DOI: 10.3901/JME.2015.11.001

伺服冲床主传动机构构型及运动学优化设计*

周艳华^{1,2} 谢福贵^{1,3} 刘辛军^{1,3}

(1. 清华大学机械工程系制造工程研究所 北京 100084;

2. 海军航空工程学院飞行器工程系 烟台 264001;

3. 清华大学精密超精密制造装备及控制北京市重点实验室 北京 100084)

摘要: 伺服冲床是一种高速高频高精的新型板材冲压机床,其主传动机构构型、尺寸、性能直接影响冲床的精度、效率、冲压力等主要工作性能参数。通过分析现有机构构型,对伺服冲床主传动机构进行构型设计,并分析两种不同类型的机构特点。总结目标函数法和性能图谱法两种优化方法的特点及适用情况,提出基于目标函数法的冲床主传动机构优化目标函数,并采用两种优化设计方法分别对两类主传动机构进行尺度综合,验证了不同类型机构的特点。该研究对伺服冲床主传动机构构型及优化设计提供了思路及方法。

关键词: 伺服冲床; 主传动机构; 机构构型; 优化设计

中图分类号: TH11

Type Synthesis and Optimization of Main Driving Mechanism for Servo-punch Press

ZHOU Yanhua^{1,2} XIE Fugui^{1,3} LIU Xinjun^{1,3}

(1. Department of Mechanical Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084;

2. Department of Aircraft Engineering, Naval Aeronautical and Astronautical University, Yantai 264001;

3. Beijing Key Lab of Precision/Ultra-precision Manufacturing Equipments and Control, Tsinghua University, Beijing 100084)

Abstract: An Euler buckled beam formed negative stiffness mechanism is proposed and the static characteristic of which is analyzed. Servo drive turret punch press is a new type of press with high-speed, high-frequency and high-precision. The main driving mechanism is a very important part whose type, dimension, performance can directly affect the main performance of punch press such as efficiency, precision and punching force. Based on the analyses of mechanisms being used, type synthesis of main driving mechanism is done. The characters of two different types of mechanism are analyzed. Two optimization methods of objective function method and performance atlases and their application are analyzed. Optimization objects using objective function method are proposed. To recognize the mechanism characters better, two types of mechanism are optimized by using different methods mentioned above. This research provides a train of thought and method for type synthesis and optimization of main driving mechanism of servo punch press.

Key words: servo punch press; main driving mechanism; type synthesis; dimensional optimization

0 前言

冲床是制造业中非常重要的板材冲压工具,广泛地应用于航空航天、汽车、电子产品等的加工。伺服冲床是指伺服电动机直接驱动、输出较大的冲压力和冲压频次、实现板材快速冲压的机床。它摒弃了传统机械式冲床的减速器、飞轮,缩短了传动

链,采用节能环保、行程可调的伺服电动机作为驱动,具有高速、高频、高精、行程可调的特点,得到越来越广泛的应用,其市场发展前景远远超出了传统的机械式和液压式冲床^[1-2]。

作为伺服冲床的核心部件,主传动机构承担着实现高速、高频、大冲压力的作用,其构型、尺寸、性能直接影响着冲床的精度、效率、冲压力等主要工作性能,其作用至关重要。一个好的主传动机构能够在很大程度上降低对于电动机转矩的要求,降低电动机成本,国内外很多冲床制造商及研

* 国家科技重大专项(2013ZX04001-021)和清华大学自主科研计划(2014z22068)资助项目。20140929收到初稿,20150416收到修改稿

究机构都在努力探寻适合于伺服冲床的主传动机构构型,以期实现高频和大冲压力的平衡,有效降低伺服电动机成本。比如目前国外的有^[3-7]:日本的 AMADA(天田)公司的 EM 系列冲床采用曲柄滑块式主传动机构,如表 1 中图 a 所示,其 AC 系列采用丝杠螺母副及多杆主传动机构;日本 Muratec(村田)公司的冲床分别采用了曲柄摇杆+杠杆机构及曲柄滑块+肘杆机构(如表 1 中图 c 所示)的主传动;德国 Trumpf(通快)Trupunch3000 冲床采用了双螺母驱动丝杠的主传动形式,如表 2 中图 j 所示;芬兰 Prima power(芬宝)的冲床采用了丝杠螺母副+凸轮机构(楔形机构)的主传动,如表 2 中图 k 所示。国内有江苏亚威公司提出的双电动机冗余驱动滚珠丝杠+楔块的主传动机构,如表 2 中图 l 所示^[8]。清华大学提出的双电动机冗余驱动的 2-RRRPRP(曲柄滑块+双滑块)(如表 2 中图 d 所示)机构和 2-PRRP 双丝杠+双滑块机构(如表 2 中图 h 所示)^[9-10]等。

表 1 曲柄式主传动构型综合

机械增益特征	机构构型
一级力放大
多级力放大

对于一种确定的主传动机构构型,尺寸参数不但决定了其占用空间的大小,更重要的是决定了机构的性能,所以尺寸参数的优化设计工作必不可少。在机构的优化设计中,有两个问题必须解决:一是采用什么样的性能指标或目标函数;二是采用何种优化方法进行优化。俄亥俄州立大学的 YOSSIFON 等^[11]提出了将单独指标机械增益最大作为目标函

数,采用枚举搜索方法得到机构的优化尺寸;HWANG 等^[12]给出了包括机械增益、导轨最大正压力、拉延速度变化等七个目标函数,采用增广拉格朗日乘法进行机构尺度综合;GUO 等^[13]采用机械增益的倒数及连杆载荷与输出力比值作为性能指标,采用性能图谱法对伺服压力机进行了优化。DU 等^[14]采用可行性条件、机械增益及电动机转矩作为目标函数,采用遗传算法进行优化设计。对于冲床类主传动机构,目前还没有统一的指标和方法。本文通过对现有伺服冲床主传动机构及工作特点的分析,对伺服冲床主传动机构的构型设计及运动学优化设计(尺度综合)两方面进行了探讨。

表 2 螺杆式主传动构型综合

机械增益特征	机构构型
二级力放大
多级力放大
多级力放大

1 伺服冲床主传动机构的构型设计

伺服冲床的一个重要特点是以较小的电动机转矩实现较大的公称冲压力,这就要求主传动机构具有较大的机械增益。通过将多个增力机构组合在一起,形成新的机构,可以达到增大机械增益的作用。目前所知的增力机构大致有:滚珠丝杠、曲柄/摇杆滑块机构、双滑块机构、肘杆机构、斜楔机构、杠杆机构等。

通过对伺服冲床主传动机构工作特点及现有主传动机构构型分析发现,目前伺服冲床主传动根据原动件的形式不同,可以分为两大类,一类是曲柄式主传动,即由伺服电动机驱动曲柄,通过增力机构实现冲压运动;一类是螺杆式主传动,即由伺

服电动机驱动螺杆, 通过增力机构实现冲压运动。根据增力机构的数量及不同组合方式, 可以得到一级增力机构、二级增力机构、三级增力机构等, 高于四级的增力机构由于传动链较长, 会产生较大的累积误差, 导致精度下降, 且在高频冲压时会产生较大的振动, 故在此不予考虑。通过不同的组合, 对曲柄式主传动和螺杆式主传动机构进行构型设计, 可得到部分机构, 分别如表 1 和表 2 所示。

由于冲床主传动的主要指标是高频和大冲击力, 追根溯源, 就要求电动机的转矩和角加速度要满足要求, 对于螺杆式主传动, 还要求丝杠的加速度及其他技术条件在现有丝杠能力范围内。

曲柄式主传动机构的特点为: 电动机旋转一周对应一个冲压行程(总行程), 所以在要求的频次范围电动机转角一般不会很大, 故角加速度一般满足要求, 但要求很大的电动机转矩。螺杆式主传动机构的特点为: 对应一个冲压总行程, 电动机旋转一般大于一圈, 机械增益较大, 需要的电动机转矩相对较小, 但在较高冲压频次要求下, 丝杠的转角较大, 要求角加速度较大, 并且机构会受到丝杠加速度极限(一般小于 3g)、临界转速、 dn 值(转速特征值, d 为丝杠公称直径, n 为转速; 国外有些 dn 值最大可达 150 000)、轴向力等的限制。设计出合适的机构使电动机转矩和加速度(角加速度)协调在合适的范围内, 才能有效降低成本。

2 主传动机构优化设计

2.1 主传动机构优化设计指标与方法

主传动机构的运动学尺度优化方面, 目前的优化方法主要有两种: 目标函数法^[15]和性能图谱法^[16]。

2.1.1 目标函数法

目标函数法优化是指根据优化问题, 确定设计变量及一个或多个目标函数, 建立数学模型, 根据约束条件, 采用优化算法求解设计变量的一种优化方法, 其数学模型包括三个方面: 设计变量、目标函数、约束条件, 一般形式为

$$\begin{aligned} \mathbf{X} &= (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \\ \min f(\mathbf{x}) \\ \text{s.t. } g_u(\mathbf{x}) &\leq 0 \quad u=1, 2, \dots, L \\ h_v(\mathbf{x}) &= 0 \quad v=1, 2, \dots, M \end{aligned} \quad (1)$$

对于约束优化问题, 常用的解法有复合形法、罚函数法、增广拉格朗日乘子法及启发式算法等。机械伺服数控转塔冲床的多连杆式主传动机构

一般具有较强的非线性, 对于高度非线性的(单)多目标优化设计问题, 目前常用的优化算法多为启发式算法, 如遗传算法、模拟退火算法等, 但很难找到全局最优解。

对于曲柄式主传动, 如前所述, 角加速度一般能够满足要求, 故将电动机转矩最小作为目标函数, 为单目标函数寻优问题。对于螺杆式主传动, 需要寻求电动机转矩和丝杠加速度的平衡, 采用电动机转矩最小和丝杠转角最小作为目标函数, 进行多目标寻优。

2.1.2 性能图谱法

性能图谱法是根据机构的性能指标, 通过编程的方法获得不同指标的性能图谱, 从中选取满足要求的设计变量值, 从而得到优化的机构参数的方法。1989 年, 杨基厚等^[16]针对四杆机构, 提出了一种能够在有界尺度空间内获取优质解的归一化方法, 并通过性能图谱直观找出优质尺寸。刘辛军等^[17]应用量纲一方法对并联机构进行运动学分析与设计, 总结出了不同设计变量下的参数设计空间, 并结合性能图谱法, 对并联机构进行运动学尺度优化设计, 在优质尺度域内可以直观地获得机构的优质尺寸^[18]。

性能图谱法优化设计的首要任务是确定采用的性能指标。在这里设计指标采用汪劲松、刘辛军等^[19]提出的基于螺旋理论的运动/力传递性能指标 LTI、GTW、GTI。

(1) 运动/力传递性能指标。螺旋理论(也称旋量理论)是机构学研究中非常重要的一种数学方法, 国内外很多学者将其应用于并联机构的研究中, 用于解决并联机构的自由度、构型综合及评价指标等重要问题。清华大学刘辛军等在螺旋理论的基础上提出了用于机构性能分析的运动/力传递指标 LTI、GTW、GTI 指标, 详见文献[19-21], 在此不再赘述。

(2) 性能图谱法优化设计流程。采用性能图谱法进行设计, 应首先对机构进行分析, 定义 LTI、GTW、GTI 指标, 其次确定设计参数及量纲一化因子, 对设计参数进行量纲一化处理, 然后建立参数设计空间, 绘制性能图谱, 选取优质尺度域, 在优质尺度域内选取量纲一优化尺寸, 反求有量纲优化尺寸, 随后需要校核优化尺寸是否满足设计要求, 不满足则重新选取, 满足则设计结束。性能图谱法优化设计流程如图 1 所示。

2.1.3 目标函数法和性能图谱法的特点

目标函数法和性能图谱法都可以对机构进行优化设计。但这两种方法都有其优点和局限性。

图 1 性能图谱法优化流程

性能图谱法设计指标物理意义明确, 图谱直观, 设计者可以根据设计要求调整优质尺度域的范围, 并从中选取满足要求的机构参数, 设计的机构具有较好的运动力传递性能, 但对于机构设计变量较多(大于 4 个)的机构, 由于难以建立二维参数设计空间, 性能图谱法的使用受到限制, 此时应采用目标函数法进行优化。

目标函数法的优点是优化设计变量数量可以多达几百个, 但很多设计问题难以找到全局最优解, 对于目标函数非凸或不满足凸函数的性质, 难以找到最优解, 此时须采用性能图谱法进行优化。

本文针对两种不同的主传动机构, 分别采用了性能图谱法和目标函数法进行机构的优化设计。

2.1.3 主传动机构优化设计流程

采用目标函数法或性能图谱法完成机构的初步设计之后, 根据曲柄式主传动机构和螺杆式主传动机构的特点, 还应分别对电动机和丝杠进行计算、选型。伺服冲床主传动机构优化设计的完整流程如图 2 所示。

2.2 主传动机构分析与优化设计示例

基于以上分析, 对如图 3、4 所示的两个机构——2-RRRPRP 机构和 2-PRRP 机构(2-: 两个对称支链, P: 移动副, R: 转动副), 分别用两种方法进行了分析与优化设计。机构分析优化采用的技术指标如表 3 中所示, 根据前面分析的机构的不同特点, 给出了不同的频次指标。冲压行程参考曲线采用关于时间的五次多项式

$$\theta = A \left[6 \left(\frac{t}{T_r} \right)^5 - 15 \left(\frac{t}{T_r} \right)^4 + 10 \left(\frac{t}{T_r} \right)^3 \right] \quad (5)$$

图 2 主传动机构运动学优化设计流程

式中, T_r 为上升时间, 是冲压行程的半周期, A 是冲压行程折算到主电动机轴的摆动角度。

图 3 冲床传动机构方案一: 2-RRRPRP 机构

图 4 冲床传动机构方案二: 2-PRRP 机构

表 3 伺服转塔冲床技术指标

技术指标	2-RRRPRP 机构	2-PRRP 机构
公称压力/kN	350	350
冲头总行程/mm	32	32
公称力行程/mm	12	12
冲头刻印频次/min ⁻¹	2 000	1 000
4 mm 冲程最高冲压频次/min ⁻¹	—	400
6 mm 冲程最高冲压频次/min ⁻¹	1 200	—

2.2.1 2-RRRPRP 机构(曲柄式主传动机构)优化设计

图 3 所示 2-RRRPRP 机构的偏置($c \neq 0$)和对心($c=0$)两种情况的性能图谱法优化设计已分别在文献[23]和文献[24]中详细阐述,在此不再详述,仅列出曲柄滑块偏置机构部分图谱及结果供分析比较。2-RRRPRP 机构的主要性能图谱如图 5~8 所示。在图 8 所示的优质尺度域内选取一点 $X=0.306$, $Y=0.11$, 计算得: $r_1=0.18$, $r_2=0.71$, $r_3=0.11$, 反求得到有量纲尺寸参数如表 4 所示。通过计算, 得到所需电动机参数如表 5 所示, 所需电动机最大转矩为 3 278 N·m。

图 5 曲柄滑块机构 32 mm 行程 GTI

图 6 曲柄滑块机构 GTW

表 4 机构优化设计参数

设计参数	a	b	c	l
参数值/mm	37.417	147.597 1	22.867	300

图 7 曲柄滑块机构 6 mm 行程 GTI

图 8 机构优质尺度域

表 5 所需电动机参数

冲压行程 δ /mm	电动机转 矩/(N·m)	转速 $n_{\max}$ / (r/min)	角加速度 $\alpha_{\max}$ /(rad/s ²)
1.0	3 278	78.9($t=7.5$ ms 时)	1 419($t=3.17$ ms 时)
6.0	2 279	704.66($t=13.5$ ms 时)	9 081($t=5.28$ ms 时)

由优化设计结果可知, 2-RRRPRP 机构可以实现非常高的冲压频次, 但所需电动机转矩高达 3 278 N·m。

2.2.2 2-PRRP 机构(螺杆式主传动机构)优化设计

如图 4 所示, 该机构采用双电动机驱动滚珠丝杠, 通过双滑块机构实现冲压运动。两个对称布置的丝杠与水平面倾斜 β , 连杆与冲头导路方向的夹角为 θ , 连杆长为 l , 丝杠导程为 Ph 。

采用目标函数法进行优化, 优化目标应当同时考虑电动机转矩最小及丝杠转角最小, 故采用公称力行程起始位置电动机转矩最小及丝杠转角最小作为目标函数, 设计变量为: $(x_1, x_2, x_3)^T = (l, \theta_{20}, \beta)^T$, 其中 θ_{20} 为公称力行程起始位置处的 θ 角。建立数

学模型为

$$\min T = \frac{FPh \cdot \tan \theta_{20}}{4\pi \cdot \cos \beta \cdot \eta}$$

$$A = l \cdot \sin \theta_{20} / Ph$$

即

$$\min f_1 = \frac{F \cdot Ph \cdot \tan x_2}{4\pi \cdot \cos x_3 \cdot \eta}$$

$$f_2 = x_1 \cdot \sin x_2 / Ph$$

$$\text{s.t. } \theta_{20} \leq 20^\circ$$

$$\beta \leq 30^\circ$$

$$l \cdot (1 - \cos \theta_{20}) = 12 \quad (6)$$

即

$$\begin{cases} x_2 - 20\pi/180 \leq 0 \\ x_3 - 30\pi/180 \leq 0 \\ x_1(1 - \cos x_2) = 12 \end{cases} \quad (7)$$

对于多目标优化问题,求解的基本方法是构造适当的评价函数,形成新的目标函数,在此采用线性组合法,取加权系数 w_1, w_2 ,得到新的目标函数为

$$f = w_1 \cdot f_1 + w_2 \cdot f_2 \quad (8)$$

采用遗传算法进行优化,取加权系数 $w_1=0.2$, $w_2=0.8$,得到优化结果: $\theta_{20} = 12.2229^\circ$, $l = 300 \text{ mm}$, $\beta = 10^\circ$, $Ph = 10 \text{ mm}$,计算得到所需其他结果如表 6 所示。

表 6 所需电动机和丝杠参数($F=350 \text{ kN}$)

参数	数值
电动机最大转矩 $M_{\max}/(\text{N}\cdot\text{m})$	117
丝杠承受最大轴向载荷 F_c/kN	67.72
电动机最大转速 $n_{\max}/(\text{r}/\text{min})$	2 924
4 mm 冲程电动机角加速度 $\alpha_{4\max}/(\text{rad}/\text{s}^2)$	11 355
4 mm 冲程丝杠加速度 $a_{4\max}/(\text{m}/\text{s}^2)$	18.07

选择电动机、丝杠螺母副并校核。

根据优化结果,选择 Bosch Rexroth 的伺服电动机和滚珠丝杠副,型号如下。

电动机: MSK100 C-0200, $M_{\max} = 148 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n_{\max} = 3 500 \text{ r}/\text{min}$, $J = 0.027 3 \text{ kg}/\text{m}^2$ 。

丝杠: FEM-E-S A 50*10*6-6, $C=79 700 \text{ N}$, $C_0=166 500 \text{ N}$, $v_{\max} = 30 \text{ m}/\text{min}$, 其中

$$v_{\max} = P_h n_{\max} \Rightarrow n_{\max} = \frac{v_{\max}}{P_h} = \frac{30}{0.01} = 3 000 \text{ r}/\text{m} > 2 924 \text{ r}/\text{m}$$

$dn = 50 \times 2 924 = 146 200 < 150 000$, 可行。

丝杠加速度为 $a_{4\max} = 18.07 \text{ m}/\text{s}^2 < 3g$, 可行。

2.2.3 优化结果比较

比较上述两个机构的优化结果,可以看出,在实现相同冲压力的情况下,曲柄式主传动机构可以实现较高的频次,压印频次(1 mm 冲程)可达 $2 000 \text{ min}^{-1}$,但所需电动机转矩却高达 $3 278 \text{ N}\cdot\text{m}$,电动机成本较高,若考虑冲头惯性力,电动机转矩会有略有降低,但仍然会较大;螺杆式主传动所需电动机转矩较小,仅为 $117 \text{ N}\cdot\text{m}$,电动机成本大大降低,但可实现的频次较曲柄式主传动低,压印频次仅为 $1 000 \text{ min}^{-1}$,从丝杠的加速度看,冲压频次虽然还有一定的上升空间,但远达不到曲柄式主传动的冲压频次。这也验证了构型设计中对机构的分析。

3 结论

(1) 通过对伺服冲床主传动机构的分析,在已有机构的基础上,对伺服冲床主传动机构的进行了构型设计,分析了两种不同类型主传动机构的特点。

(2) 总结了机构优化设计的两种方法及优化流程,提出了基于目标函数法优化主传动机构的目标函数,并将基于螺旋理论的运动/力传递指标和性能图谱法引入到主传动机构尺度综合中;采用目标函数法和性能图谱法对两种机构分别进行了尺度综合,结果验证了两种机构的特点。

(3) 该研究对伺服冲床主传动机构的构型设计与尺度综合提供了一种设计思路和方法,具有一定的借鉴及指导意义。

参 考 文 献

- [1] HE K, LI J H, OU X F, et al. A new type of servo direct drive turret punch press[J]. Advanced Materials Research, 2010, 139-141: 752-757.
- [2] OSAKADA K, MORI K, ALTAN T, et al. Mechanical servo press technology for metal forming[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2011, 60: 651-672.
- [3] AMADA. CNC Punch press: EM-NT series[EB/OL]. Beijing: Amada China Group. 2012[2012-10-20]. <http://www.amada.com.cn/products/bankin/punching/index.html>.
- [4] MURATEC. Products: CNC servo motor driven ram turret punch press MOTORUM series[EB/OL]. Japan: Muratec Machinery Ltd., 2012[2012-10-20]. <http://www.muratec.cn/sm/products/tp/m2048ts.html>.
- [5] MURATEC. Products: CNC servo motor driven ram turret punch press MOTORUM series[EB/OL]. Japan:

- Muratec Machinery Ltd., 2012[2012-10-20]. <http://www.muratec.cn/sm/products/tp/m2548ts.html>.
- [6] Prima Power. E-series punch press[EB/OL]. Finland: Prima Power. 2011[2012-10-20]. http://www.finn-power.com/global/machine_tools.asp?GetLinks=MTP_NcE.
- [7] TRUMPF. Punch press: TruPunch 3000[EB/OL]. TRUMPF China. 2012[2012-10-20]. <http://www.cn.trumpf.com/zh/produkte/werkzeugmaschinen/produkte/stanzen/stanzmaschinen/trupunch-3000.html>.
- [8] 冷志斌, 肖军, 徐波, 等. 一种伺服数控回转头压力机主传动机构: 中国, 201010110666.4[P]. 2011-08-24. LENG Zhibin, XIAO Jun, XU Bo, et al. A main driving mechanism for servo turret punch press: China, 201010110666.4[P]. 2011-08-24.
- [9] 刘辛军, 汪劲松, 谢福贵, 等. 一种用于数控转塔冲床的机械伺服驱动主传动装置: 中国, ZL201010185832.7[P]. 2012-05-09. LIU Xinjun, WANG Jinsong, XIE Fugui, et al. A main driving mechanism for servo CNC turret punch press: China, ZL201010185832.7[P]. 2012-05-09.
- [10] 王立平, 刘辛军, 谢福贵, 等. 一种机械伺服数控转塔冲床的冗余驱动主传动装置: 中国, ZL201010185841.6[P]. 2012-06-20. WANG Liping, LIU Xinjun, XIE Fugui, et al. A main driving mechanism with actuation redundancy for servo CNC turret punch press: China, ZL201010185841.6[P]. 2012-06-20.
- [11] YOSSFON S, SHIVPURI R. Optimization of a double knuckle linkage drive with contrast mechanical advantage for mechanical presses[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1993, 33(2): 193-208.
- [12] HWANG W M, HWANG Y C, CHIOU S T. A drag-link of mechanical presses for precision drawing[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1995, 35(10): 1425-1433.
- [13] GUO W Z, GAO F. Design of a servo mechanical press with redundant actuation[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(4): 574-579.
- [14] DU R, GUO W Z. The design of a new metal forming press with controllable mechanism[J]. Journal of Mechanical Design, 2003, 125: 582.
- [15] 李万祥. 工程优化设计与 Matlab 实现[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010. LI Wanxiang. Engineering optimal design with Matlab[M]. Beijing, Tsinghua University Press, 2010.
- [16] 杨基厚, 高峰. 四杆机构的空间模型和性能图谱[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989. YANG Jihou, GAO Feng. The space model and performance atlases of four-bar linkage[M]. Beijing: China Machine Press, 1989.
- [17] LIU X J, WANG J S. A new methodology for optimal kinematic design of parallel mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(9): 1210-1224.
- [18] LIU X J, WANG J S, ZHENG H J. Optimum design of the 5R symmetrical parallel manipulator with a surrounded and good-condition workspace[J]. Robotics and Autonomous Systems, 2006, 54(3): 221-233.
- [19] WANG J S, WU C, LIU X J. Performance evaluation of parallel manipulators: Motion/force transmissibility and its index[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(10): 1462-1476.
- [20] 黄真, 赵永生, 赵铁石. 高等空间机构学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006. HUANG Zhen, ZHAO Yongsheng, ZHAO Tieshi. Advanced spatial mechanism[M]. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [21] 王国彪, 刘辛军. 初论现代数学在机构学研究中的作用与影响[J]. 机械工程学报, 2013, 49(3): 1-9. WANG Guobiao, LIU Xinjun. Role and influence of modern mathematics in mechanisms[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(3): 1-9.
- [22] WU C, LIU X J, WANG L, et al. Optimal design of spherical 5R parallel manipulators considering the motion/force transmissibility[J]. Journal of Mechanical Design, 2010, 132(3): 031002.
- [23] ZHOU Y H, LIU X J. Optimal design of the main driving mechanism of CNC turret punch driven by servo motor[C]// 2nd IFToMM International Symposium on Robotics and Mechatronics, Shanghai, November 3-5, 2011.
- [24] ZHOU Y H, XIE F G, LIU X J. Optimal design of a main driving mechanism for servo punch press based on performance atlases[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(5): 909-917.

作者简介: 周艳华, 女, 1973 年出生, 讲师, 博士研究生。主要研究方向为机构学及先进制造装备。

E-mail: zyhyt73@163.com

谢福贵, 男, 1982 年出生, 博士。主要研究方向为机构学及并混联制造装备。

E-mail: xiefg@mail.tsinghua.edu.cn

刘辛军(通信作者), 男, 1971 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机构学及先进制造装备。获得发明专利 40 余项, 发表论文 110 余篇。

E-mail: xinjunliu@mail.tsinghua.edu.cn