

基于MSP430的智能化冲击试验机的研制

韩志凌, 刘慕双

(承德石油高等专科学校, 河北 承德 067000)

摘要:介绍冲击试验机的工作原理及试验机的关键部件摆锤的打击中心、摆动中心及质心三者之间存在内在相互关系,通过推导找出了上述三者间的关系,即冲击中心与摆动中心重合,与质心不重合。给出智能化冲击试验机的软、硬件设计方案,选用TI公司的16位单片机MSP430F449为核心,实现试验机的智能化,使测量效率、测量精度大大提高。

关键词:冲击试验机;摆锤;打击中心;MSP430

中图分类号:TH873.4

文献标识码:A

文章编号:1007-4414(2006)03-0098-03

Design of intelligent impact testing machine based on MSP430

Han Zhi-ling, Liu Mu-shuang

(Chengde petroleum college, Chengde Hebei 067000, China)

Abstract: First, the principle of the testing machine is introduced. Next, the pendulum is an important part of the impact testing machine, the centers of percussion, oscillation and gravity are connected, the relationship among them is demonstrated, the centers of percussion and oscillation are at the same point, the center of gravity is not. Finally, the design of hardware and software is introduced, centered on 16 bit chip microcomputer MSP430F449 of TI corporation, the impact testing machine is having intelligence, so the efficiency and precision of measurement is greatly improved.

Key words: impact testing machine; pendulum; center of percussion; MSP430

冲击强度是材料最重要的性能参数,通过冲击试验机测定其冲击强度。按国家标准的有关规定开发研制智能化冲击试验机,可用于包括热塑性和热固性塑料、填充和纤维增强塑料在内的各种非金属材料性能试验,是各行业和科研单位质量检测部门理想的试验设备。

1 工作原理^[1]

冲击强度为试样冲击破坏过程中所吸收的能量与试样断裂处的原始横截面积之比。即用已知能量的摆锤打击支撑成水平梁的试样,由摆锤一次冲击使试样破坏,以冲击前、后摆锤的能量差,确定试样在破坏时所吸收的能量,

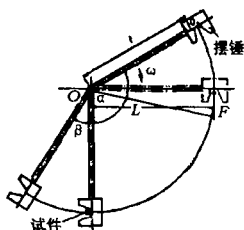


图1 冲击试验的工作原理

量,然后按试样原始横截面积计算其冲击强度。

图1所示为试验机的工作原理示意图。当摆锤以扬角 α 释放时,在没有安装试样的情况下,若忽略摩擦损失,摆锤在另一侧上升的角度 β 应该和 α 一样($\alpha = \beta$)。在工作过程中,试样的破坏必然损耗能量,同时因机械摩擦、风阻等也要消耗能量,从而使摆锤的上升角度 β 小于释放角度 α ,这2个角度的差值 $\alpha - \beta$ 反映了冲击过程中试样所吸收的能量及因机械摩擦、风阻等而消耗的能量之和,在对摩擦、风阻损失进行校正后,可计算出破坏试样所吸收的冲击能量。摆锤在初始时刻的位能 E 为:

$$E = mgl(1 - \cos\alpha) \quad (1)$$

在摆锤制作完成后,为测量摆锤的位能,用一测力传感器放置在处于水平状态的摆锤下方,测得力的 F ,力 F 到转轴 O 的距离为 L 。根据平面力系的平衡方程,对 O 点外力

的合力矩应为0,因此:

$$mgl = FL \quad (2)$$

当忽略机械摩擦、风阻等而消耗的能量,由机械能守恒定律,冲击过程中试样所吸收的能量 E_0 为:

$$E_0 = mgl(1 - \cos\alpha) - mgl(1 - \cos\beta) \quad (3)$$

在摆锤式冲击试验机的设计过程中,摆锤和测控系统的设计是关键。设计摆锤时必须满足冲击能量、冲击速度及形状风阻等要求,其中国家标准中都有较严格的规定,因此在设计过程中首先明确摆锤的振动中心、打击中心与质心的关系。

2 摆锤设计

2.1 摆锤的打击中心^[2,3]

如图2所示,当摆锤撞击到试样后,设撞击前摆锤的角速度为 ω_0 ,在 O' 点受到试样给摆锤的反作用力,设其大小为 F ,至旋转轴心的距离为 L ,在碰撞过程中角速度发生急剧改变,由 ω_0 降低到 ω ,假定材料为刚体,应用质点系碰撞时的微分方程,有:

$$I_0\omega - I_0\omega_0 = -L \int F dt \quad (4)$$

式中: I_0 为摆锤到旋转轴心 O 的转动惯量。

根据质点系动量定理积分形式,有:

$$ml\omega - ml\omega_0 = - \int (F + F') dt \quad (5)$$

当旋转轴心 O 点不产生附加的水平约束力,即 $F' = 0$ 时,则式(5)可写成:

$$ml\omega - ml\omega_0 = - \int F dt \quad (6)$$

比较式(4)与式(6),得

$$ml\omega - ml\omega_0 = \frac{I_0\omega - I_0\omega_0}{L}$$

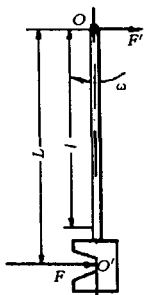


图2 打击中心

$$\text{则 } L = I_0/ml \quad (7)$$

即当打击点距旋转轴心的距离为 L 时,打击力在旋转轴心 O 点不产生附加的水平约束力,此时 O' 点的位置即为摆锤的打击中心。由式(7)可知,打击中心到 O 点的距离 L 与质心到 O 点的距离 l 并不重合。

2.2 摆锤的摆动中心^[4]

摆锤的振动周期 T 由小振幅试验测定,摆动角度 θ 离开中心每侧应小于 5° ,根据动量矩定理^[3],有:

$$-mgl\sin\theta = I_0\ddot{\theta} \quad (8)$$

由于振动是微小的,因此 $\sin\theta \approx \theta$,这样式(8)可写成

$$\ddot{\theta} + \frac{mgl}{I_0}\theta = 0$$

这是谐振动方程式,其周期 T 为:

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{I_0}{mgl}} = 2\pi\sqrt{\frac{L_p}{g}} \quad (9)$$

这是摆长为 L_p 的单摆的周期公式, L_p 为等值单摆长。从旋转轴心引出一条过质心长度 L_p 的直线, L_p 的另一端即为振动中心。 L_p 即为振动中心到旋转轴心的距离。

$$L_p = I_0/ml \quad (10)$$

比较式(7)与式(10),可知摆锤的打击中心与振动中心重合,通过测定摆锤的振动周期即可通过式(9)计算出打击中心到旋转轴心的距离,亦为打击中心到旋转轴的距离,其计算公式由式(9)转化可得:

$$L_p = \frac{g}{4\pi^2} \times T^2$$

式中: g 为自由落体的标准加速度, m/s^2 ; T 为摆锤往复1次摆动的时间,可由至少50次连续摆动来确定,摆动角度离开中心每侧应小于 5° 。

在国家标准硬质塑料筒支梁冲击试验方法中规定,摆锤旋转轴到试样中心冲击点之间的距离应在摆长 $L_p \pm 1\%$ 的范围内。因此,在设计和制造过程中,尽量使打击点靠近打击中心,从而减小打击时在转轴处产生较大的附加压力。在摆锤的设计过程中采用优化设计的方法,这样可减少摆锤试制的次数。

3 测控系统设计

3.1 测控系统组成

本塑料冲击试验机的智能化测控系统,选用TI公司MSP430系列单片机的44X子系列成员449为核心,该芯片内部集成60kB的程序存储器及2kB的数据存储器,因此系统不必扩展程序存储器,简化了电路,为设计人员保留了设计其它接口电路的较大余地,使系统获得优良的综合成本和性能。

MSP430系列单片机是一种超低功耗的混合信号控制器,具有16位RISC结构,CPU的16个寄存器和常数发生器使

MSP430微控制器能达到最高的代码效率;具有低电压、超低功耗的特点,灵活的时钟源可使器件达到最低的功率消耗。该单片机在1.8~3.6V电压、1MHz的时钟条件下运行,工作电流在(0.1~400) μA 之间;具有16个任意嵌套中断源,使用灵活方便;数字控制的振荡器(DCO)可使器件从低功耗模式迅速唤醒,在小于6 μs 的时间内被激活到正常的工作方式。内置的硬件乘法器大大加强了其功能并提供了软硬件相兼容的范围,提高了数据处理能力。MSP430系列器件运行环境温度范围为-40~+85 $^\circ C$,所设计的产品适合运行于工业环境下^[5]。试验机测控系统的组成如图3所示。

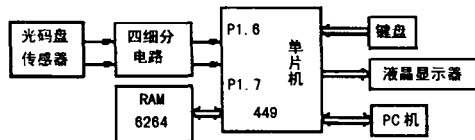


图3 试验机测控系统组成

3.2 硬件设计

单片机选用MSP430F449,其内部拥有定时器和端口中断,可用端口中断对正、反向两路角度信号进行计数,用定时器进行定时中断控制。由于试验中通常要求做成组试样冲击,因此需要扩展片外数据存储保存试验数据,为此扩展了RAM6264。为适应系统输入参数较多(标定数据、试样特性参数、摆锤特性参数等)的要求,保证试验机具有良好的人机对话界面,单片机系统扩展了128 \times 64的液晶显示器。它可显示8 \times 4个16 \times 16点阵的汉字,便于参数的输入及输入后的检查。试验中所用到的一些参数预置在存储器中,可通过键盘在菜单上进行选择输入。键盘由一组独立按键组成,通过简单的接口电路直接与POD相连,以查询方式工作。

此外,系统还将串行口通过芯片MAX232与PC机相连实现通讯,可将测量数据准确、高速地传送到PC机。

3.3 软件设计

本试验机的单片机程序根据试验机的功能需求,设置了主程序、标定、键处理、数据采集、数据处理、显示、串行通讯、定时中断服务等几个模块^[6]。

为实现角度测量及系统控制,在测控系统中使用单片机MSP430F449的定时器和端口中断。其中P1.6、P1.7通过对正、反向两路角度测量信号进行计数而实现角度测量。定时器主要用来对角度测量信号的数据采集(计数)进行控制及摆锤状态的判断,工作于定时中断方式下。塑料冲击强度试验中冲击过程的持续时间一般在2s内,为实时地采集摆锤的角度值,保证系统可靠、准确地工作,采样间隔 T_s 应较小(系统中设定为几个毫秒)。系统通过定时器每隔 T_s 产生一次中断,在每次中断过程中,首先对系统是否处于冲击状态(冲击是否开始、是否结束)做出正确判断,以冲击开始时的释放角度值 α 及冲击结束时的上升角度值 β 作为确定试样冲击强度的依据,其公式为式(3)。此功能是通过不断对光码盘传感器输出的正、反向两路信号的关系(P1.6、P1.7的计数值之差反映出来)进行辨识来实现的。冲击尚未开始以及结束的瞬间,P1.6与P1.7的计数值之差为0,此间的过程这一差值均

不为 0,且摆锤冲击与回落时差值的代数符号相反,据此程序可做相应的处理。若在一次中断过程中发现冲击尚未开始或尚未结束,则做一般的中断返回,重新装载下一次定时中断的时间常数 T_s ,启动下一次中断;若判断出当前冲击正在进行,则等待冲击结束;当判断出冲击已经结束,定时器关闭并使中断返回,本次试验即结束。冲击过程结束后,进入省电模式 3,在此模式下,电流在 $10\mu\text{A}$ 之内。这样,可使系统最大限度的省电。软件设计主程序流程如图 4 所示。

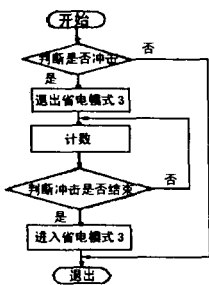


图 4 主程序流程图

4 结束语

在明确摆锤的打击中心、振动中心与质心三者关系的基

(上接第 97 页)

1.4 灌装量的调整

由主传动轴驱动正弦机构带动活塞杆左右运动,通过调节正弦机构的偏心量的大小,即调节活塞杆和正弦机构的连接长度来控制活塞杆的行程,从而达到调节所需供液量的目的(图 4)。在灌装时定量泵和 2 个单向阀配合使用,活塞杆向右运动时定量泵进液,下单向阀打开;而活塞杆向左运动时上单向阀打开,定量泵排出液体经输液管进行待包装。

2 全自动液体包装机的安全使用

由于这类机器大部分在广大农村地区使用,工人操作时安全意识不够,已发生多起手指被截肢的事故。当温度和压力调整不太合适时,在热封模头上的横封不粘布上可能粘有少量塑料薄膜或塑料薄膜未完全切断,工人习惯上用手去拉,这样手来不及收回就发生手部被热封模头夹伤事故,为此在热封模头横封位置特意加装一个安全罩(安全罩可用有机玻

(上接第 88 页)

4.3 静叶片内榫头通用夹具的设计

根据夹具定位,夹紧方式分析及静叶片结构和设计尺寸分析,可见影响工装设计的主要因素是叶身长短、安装角、叶片数量,叶身正反方向。为设计出通用夹具,主要对以下几方面改进:①为满足叶身长短需求,一方面将上、下盘体内圆 R 尺寸按最长叶身设计;另一方面把顶紧工艺头螺栓 2 和工艺头支承台高度 $(H-h/2)$ 变为沿径向可移动式活块;②顶紧螺栓 3 由压紧叶身变为压紧内榫头,满足叶片数量、安装角、叶身正反方向不同的需要;③为满足叶片数量不同的要求,顶紧螺栓 1、2、3,各选用 48 个(叶片数量 39~45 个),并编号,保证每个叶片至少有 1 个顶紧螺栓压紧。

4.4 静叶片内榫头通用夹具图

设计通用车内圆榫头夹具,夹具体上设计滑槽,根据叶片叶身长短用上、下滑块调整叶片定位及夹紧尺寸,改进设计方法,结构见图 3。

5 结束语

静叶片内榫头通用夹具设计制造成功的好处:

基础上,通过优化手段设计的摆锤设计准确,避免了传统机械设计方法摆锤需经反复调整打孔灌铅的弊端。采用 MSP430 为核心的测控系统,实现了试验机的智能化,使测量效率、测量精度大大提高。

参考文献:

- [1] 1043-93 硬质塑料筒支架冲击试验方法[S].
- [2] 杭桂生. 振动中心和碰撞中心[J]. 徐州师范学院学报(自然科学版),1996,14(1):30-33.
- [3] 南京工学院,西安交通大学. 理论力学(下册)[M]. 北京:人民教育出版社,1979.
- [4] 梁昆森. 力学上册(修订版)[M]. 北京:人民教育出版社,1978.
- [5] 胡大可. MSP430 系列超低功耗 16 位单片机原理与应用[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2003.
- [6] 赵树忠,刘慕双,李翰臣. 智能化塑料冲击韧性试验机测控系统设计[J]. 现代制造工程,2004(6):94-96.

璃制作,在整机调试好再安装,更换竖封不粘布时将安全罩移去),从而有效避免此类事故的发生(图 1)。对于已购买与此相近类型的液体包装机用户,也可自己制作安全罩来消除安全隐患。

3 结论

文章概述 YRB2000 型全自动液体包装机的几种常用调整方法,对易出现安全事故的地方进行改进设计,这对拥有相近类型的包装机用户具有借鉴意义。

参考文献:

- [1] 洪亚阔,林素宝. XY 型全自动液体包装机的使用与维修[J]. 包装与食品机械,1997(3):37-39.
- [2] 孙 嵘. XY-1 型全自动液体包装机的改进设计[J]. 包装与食品机械,1997(6):37-38.
- [3] 花俊国. NBJ85-1 全自动液体包装机横竖封自动稳压试验研究[J]. 包装与食品机械,1995(3):6-9.

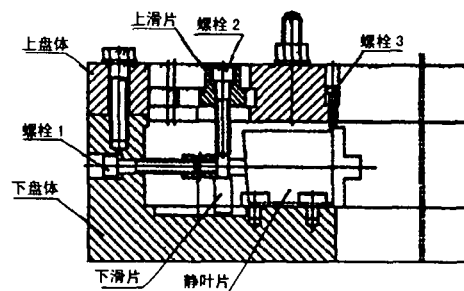


图 3 静叶片内榫头通用夹具结构

- (1) 降低生产成本,每台夹具制造费用 2 万元左右,每年生产 20 种叶片左右,可节约费用 40 万元。
- (2) 缩短生产周期,有一劳永逸的效果。
- (3) 使用灵活方便,减轻了劳动强度。
- (4) 节约库房占地面积 2/5。方便管理工作。
- (5) 减轻重复设计、制造,并节约人力、物力、财力。
- (6) 对类似零件,如燃气轮机行业、汽轮机行业静叶片加工具有一定的推广价值。