100083 电话: 010-62920652, 010-82415085

E-mail: fst@263.net

网址: http://www.fstjournal.net/

《锻压技术》编辑部