DOI: 10.3901/JME.2015.03.139

复合伺服驱动压边力控制执行机构建模与优化^{*}

杨莉 金振林 秦泗吉 邹凤刚 黄勇超
(燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004)

摘要: 将伺服电动机驱动与双滑块六杆机构复合, 利用伺服电动机的可控性和六杆机构的速度特性, 实现拉深过程的变压边力控制。在综合考虑机构输出位移中的弹性位移和刚性位移基础上, 建立压边机构输入输出关系的数学模型。当机构几何参数一定时, 可根据压边力与滑块位移的关系并考虑机构的变形, 确定压边机构的输入速度。为优化杆系尺寸, 在考虑压边工作行程和传动效果良好的基础上, 以机构输出速度与压力机滑块速度相差最小(在压边力施加阶段), 及机构总体尺寸最小为目标函数, 优化确定了双滑块六杆机构的杆系尺寸。利用仿真软件, 由前面建立的输入输出关系数学模型确定仿真输入速度, 仿真结果表明, 采用复合伺服驱动双滑块六杆执行机构实现压边力控制是可行的。

关键词: 板材成形; 复合伺服驱动; 压边力控制; 双滑块六杆机构

中图分类号: TG386; TG385

Modeling and Optimization of Composite and Servo-driven Actuator for Blank-holder Force Control

YANG Li JIN Zhenlin QIN Siji ZOU Fenggang HUANG Yongchao
(College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract: By using servo driving combined with six-bar mechanism and controllability of servo motor and the six-bar linkage's speed characteristics, control of variable blank holder force during deep drawing process is obtained. Based on consideration of both of elastic displacement and rigid displacement, mathematic model of relationship between input and output speeds of the mechanism is established. Therefore, as the parameters of the mechanism are given, the input speed of the actuator for blank-holder force (BHF) can be determined according to the relationship between BHF force versus stroke and consideration of the actuator's deformation. On the basis of considering the maximum blank holder stroke and good transmission results, taking the minimum error between the output speed and that of press slider (during blank-holder's stroke) and the minimum linkage sizes as objective functions, the dimensions of double-slider mechanism with six bars are optimized. Using the simulation software and with input simulation speed determined by the mathematic model given above, the results show that it is feasible to realize control for VBHF by using double-slider mechanisms with six bars combined with servo driver.

Key words: sheet metal forming; composite and servo-driven; blank-holder force control; six-bar linkages with double sliders

0 前言

在金属板料拉深成形过程中, 为了控制金属的流动、抑制起皱, 通常需要采用合适的压边方法, 选用适当的压边力。压边力是金属板料拉深成形中可控制的重要工艺参数。一般来说, 压边力过小, 无法有效地控制材料的流动, 板料容易产生起

皱缺陷; 而压边力过大, 虽然可以避免起皱, 但破裂缺陷产生的趋势会明显增加, 同时, 模具和板料表面受损可能性增大, 影响模具寿命和板料拉深成形性能。

压边力控制技术的研究一般包括两个方面的内容: 一是预测起皱缺陷或最优的压边行程曲线^[1-3], 二是采用有效的控制技术实现给定的压边力控制要求^[4-6]。

对正装模具结构, 根据拉深工艺对压边力的要求, 文献[7-8]提出了以伺服电动机作为驱动元件实

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51175451)。20140316 收到初稿, 20140912 收到修改稿

现数控压边的方法。这种压边力控制方法采用计算机控制系统,配以合适的压边力执行机构及合理设计机构参数,对压边过程中压边圈的位置、速度、力等进行控制,实现不同工艺所需的各种压边力控制要求,可以使压边力按预先设定的压边力随行程曲线变化,达到变压边力控制的目的。

拉深模一般采用倒装结构,凹模固定在压力机滑块上。拉深开始时,压边圈随压力机滑块一起向下运动。与正装结构相比,倒装模具结构的压边力施加行程大大增加,这不仅使得所需的电动机功率增大,也为实现变压边力控制增加了难度。

显然,采用合适的压边力执行机构,如何根据压边力的控制要求,建立输入输出关系的数学模型,以及优化确定机构参数是实现数控压边的技术关键。

本文根据拉深工艺特点,采用了伺服电动机与双滑块六杆机构复合的设计方法,实现变压边力控制。复合伺服驱动压边力控制系统,主要包括计算机数控装置、伺服电动机、丝杠螺母副、双滑块六杆机构、压边圈、缓冲元件等。伺服电动机接受数控装置发出的指令信号,经丝杠螺母副驱动六杆机构带动压边圈实现给定的压边运动,完成压边过程^[8]。伺服驱动压边力控制技术与多杆机构伺服压力机^[9]结合可望实现成形过程中的全伺服驱动。

首先建立了机构运动方程,进而导出了考虑弹性变形时压边机构的输入输出关系,并对杆系尺寸进行了优化。采用仿真软件,对压边力控制过程进行了验证。

1 输入输出关系数学模型的建立

1.1 复合伺服驱动压边机构及运动方程

图1为复合伺服驱动压边力控制结构简图,电动机1通过联轴器2驱动滚珠丝杠4和螺母9,将回转运动转换为直线运动,再通过六杆机构,将运动和动力传递到下滑板3,又经弹性缓冲元件10和连接杆5带动压边圈6运动。

拉深工作过程如下:压力机滑块带动凹模7向下运动,当凹模与坯料和压边圈接触后,压边圈的速度与压力机滑块速度一致。由伺服电动机直接驱动控制的压边圈,在跟随滑块向下运动过程中,通过数控装置对电动机速度的调节,实现给定的压边力行程控制要求。

图1 复合伺服驱动压边力控制结构简图

1. 伺服电动机 2. 联轴器 3. 下滑板 4. 滚珠丝杠 5. 连接杆
6. 压边圈 7. 凹模 8. 凸模 9. 螺母 10. 缓冲元件

图2为双滑块六杆机构简图,已知输入和输出滑块A、D(对应图1中件9和件3)与固定铰接点O水平方向距离分别为a、b,垂直方向距离为 s_1 、 s_2 。设杆OB、BA、BC、OC、CD与x轴夹角分别为 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 、 θ_4 、 θ_5 ,对应各杆长度尺寸分别为 l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 、 l_5 ,则 s_1 和 s_2 用参数方程的形式表示为

$$\begin{cases} l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2 = s_1 \\ l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 = a \end{cases}$$

$$s_1 = \sqrt{l_2^2 - (a - l_1 \sin \theta_1)^2} + l_1 \cos \theta_1 \quad (1)$$

$$\begin{cases} l_4 \cos \theta_4 + l_5 \cos \theta_5 = s_2 \\ l_4 \sin \theta_4 + l_5 \sin \theta_5 = -b \end{cases}$$

$$s_2 = \sqrt{l_5^2 - [b + l_4 \sin(\theta_1 - \alpha)]^2} + l_4 \cos(\theta_1 - \alpha) \quad (2)$$

式中, α 为杆OC与OB的夹角。

图2 双滑块六杆机构简图

将式(1)、(2)分别对时间 t 求导, 得

$$\frac{ds_1}{dt} = l_1 \left[\frac{(a - l_1 \sin \theta_1) \cos \theta_1}{c_1} - \sin \theta_1 \right] \frac{d\theta_1}{dt} \quad (3)$$

式中, $c_1 = \sqrt{l_2^2 - (a - l_1 \sin \theta_1)^2}$ 。

$$\frac{ds_2}{dt} = -l_4 \left[\frac{b + l_4 \sin(\theta_1 - \alpha)}{c_2} + \sin(\theta_1 - \alpha) \right] \frac{d\theta_1}{dt} \quad (4)$$

式中, $c_2 = \sqrt{l_5^2 - [b + l_4 \sin(\theta_1 - \alpha)]^2}$ 。

将式(3)、(4)联立求解, 消去参数 θ_1 , 可求出不考虑机构及缓冲元件弹性变形时, 压边圈速度 $v_2 = ds_2/dt$ 与丝杠螺母输入速度 $v_1 = ds_1/dt$ 之间的关系。

1.2 考虑机构变形的输入输出关系

由于压边力的作用, 压边机构和缓冲元件会产生弹性变形, 在确定机构输入输出关系时, 应考虑弹性变形的影响。

设在某一拉深位置, 压边圈的位移为 s_b 。当压边装置总的弹性变形为 s_e 时, 有

$$\frac{ds_b}{dt} = \frac{ds_2}{dt} - \frac{ds_e}{dt} \quad (5)$$

s_e 可由压边力 F 、机构刚度 K (包括缓冲元件) 确定

$$s_e = \frac{F}{K} \quad (6)$$

式中, $F = F(s)$, s 为滑块位移; $K = K(s_b)$ 。对式(6)求导, 并将式(5)代入, 得

$$\frac{ds_2}{dt} = \left[1 - \frac{F(s)K'(s_b)}{K^2(s_b)} \right] \frac{ds_b}{dt} + \frac{F'(s)}{K(s_b)} \frac{ds}{dt} \quad (7)$$

在压边力施加阶段, 压边圈和压力机滑块的位置是相同的, 此时二者有相同的速度, $ds_b/dt = ds/dt$, 式(7)可写为

$$\frac{ds_2}{dt} = \left\{ 1 + \left[\frac{F(s)}{K(s_b)} \right]' \right\} \frac{ds}{dt} \quad (8)$$

或

$$\frac{ds}{dt} = \frac{ds_b}{dt} = \frac{ds_2}{dt} / \left\{ 1 + \left[\frac{F(s)}{K(s_b)} \right]' \right\} \quad (9)$$

由式(3)、(4)确定 ds_2/dt 与 ds_1/dt 的关系, 再由式(8)确定 ds_2/dt 与 ds/dt 的关系, 进而得到 ds/dt 与输入速度 ds_1/dt 之间的关系。即, 对于给定的压边机构, 当行程参数 s 一定, 且压边力与滑块位移的关系 $F = F(s)$ 给定时, 所需的输入速度 ds_1/dt 是唯一确定的。

因此, 若已知压力机滑块运动规律 $s = s(t)$, 压边力与滑块位移的关系 $F = F(s)$, 所需的输入速度 ds_1/dt 只与机构参数有关。

反之, 当输入速度 ds_1/dt 已知, 且当压边力行程曲线和压边机构参数给定时, 可由式(9)求出所需要的压边圈的速度。

由于压边机构的输入输出关系非常复杂, 直接根据输出要求和电动机性能参数确定机构参数是非常困难的。另外, 还要保证机构总体尺寸不至过大, 因此需要采用优化方法确定机构的尺寸参数。

2 双滑块六杆机构优化设计

2.1 设计变量及目标函数

如图 2, 双滑块六杆机构包含 7 个设计变量 l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 、 l_5 、 a 、 b , 以矢量的形式表示, $\mathbf{X} = (l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, a, b)^T$ 。

在一定条件下, 优化设计六杆机构参数, 使实际输出速度既满足给定的压边力与滑块位移的关系要求, 又使机构总体尺寸尽量小。因此, 这是一个多目标优化问题。

为了使研究问题简化, 实际计算时, 首先给定输入速度 ds_1/dt (一般设其等于电动机在额定转速下对应的螺母速度)。然后根据给定的压边力与滑块位移的关系、机构刚度等, 利用式(9)求出所需的压边圈输出速度 ds_b/dt 。以此求出的压边圈速度, 应与给定的压力机滑块速度一致。设 $v^* = ds_b/dt$, 压力机滑块速度为 v , 则优化目标之一为二者相差最小, 目标函数为

$$f_1(\mathbf{X}) = \sum_{i=1}^m (v_i^* - v_i)^2 \quad (10)$$

式中, m 为计算所取的点数, 各点按在压边力施加阶段所需时间等分选取; v_i^* 、 v_i 分别为各点对应的压边圈输出速度值与压力机滑块实际速度值。

此外, 为使机构结构尺寸最小, 参照文献 [10], 以各杆件长度之和为目标函数, 即

$$f_2(\mathbf{X}) = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + a + b \quad (11)$$

由于 $f_1(\mathbf{X})$ 和 $f_2(\mathbf{X})$ 的函数值单位不同, 在数量级上存在较大差异, 应先进数值上的处理, 以便构造最终的目标函数。

设

$$p_i = (v_i^* - v_i)^2$$

$$p_{\max} = \max \{p_1, p_2, \dots, p_m\} \quad p_{\min} = \min \{p_1, p_2, \dots, p_m\}$$

$$f_1^*(X) = \frac{f_1(X)/m - p_{\min}}{p_{\max} - p_{\min}}$$

$f_1^*(X)$ 值为 0~1。

同理, 根据运动副结构尺寸等限制, 给定机构参数中最小长度为 $l_{\min}$ 。根据空间位置安装条件等限制, 给定最长构件的最大长度为 $l_{\max}$, 即

$$l_{\max} = \max\{l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, a, b\}$$

$$l_{\min} = \min\{l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, a, b\}$$

$$f_2^*(X) = \frac{f_2(X)/7 - l_{\min}}{l_{\max} - l_{\min}}$$

$f_2^*(X)$ 值为 0~1。

经过处理后, $f_1^*(X)$ 和 $f_2^*(X)$ 的值为 0~1。可以构造一个总目标函数, 考虑各分目标的不同重要程度, 以得到最优解。用线性加权法将多目标函数转化为单目标函数, 设总目标函数为

$$\min f(X) \quad (12)$$

式中, $f(X) = w_1 f_1^*(X) + w_2 f_2^*(X)$; w_1 、 w_2 为加权因子, 当各目标函数进行规格化处理之后, 其作用是体现对应的目标函数在设计中的重要程度。计算中取 $w_1=0.9$ 、 $w_2=0.1$ 。

2.2 约束条件

在四杆机构中常用传动角的大小及其变化情况来衡量其传力性能的优劣, 机构的传动角愈大对机构的传力愈有利。如图 2 所示, 杆 OB 、 BA 、输入滑块和机架组成一个四杆机构, 杆 OB 和 BA 夹角 β 。

杆 OC 、 CD 、输出滑块和机架组成另一四杆机构, 杆 CD 与 y 轴夹角 γ , 根据传动要求, 则约束条件如下^[11]: $45^\circ \leq \beta \leq 135^\circ$, $45^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$ 。

优化过程中, 还应考虑三角形杆存在条件。三角形杆 OBC 的存在, 应满足条件: $l_1 + l_3 \geq l_4$, $l_1 + l_4 \geq l_3$ 和 $l_3 + l_4 \geq l_1$ 。

3 优化应用举例及结果分析

将复合伺服驱动压边装置应用在某多杆机构拉深压力机上, 该压力机杆系结构如图 3 所示, $r_1=145.0$ mm, $r_2=501.7$ mm, $r_3=700.5$ mm, $r_4=1106.2$ mm, $r_5=654.5$ mm, $r_6=617.0$ mm, $c=781.6$ mm, $d=221.2$ mm。压力机滑块总行程为 500 mm, 每分钟行程次数 30。压力机滑块位移 s 、速度 v 随曲柄转角关系如图 4 所示, 滑块有效工作行程约为 166 mm。压边装置电动机额定转速 1 500

r/min, 丝杠导程 8 mm。在压力机滑块有效工作行程阶段, 压边圈的速度与压力机滑块速度一致, 压边圈的工作行程与滑块的有效工作行程一致。

图 3 压力机六杆机构简图

曲柄转角 $\alpha/(^\circ)$

(a) 行程变化曲线

曲柄转角 $\alpha/(^\circ)$

(b) 速度变化曲线

图 4 压力机滑块位移、速度与曲柄转角关系曲线

参照文献[12]设定某一压边力随时间变化曲线, 如图 5 所示的实线部分(虚线部分为仿真值)。根据给定的压力机滑块位移随时间变化关系, 可以得到压边力随滑块位移的变化关系。

分析表明, 当压边力相同时, 在不同的压边位置, 机构的刚度变化很小。而当压边力变化时, 由于机构和缓冲元件(橡胶)产生了变形, 对整体刚度稍有影响。因此, 实际计算时, 只考虑了力的变化对机构刚度的影响。

设 ΔS 为在静力 F 作用下机构变形后的位移, 由此可以计算出机构的刚度。机构刚度特性按实际设计采用的聚氨酯弹性元件^[13], 并对机构进行建

模后采用有限元分析方法计算得到。具体的处理方法是, 固定丝杠, 在压边圈上施加载荷 F , 计算出压边圈在竖直方向的位移 ΔS , 由此可得到机构的刚度。图 6 是机构(含缓冲元件)刚度特性曲线。

图 5 压边力随时间变化关系曲线

图 6 机构(含缓冲元件)刚度特性曲线

选取前述优化设计变量、目标函数和约束条件, 采用半惩罚函数法^[14]作为优化方法, 优化各杆系尺寸。

优化计算结果表明, 当压边运动行程较长时, 应采用如图 7 所示的构型。与前述构型相比, 只需要将 l_3 设为负值, 计算方法和过程与前述构型一致。优化结果得到较为理想的双滑块六杆机构参数: $l_1=91.3$ mm, $l_2=116.3$ mm, $l_3=-32.8$ mm, $l_4=99.1$ mm, $l_5=137.5$ mm, $a=95.5$ mm, $b=21.4$ mm。

图 7 双滑块六杆机构构型之二简图

图 8 为优化后的压边圈位移时间曲线与压力机滑块位移时间曲线的比较图(压边装置的输入速度设为均匀, 且等于电动机在额定转速下对应的螺母的速度)。可以看出, 在压边力施加阶段, 压力机滑块和压边圈相对位置的差别很小, 两条曲线非常接近。这种设计结果的目的就是, 在压边力施加阶段, 电动机只需进行较小的速度调节即可达到压边圈与压力机滑块速度基本一致的要求。滑块和压边圈的位移向上设为正, 向下设为负。

图 8 压边圈和压力机滑块位移时间曲线

4 仿真分析验证

为了验证复合伺服驱动压边力执行机构的优化设计结果, 应用虚拟样机技术, 进行了仿真分析。

拉深过程中, 当伺服电动机经丝杠螺母和六杆机构驱动压边圈实施压边时, 为了实现给定的压边力随滑块位移变化要求, 根据前面的分析可知, 当 $s=s(t)$, $F=F(s)$, $K=K(s_b)$ 已知时, 由式(8)求出 ds_2/dt , 进而由式(3)、(4)得到输入速度 ds_1/dt 。仿真分析时, 使螺母速度等于该输入速度值即可。

为了便于求导运算, 需要先将 $s=s(t)$, $F=F(s)$, $K=K(s_b)$ 曲线拟合合成函数。实际计算时, 因拟合函数与实际值有一定误差, 可能需要对输入值 ds_1/dt 进行调整, 以使输出的压边力与行程的关系接近预定的要求。

分别以图 4、图 5 和图 6 给定的 $s=s(t)$, $F=F(s)$, $K=K(s_b)$ 为例, 按前述计算方法, 设定螺母输入速度, 经仿真分析后, 可得到的压边力与时间的关系。

图 9a、图 9b 分别表示伺服驱动得到的压边力 F 和所需电动机的驱动转矩 M 随时间变化曲线。

仿真结果表明, 除当压边力较小时相对误差稍大外, 设定的压边力曲线和伺服驱动得到的压边力曲线非常接近。当压边力大于 100 kN 时, 最大相对

误差小于 4.7%(图 5)。通过改变电动机速度, 可以产生不同的压边力曲线, 实现变压边力控制。

(a) 输出的压边力随时间变化曲线

(b) 电动机驱动转矩曲线

图 9 输出的压边力、电动机转矩曲线

从图 9b 所示的电动机驱动转矩曲线可见, 在施加最大压边力为 194 kN 时, 对应电动机最大瞬时转矩为 36.6 N·m, 大部分时间内所需转矩都小于该值。一般伺服电动机瞬时能承受最大转矩为额定值的 2~3 倍, 一台中小功率的电动机即可满足产生 200 kN 压边力的要求, 相应的电动机速度、加速度都在允许范围以内。

综上所述, 按前述分析方法设计的压边力执行机构是合理、可行的。

5 结论

(1) 提出了以双滑块六杆机构与伺服电动机复合进行变压边力控制的方法。综合考虑了系统刚性位移和弹性位移对机构输出速度的影响, 建立了压边力执行机构的输入与输出关系的数学模型。

(2) 以机构产生的输出速度与给定的压力机滑块速度之差最小及机构总尺寸最小为优化目标, 在保证工作行程和最优传力效果的条件下, 按某拉深工艺给定的压边力与滑块位移关系曲线, 优化确定了机构参数。

(3) 对压边过程进行了仿真分析, 结果表明, 当电动机按仿真给出的输入速度运动时, 输出的压边力达到了预定的要求。输入的压边力曲线和输出压边力曲线非常接近, 压边力最大相对误差小于 4.7%(压边力大于 100 kN 时)。

(4) 仿真分析表明, 当最大压边力为 194 kN 时, 所需电动机的最大转矩为 36.6 N·m, 中小功率的电动机即可满足要求。采用六杆机构与伺服电动机复合的设计方法, 实现拉深过程的变压边力控制是可行的。

参 考 文 献

- [1] SAXENA R K, DIXIT P M. Prediction of flange wrinkling in deep drawing process using bifurcation criterion[J]. Journal of Manufacturing Processes, 2010, 12(1): 19-29.
- [2] LEI Kun, ZHANG Kaifeng. Wrinkle limit blank holder force models in square-box deep drawing with variable segment blank-holders[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 19(2): 205-211.
- [3] 马瑞, 赵军, 屈晓阳. 盒形件智能化拉深变压边力控制规律及其预测[J]. 机械工程学报, 2010, 46(8): 32-36. MA Rui, ZHAO Jun, QU Xiaoyang. Control law of variable BHF and its prediction in intelligent deep drawing for rectangular box[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(8): 32-36.
- [4] WU Yousheng, WANG Xinyun, XIA Juchen, et al. Multipoint blank holder force control in hydroforming of fuel tank[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 19(2): 200-204.
- [5] LIN Zhongqin, WANG Wurong, CHEN Guanlong. A new strategy to optimize variable blank holder force towards improving the forming limits of aluminum sheet metal forming[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2007, 183(2-3): 339-346.
- [6] HASSAN M A, AHMED K I E, TAKAKURA N. A developed process for deep drawing of metal foil square cups[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2012, 212(1): 295-307.
- [7] 秦泗吉. 压边力控制技术研究现状及伺服数控压边方法可行性探讨[J]. 中国机械工程, 2007, 18(1): 120-125. QIN Siji. State-of-the-art of blank holding force control technology and feasibility of numerical servo-control holding[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(1): 120-125.
- [8] 杨莉, 秦泗吉, 杜广杰. 复合伺服驱动压边力控制方法及执行机构设计[J]. 中国机械工程, 2012, 23(6): 1360-1363. YANG Li, QIN Siji, DU Guangjie. A composite control technique of BHF driven by servo motor and design for the actuator[J]. China Mechanical Engineering, 2012,

- 23(6): 1360-1363.
- [9] 梁锦涛, 赵升吨, 谢嘉, 等. 双肘杆机械压力机实现柔性加工的混合闭环伺服控制系统的研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(7): 120-127.
- LIANG Jintao, ZHAO Shengdun, XIE Jia, et al. Research on hybrid-loop servo control system of double toggle mechanical press for achieving flexible process[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(7): 120-127.
- [10] 孙永, 詹宏勇. 平面曲柄摇杆机构按最小传动角最大和尺寸最小的优化设计[J]. 机械设计, 1996(9): 12-14.
- SUN Yong, ZHAN Hongyong. The optimum design of planar crank-rock-mechanism according to maximum least transmission angle and minimum dimensions[J]. Journal of Machine Design, 1996(9): 12-14.
- [11] 孙恒, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- SUN Heng, CHEN Zuomo, GE Wenjie. Mechanical principle[M]. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [12] QIN Siji, XIONG Baiqing, LU Hong, et al. Critical blank-holder force in axisymmetric deep drawing[J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2012, 22(Suppl. 2): 239-246.
- [13] 杨莉. 伺服驱动压边力控制技术研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2014.
- YANG Li. Research on servo drive technology for BHF control[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2014.
- [14] 罗中华. 最优化方法及其在机械行业中的应用[M]. 北京: 电子工业出版社, 2008.
- LUO Zhonghua. The optimization method and its application in mechanical industry[M]. Beijing: Electronic Industry Press, 2008.
-
- 作者简介: 杨莉, 女, 1962 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为先进制造、数控重载驱动技术。
- E-mail: yangli@ysu.edu.cn
- 金振林, 男, 1962 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为并联机器人理论。
- E-mail: zljin@ysu.edu.cn
- 秦泗吉, 男, 1963 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为板材成形新工艺、先进成形设备。
- E-mail: plastics@ysu.edu.cn