

# 挠度加凸补偿提高折弯件精度的研究

李亨<sup>1</sup> 刘全坤<sup>1</sup> 陈晨<sup>1</sup> 徐政<sup>2</sup>

1. 合肥工业大学, 合肥, 230009      2. 安徽联盟模具工业股份有限公司, 马鞍山, 243131

**摘要:**为解决 C 型折弯机加载过程中因结构变形导致的折弯件全长方向角度不一致的问题,应用 Timoshenko 梁理论建立了折弯加载解析模型,考虑形状、尺寸以及惯量等因素对折弯精度的影响,推导了折弯机滑块和工作台的变形机理,获得了变形一般规律;滑块和工作台的叠加变形曲线可用一元四次方程表述;固定点处的挠度与载荷成正比。在分析常用的挠度补偿方法的基础上,提出了楔块式挠度补偿方法。针对某款折弯机,结合理论计算结果和楔块补偿法设计了一种挠度补偿装置。试验对比发现采用此装置后的折弯件角度偏差控制在  $\pm 25'$  范围内,小于未采取补偿的  $\pm 1^\circ$ ,高出国标规定的 I 级精度。该设计方法可用于不同型号的 C 型折弯机。

**关键词:** Timoshenko 梁;弹性变形;挠度补偿;楔块式装置

**中图分类号:** TG385

**DOI:** 10.3969/j.issn.1004-132X.2012.20.023

## Investigation on Improving Accuracy of Bending Workpiece with Crowning Compensation Method

Li Heng<sup>1</sup> Liu Quankun<sup>1</sup> Chen Chen<sup>1</sup> Xu Zheng<sup>2</sup>

1. Hefei University of Technology, Hefei, 230009

2. Anhui Lianmeng Mould Industrial Co., Ltd., Ma'anshan, Anhui, 243131

**Abstract:** In order to solve the problem of inconsistent angle in the length direction of the bending pieces due to structural deformation in the loading process of C-type bending machine, Timoshenko beam theory was applied to establish a analytical model of crowning, and the influence of some factors such as shape, size and inertia on the accuracy of bending were considered. Then, the deformation mechanism of bender slider and table stand plate was deduced, and general laws of deformation as follows were obtained. It is concluded that the superimposed deformation curve of the slider and table stand plate can be expressed by a quartic equation, and the deflection of the fixed point is in proportion to the load. Based on the analysis of commonly used deflection compensation methods, a wedge-type crowning compensation method was proposed. For one style of bending machines, the results of theoretical analysis and wedge compensation method were utilized together to design a kind of deflection compensation device. Through the trial comparison, it is found that the angle deviation of the bent piece was controlled in the range of  $\pm 25'$  by using this new device and exceeded I grade accuracy provided in the China national standard, while the deviation is  $\pm 1^\circ$  without compensation. This design method can be used commonly to different types of C-type bending machines.

**Key words:** Timoshenko beam; elastic deformation; crowning compensation; wedge type device

## 0 引言

航空航天、高速铁路、工程机械等行业的发展,促使金属构件趋于大型化和精密化,进而对钣金零件的折弯成形工艺提出了特殊的要求,对折弯设备的精度指标要求也越来越高。常用的折弯设备为 C 型结构的折弯机,在滑块和工作台之间安装模具,金属板材置于其间,控制载荷及滑块行程可获得不同角度的折弯件。

折弯件的角度精度取决于长度方向上角度的一致性,这种一致性要求上模进入下模的相对深度相同(例如 0.05mm 的相对深度之差,可导致

厚度 1mm 的高强钢板在 10mm 开口下模中折弯时的角度相差  $1^\circ$ )。但是由于加载时滑块和工作台的弹性小变形会导致全长方向上的相对深度不一致,折弯机越长,该现象越明显,所以研究折弯机的变形机理,采取有效措施使滑块和工作台保持同行变形,一直是工程折弯行业研究的热点和难点。国内外很多学者采用有限元法对折弯机的加载变形进行分析,并从优化的角度对折弯机提出了新的设计方法<sup>[1-3]</sup>。也有很多厂家,如荷兰的 Wila 公司、瑞士的 Bystronic 公司、国内的湖北三环锻压设备有限公司等均拥有专利保护的改善方法<sup>[4-6]</sup>。从结构方面改进,将增加机床的加工难度,应用于实际生产尚存在很多问题。调研发现专利产品的核心技术多在国外,国内多为模仿。所以有必要从机理着手对 C 型折弯机滑块和工

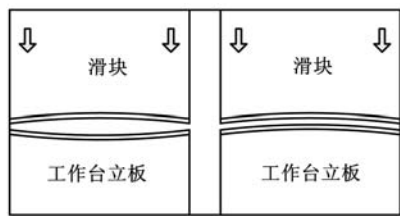
收稿日期: 2011-10-08

基金项目: 科技部中小企业技术创新基金资助项目 (09C26213401448); “博士生企业行” 科研基金资助项目 (QYX2012B04)

作台的变形展开研究,掌握变形一般规律并设计出适合行业需求的补偿装置,为折弯产品的精密化发展提供可行的技术和方法。

### 1 折弯模型

由于C型折弯机本身结构等原因,加载时滑块和工作台不可避免地发生弹性小变形,造成图1a所示的中间凸鼓的现象,导致长度方向上模进入下模深度不同,折弯精度无法保证。理想的变形情况是使滑块和工作台的变形趋势一致且曲率相同,即图1b所示的同行变形。为实现滑块和工作台的同行变形,首先分析折弯机加载时的变形机理。



(a)中间凸鼓现象 (b)同行变形

图1 折弯机弹性变形示意图

#### 1.1 梁模型

折弯机滑块和工作台可以看作是长而窄的梁<sup>[7]</sup>,因其左右对称,取1/2研究,如图2所示。折弯长度由变量  $a$  控制,最大折弯长度为折弯机两侧壁之间的距离  $l$ ;液压缸施加压力  $P$ ,折弯件在上模压到最低位置时保压,反作用于折弯机上的载荷为  $q(x)$ ,因变形很小,将  $q(x)$  视为均布载荷,用  $q$  表示; $t$  代表滑块横截面突变的位置。

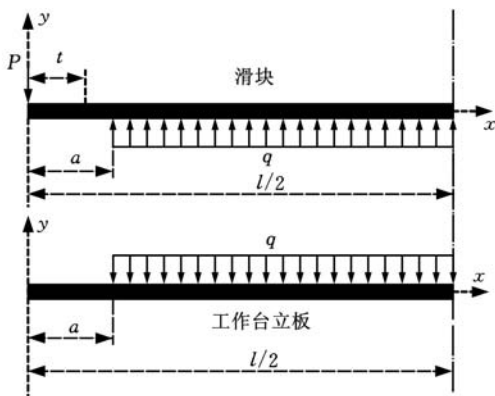


图2 折弯受力简化模型

#### 1.2 Timoshenko 梁理论分析

由于滑块和工作台长高比一般小于6,故需考虑剪切变形对梁整体变形的影响。将剪切变形和弯曲变形所引起的中心线的总斜率  $d\omega/dx$  看作由以下两部分组成:

$$\frac{d\omega}{dx} = \varphi(x) + \beta(x) \quad (1)$$

式中, $\varphi(x)$  为沿梁中心线的各线段仅由弯曲而产生的转

角; $\beta(x)$  为沿梁中心线上各线段因剪切力而产生的转角。

由此引进 Timoshenko 梁理论<sup>[8]</sup>:

$$EI \frac{d^3\varphi}{dx^3} = q \quad (2)$$

$$EI \frac{d^4\omega}{dx^4} = q - \frac{EI}{kGA} \frac{d^2q}{dx^2} \quad (3)$$

式中, $E$  为弹性模量; $G$  为切变模量; $A$ 、 $I$  分别为截面面积和惯性矩; $k$  为剪切形状系数,当横截面为矩形面时, $k = 10(1 + \nu)/(12 + 11\nu)$ ; $\nu$  为泊松比。

分析折弯机结构,将滑块和工作台两端简化为固定铰链。加载时,两端有水平反力,不过在小变形下其数值很小,在此不考虑。为简化推导,忽略上下模具的影响,设折弯长度为最大长度,即  $a=0$ 。考虑梁端点处  $\omega=0, M=0(\frac{d\varphi}{dx}=0)$  这一边界条件,对式(2) 进行积分得

$$\varphi = \frac{1}{EI} (\frac{qx^3}{6} + \frac{C_1x^2}{2} + C_2x + C_3) \quad (4)$$

由模型的对称性可知  $\varphi$  是一奇函数,设  $C_1 = C_3 = 0$ 。将坐标原点平移至梁中点,由  $x = \pm l/2$  处端点条件  $M=0$ ,得  $C_2 = -ql^2/8$ 。

由式(1)、式(3)、式(4) 和边界条件推导可得

$$\frac{d\omega}{dx} = -\frac{qx}{kGA} + \frac{1}{EI} (\frac{qx^3}{6} - \frac{ql^2}{8}x) \quad (5)$$

$$\omega = \frac{q}{2kGA} (\frac{l^2}{4} - x^2) + \frac{q}{EI} (\frac{x^4}{24} - \frac{l^2x^2}{16} + \frac{5l^4}{384}) \quad (6)$$

将  $G=E/2(1+\nu), A=bh, I=bh^3/12$  (矩形截面) 代入式(6),整理得

$$\omega = \frac{ql^4}{24EI} \{ [(\frac{x}{l})^4 - \frac{3}{2}(\frac{x}{l})^2 + \frac{5}{16}] - (\frac{h}{l})^2 \frac{2(1+\nu)}{k} [(\frac{x}{l})^2 - \frac{1}{4}] \} \quad (7)$$

分别用 U、L 作为滑块和工作台各参数的下标,设

$$R_l = \frac{I_U}{I_L}, R_h = \frac{h_U}{h_L}, R_k = \frac{k_U}{k_L}, \text{ 则}$$

$$W = \omega_U - \omega_L = \frac{ql^4}{24EI_L} \{ [(\frac{x}{l})^4 - \frac{3}{2}(\frac{x}{l})^2 + \frac{5}{16}] (1 + \frac{1}{R_l}) - \frac{2h_L^2(1+\nu)}{k_L l^2} [(\frac{x}{l})^2 - \frac{1}{4}] (1 + \frac{R_h^2}{R_k R_l}) \} \quad (8)$$

其中, $W$  代表折弯机加载时滑块和工作台的挠度叠加,正是由于  $W$  的存在,使得折弯件在沿  $x$  方向上受力不均匀导致角度偏差过大。对于结构确定的折弯机,式(8) 可用  $W = Kq$  表示。将式(8) 改写为以  $x$  为自变量的公式,则  $K$  可表示为

$$K = \frac{1}{24EI_L} (1 + \frac{1}{R_l}) x^4 - [\frac{l^2}{16EI_L} (1 + \frac{1}{R_l}) + \frac{h_L^2(1+\nu)}{12EI_L k_L} (1 + \frac{R_h^2}{R_k R_l})] x^2 + \frac{5l^4}{384EI_L} (1 + \frac{1}{R_l}) + \frac{l^2 h_L^2(1+\nu)}{48EI_L k_L} (1 + \frac{R_h^2}{R_k R_l}) \quad (9)$$

以下从两方面对式(8)、式(9) 进行分析:① 单独

考察一点。当  $x$  值确定时,  $K$  值唯一, 此处的挠度与载荷  $q$  成正比。② 考察全长挠度。当载荷确定时, 挠度补偿曲线的趋势与  $K$  方程相同, 可用  $x$  的一元四次方程表述。

为实现滑块和工作台的同行变形, 理论上应满足全长方向上滑块和工作台之间等间距。但是由以上推导可知, 加载过程中挠度是肯定存在的, 所以首先考虑采用挠度补偿办法。所谓挠度补偿, 即在折弯机上预置或外加一个与受力方向相反的变形量, 它作用于加载过程中产生的变形刚好与  $W$  相同或相似。

## 2 挠度补偿

### 2.1 液压式挠度补偿

挠度补偿中有  $q$  和  $x$  两个变量, 现有的方法主要是根据两个变量的关系——固定点处的补偿量是线性变化值这一特征来实现补偿的。调研发现目前很多折弯机采用“三明治”结构的液压挠度补偿装置, 如图 3a 所示, 在工作台均布三个液压缸, 一个位于  $x$  方向中心, 另两个对称分布。图 3b 为图 3a 中椭圆部位的左视剖面受力示意图, 此类折弯机可通过数控系统自动控制补偿压力, 常用于吨位较小的折弯机, 其角度精度可以控制在  $\pm 40'$  之内。对于更高的要求或吨位超过 600t 的折弯机, 这种结构的补偿方式就存在较大的缺陷, 从理论上分析, 挠度补偿曲线是  $x$  的四次方程, 仅仅用三个点进行压力补偿, 显然无法达到

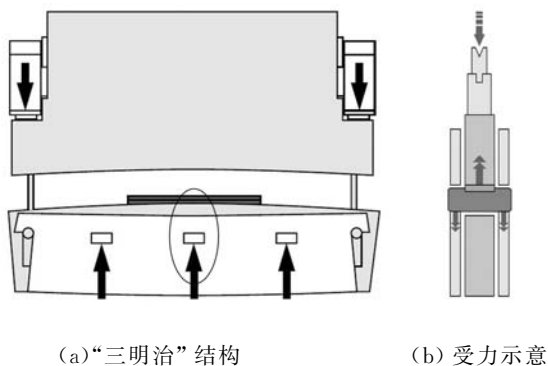


图 3 液压式补偿示意图

很高的精确; 而更多点的补偿需要考虑到液压缸的布置、干涉、数控系统等问题, 技术并未成熟, 目前仅在个别厂家的大型折弯机上实现了 6 缸式液压补偿。另外, 液压补偿的方法主要是从折弯机的结构方面进行改进, 对于市场上已存在的折弯机而言是无法采用此办法提高折弯精度的。

### 2.2 机械式挠度补偿的设计

传统机械式补偿办法是手动调节补偿块或在磨损处增加垫片, 但费时费力, 效率低, 精度也难以得到保证。根据补偿曲线的变量特征可考虑数组角度不同的楔块配合实现挠度补偿, 且理论上楔块组数越多, 精度越高<sup>[9-10]</sup>。

#### 2.2.1 楔块组的设计

首先考虑不同位置的楔块组角度问题, 当折弯机结构和长度确定后, 由式(8)可得到长度方向任意位置处的补偿量。预设  $W_{\min}$  到  $W_{\max}$  过程楔块需移动的位移, 就可以计算出楔块的斜度了。理论分析时将折弯模型简化为二维, 故长度方向上是某点的挠度补偿量, 涉及实际装置时, 为了使补偿曲线平滑过渡, 将上楔块顶部加工为圆弧面, 使得产生挠度补偿的面为线接触; 为加工方便, 将每组的上楔块加工为相同的块, 称其为圆弧垫板, 斜度则完全由楔块提供。如图 4 所示, 受理论计算所得斜度以及每组楔块  $h$  (加凸量为 0 时要求高度相同) 两个因素的影响,  $h_1$ 、 $h_2$  均不相同。

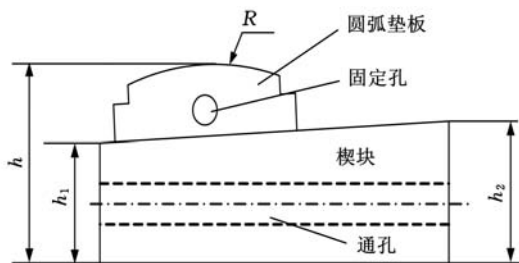
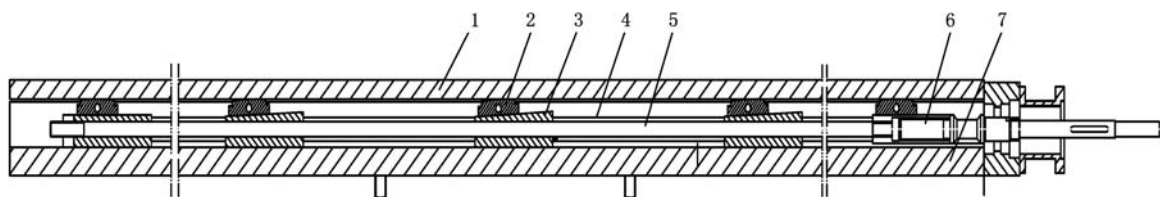


图 4 楔块配合

#### 2.2.2 对应于 $q$ 变化, 实现自动的挠度补偿

设计图 5 所示的挠度补偿装置。每组楔块呈纵向设置, 在最右端的楔块上开设纵向的螺孔, 而在其余楔块上均开设与螺孔同中心线的纵向的通



1. 上盖板 2. 圆弧垫板 3. 楔块 4. 隔套管 5. 拉杆 6. 丝杠 7. 底座

图 5 工作台二维图

孔,相邻的楔块之间安装空心隔套管,使得所有楔块可以实现同步运动。楔块和空心隔套管中穿装拉杆,拉杆右端的螺纹段拧入最右端的楔块中,在右端楔块螺孔的右部安装调节螺杆,调节螺杆的外伸端安装电机,启动电机,可实现每组楔块的等距纵向移动,与其配合的圆弧垫板两端的孔通过短轴的作用限制其左右移动,保证其顶升效果。因楔块的斜度不同,圆弧垫板的上下位移随之不同,从而实现整体挠度补偿。

### 3 试验验证及分析

针对某款 6m-3200kN 的 C 型折弯机,将其参数  $E=200\text{GPa}$ ,  $l=5050\text{mm}$ ,  $\nu=0.3$  等代入式(8),计算得  $x=0$  处的挠度为 2.25mm,其中因剪切力引起的挠度为 0.39mm,占整体挠度的 17.3%,可见在分析折弯机的弹性小变形时不可忽略剪切力的影响。以  $x=0$  为第一点,沿  $x$  轴方向依次间隔 370mm 计算挠度值并列如表 1 中。

表 1 实测值与理论值对比

$x(\text{mm})$	理论值(mm)	实测值(mm)	误差(%)
0	2.25	2.01	11.94
370	2.20	1.97	11.67
740	2.03	1.86	9.13
1110	1.76	1.65	6.67
1480	1.40	1.37	2.19
1850	0.95	1.00	-5.00
2220	0.48	0.56	-14.28
2590		-0.02	
2960		-0.34	

根据行标 DBS002-91,用长度为 5050mm 的模具压试件并将折弯机满载,采用百分表测量与理论计算所取点对应处滑块和工作台的垂直相对位移(减去滑块和工作台的开启高度),每处测三次取平均值并列如表 1。

由表 1 数据可知:①理论值的变化幅度比实测值大。主要原因有两个:第一,理论推导时没有考虑模具的影响因素。实际中折弯机吨位越大,所需的模具强度越大,相应模具尺寸也就越大,此时对滑块和工作台的简化梁需要考虑模具的影响;第二,模型中未考虑加强筋的作用。不同型号的折弯机有不同的增加滑块和工作台强度的方法,较常见的是在其后沿长度方向焊接一道加强筋。加强筋的布置会增加滑块和工作台的抗弯截面模量,从而使得挠度变小。②沿  $x$  轴方向, $x$  较小处和较大处的误差比中间部分的误差大。理论模型中的  $l$  代表两侧板之间的距离,两液压缸施加的压力视为集中载荷加载于梁的两端。而实际

液压缸在滑块局部施加的为面载荷,这是导致端部误差较大的原因之一。6000mm 的折弯机其侧板间距离为 5050mm,两端各有 475mm 的外延部分,使得在 2590mm 和 2960mm 处实测值为负值。

针对上述折弯机,结合理论推导的挠度变形规律和实测数据,设计了相应的挠度补偿装置,如图 6 所示。此装置均设间隔为 740mm 的 9 组楔块,每组楔块的角度受其相应位置处挠度叠加值  $W_{\max}$  和拉杆的移动距离  $\Delta$  两个因素的影响,即楔块的角度需满足: $\Delta$  由 0 变化到  $\Delta_{\max}$ ,  $W$  相应地从 0 变化到  $W_{\max}$ 。



图 6 拉杆楔块式补偿装置

根据国标 GB/T 14349-93,取 3000mm×400mm×4mm 的 A3 钢板两块,进行 V 形自由 90°折弯。将万能角度尺靠在折弯试件的外表面上,从距端部 100mm 处开始,均匀间隔 350mm 测角度,对采用补偿装置前后的折弯效果进行对比,所测结果见表 2。

表 2 折弯件角度

$x$ (mm)	角度	角度
	未采用补偿装置	采用补偿装置
100	89°44'	89°56'
450	90°02'	90°04'
800	90°18'	90°02'
1150	90°44'	90°14'
1500	90°56'	90°24'
1850	90°42'	90°12'
2200	90°24'	90°02'
2550	89°58'	90°06'
2900	89°36'	90°02'

由表 2 可以看出,采用补偿装置后的折弯件角度偏差控制在  $\pm 25'$  内,高于国标 I 级精度规定的  $\pm 30'$ ;而未采用补偿装置的折弯件角度偏差在  $\pm 1^\circ$  内,只达到国标 II 级精度。

### 4 结论

①C 型折弯机加载过程中滑块和工作台在长度方向的挠度叠加曲线为一元四次方程;固定点处的挠度与载荷成正比。②基于理论分析结果提出楔块式补偿的思想,设计出一种机械补偿装置,可实现拉杆位移  $\Delta$  由 0 变化到  $\Delta_{\max}$  时,挠度补偿量  $W$  相应地从 0 变化到  $W_{\max}$ 。③试验对比结

果:采用补偿装置后的折弯件角度偏差控制在  $\pm 25'$  范围内,小于未采取补偿的  $\pm 1^\circ$ ,高于国标规定的 I 级精度。④由于建立的折弯模型未考虑模具和加强筋影响,导致所得挠度补偿值较实际偏大,作为下一步工作,可采用有限元法将未考虑因素加以分析。

#### 参考文献:

- [1] Coelho P G, Faria L O, Cardoso J B. Structural Analysis and Optimization of Press Brakes[J]. Machine Tools & Manufacture, 2005, 45: 1451-1460.
- [2] Hu W, Wang Z R. Theoretical Analysis and Experimental Study to Support the Development of a More Valuable Roll-bending Process[J]. Machine Tools & Manufacture, 2001, 41: 731-747.
- [3] 翟桂强. 数控液压折弯机的结构分析和优化设计[D]. 南京:南京航空航天大学, 2008.
- [4] Van M. Press and an Automatic Curve-forming Device; US, 5103665[P]. 1992-4-14.
- [5] 长仓正受. 通过双向自动挠度补偿实现高精度化

[J]. 现代制造, 2002, 259(19): 86-88.

- [6] 叶泽刚, 黄清华. 机械式挠度补偿工作台: 中国, CN200920002458. 5[P]. 2009-11-18.
- [7] 贾建援, 赵剑, 王洪喜. 大挠度后屈曲倾斜梁结构的非线性力学特性[J]. 机械工程学报, 2009, 45(2): 138-143.
- [8] 胡海昌. 弹性力学的变分原理及其应用[M]. 北京: 科学出版社, 1982.
- [9] 吴凤和, 王少伟, 杨育林, 等. 超重型数控落地铣镗床滑枕挠曲变形补偿研究[J]. 中国机械工程, 2010, 21(20): 2416-2420.
- [10] 孙宪华, 李亨, 徐政. 折弯机四片配合斜楔式挠度补偿装置: 中国, ZL201010113388. 8[P]. 2011-06-08.

(编辑 袁兴玲)

**作者简介:**李亨,男,1984年生。合肥工业大学材料科学与工程学院博士研究生。主要研究方向为模具强度、有限元仿真。获发明专利2项。发表论文6篇。刘金坤,男,1945年生。合肥工业大学材料科学与工程学院教授、博士研究生导师。陈晨,男,1986年生。合肥工业大学材料科学与工程学院硕士研究生。徐政,男,1983年生。安徽联盟模具工业股份有限公司技术部部长。

(上接第 2503 页)

点一般选在离压边圈距离比较近的位置,并且在成形工具达到下压量的时候会保持一段时间,所以成形力首先达到最大;然后随着流道成形的继续,由于板料底部缺乏支撑,板料缺乏刚性以致实际下压量小于设定的下压量,故成形工具越偏离压边圈成形力越小。而后成形工具向着另一方向的压边圈靠近,随着板料的刚性增加模头的实际下压量也增加,则成形力也随之增加至最大成形力附近。由于二维移动平台的控制器中设置的速度加载曲线在成形结束时有一段减速过程,所以两条成形力曲线在最后一时间段显得都较为平缓。比较两种板料,后者板料厚度大,板料整体刚性好,而且由于成形力传感器精度有限,在板料厚度较薄时难以感应到成形力的变化,所以 0.168mm 板料成形力曲线最后部分更为平滑,0.27mm 板料成形力曲线的开口更大。

此外,研究不同下压量成形力的变化规律时发现:最大成形力随着下压量、板料厚度的增加而增加,并且 0.27mm 板料下压 0.5 倍板厚时的最大成形力大于 0.165mm 板料下压 2 倍板厚时的最大成形力,这说明板料厚度对成形力的影响要比下压量明显。

#### 参考文献:

- [1] 李万平, 郭晓霞. 绿色新能源—燃料电池[J]. 中国石

油企业, 2005(增刊): 62.

- [2] Larminie J, Dicks A. Fuel Cell Systems Explained [M]. New York: SAE International and John Wiley & Sons, Ltd., 2003.
- [3] 黄明宇, 倪红军, 廖萍, 等. PF/MCMB/石墨/CF 复合材料燃料电池双极板的研制[J]. 工程塑料应用, 2006, 34(9): 37-39.
- [4] 张海峰, 衣宝廉, 侯明, 等. 质子交换膜燃料电池双极板的材料与制备[J]. 电池技术, 2003, 27(2): 129-133.
- [5] 尹必峰, 王匀, 许植英. 复杂形状流道微质子交换膜燃料电池金属流场板的成形方法及装置: 中国, 201010101119. X[P]. 2010-06-30.
- [6] 蒋松, 高锦张, 贾俐俐. 金属板料多次道渐进成形过程的数值模拟[J]. 中国制造业信息化, 2009, 38(9): 17-20.
- [7] 温秉权, 黄勇. 金属材料手册[M]. 北京: 电子工业出版社, 2009.
- [8] 李瑛, 王林山. 燃料电池[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2000.

(编辑 袁兴玲)

**作者简介:**王匀,男,1975年生。江苏大学机械工程学院副教授、博士。主要研究方向为塑性成形技术、模具 CAD/CAE/CAM 和基于激光的微塑性加工。获国家科技进步一等奖 1 项、省部级二等奖 4 项。发表论文 60 余篇。丁盛,男,1986年生。江苏大学机械工程学院硕士。许植英,女,1977年生。江苏大学机械工程学院副教授。张圆圆,女,1987年生。江苏大学机械工程学院硕士研究生。尹必峰,男,1975年生。江苏大学机械工程学院副教授。