

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2012.06.008

碟形弹簧加载机构刚度特性分析

张楚信¹, 徐云根², 方利卡³, 翁泽宇³

(1. 杭州市生产力促进中心, 浙江 杭州 310012; 2. 杭州三花研究院有限公司, 浙江 杭州 310018;
3. 浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014)

摘要:以某试验机的对合组合的碟形弹簧加载装置为研究对象,采用 Almen-Laszlo 理论计算法与试验测试法对其进行刚度特性的研究,并对其结果进行了比较。结果表明应该用试验测试法确定碟形弹簧的刚度特性,而理论计算法只能作为参考。图3表3参9

关键词:碟形弹簧;刚度特性;理论计算;试验测试

中图分类号:TH87 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2012)06-0029-03

Rigidity Character Analysis of Disc Spring Loading Mechanism

ZHANG Chuxin¹, XU Yungen², FANG Lika³, WENG Zeyu³

(1. Productivity Promotion Centre of Hangzhou, Hangzhou 310012, China;

2. Hangzhou Three Flowers Research Institute Co., Ltd., Hangzhou 310018, China;

3. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Taking the disc spring loading mechanism of some testing machine as the research object, its rigidity characters were studied with the Almen-Laszlo theoretical calculation method and experiment analysis method and the results were compared. The results show that should use the experiment analysis method to determine the rigidity characters of disc spring and the theoretical calculation method can only be used as a reference. [Ch, 3 fig. 3 tab. 9 ref.]

Key words: disc spring; rigidity characters; theoretical calculation; experiment analysis

1 问题的提出

碟形弹簧是由钢板冲压成碟形的薄板弹簧,其主要特点是结构紧凑,轴向刚度大,加载均匀,缓冲和减振能力强,使用寿命长等。标准的蝶形弹簧具有较好的弹性与强度,正常使用情况下不会产生塑性变形,适用于设计轴向空间紧凑的加载机构^[1-2]。

某试验机的加载机构要求载荷大、精度高、结构紧凑,为此设计了蝶形弹簧加载机构。通过对蝶形弹簧施加不同的预压缩量,产生所需要的加载载荷,设计要求最大的载荷为4.5 kN。载荷的大小由预压缩量来控制。因此需要通过对该蝶形弹簧加载机构的刚度特性进行分析,以确保载荷由预压缩量来实现精确控制^[3]。

由于单片碟形弹簧的变形量和负荷值往往不能满足设计要求,这时可成组使用。碟形弹簧典型组合方式有:对合组合碟形弹簧、叠合组合碟形弹簧与复合组合碟形弹簧^[4]。采用不同的组合方式可以得到不同的负载非线性变特性曲线^[5]。文章研究的某试验机碟形弹簧加载机构是对合组合碟形弹簧,由21片C系列碟形弹簧(GB/T1972-2005)组成,主要参数:外径 $D=71$ mm,内径 $d=36$ mm,厚度 $t=2$ mm,压平时变形量 $h_0=2.6$ mm,自由高度 $H_0=4.6$ mm。对合组合碟形弹簧如图1所示。分别用理论计算法与试验测试法对该试验机碟形弹簧加载装置刚度特性进行研究,并对其结果进行分析比较。

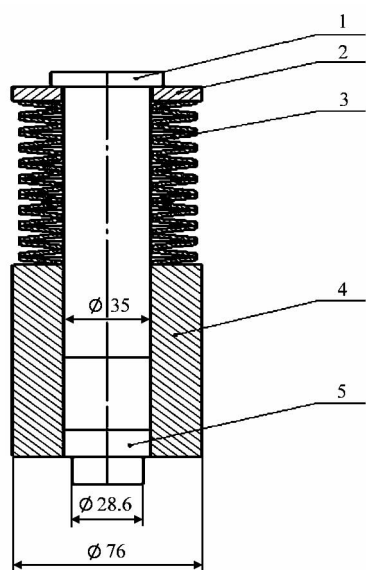
2 Almen-Laszlo 计算法

关于碟形弹簧刚度的计算方法,目前大多采用由

收稿日期:2012-05-17;修回日期:2012-07-28

基金项目:浙江省先进制造技术与装备重中之重学科开放基金(20100734)

作者简介:张楚信(1963),男,浙江东阳人,工学学士,高级工程师,主要从事机械工程及金属材料工艺与应用的研究。E-mail: zcx@hznet.com.cn;通信作者:翁泽宇,浙江工业大学机械工程学院, wengzy8888@163.com



1—芯轴;2—垫片;3—对合组合碟形弹簧;4—加载座;5—定位块

图1 碟形弹簧刚度试验固定装置

Figure 1 Fixing device of disc spring stiffness testing
美国学者阿尔曼(J. O. Almen)和拉兹罗(A. Laszlo)于1936年提出的近似方法(Almen-Laszlo 算法),该算法有两个假设条件:一是截面不发生扭曲变形,因此忽略了径向应力的影响;二是内、外圆周上的载荷是均匀分布的^[6]。使用该算法可得到碟形弹簧的载荷与变形量的关系。

对于对合组合的碟形弹簧,组合碟形弹簧的总自由高度可由下式进行计算,即

$$H_z = iH_0 \quad (1)$$

式中, i 为碟形弹簧片数, H_z 为组合碟形弹簧的总自由高度。

碟形弹簧所受载荷为

$$F = \frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^4}{K_1 D^2} K_4^2 \frac{f}{t} \times [K_4^2 (\frac{h_0}{t} - \frac{f}{t}) (\frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t}) + 1] \quad (2)$$

当碟形弹簧压平时, $f = h_0$,式(2)简化为

$$F_c = F_{(f=h_0)} = \frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^3 h_0}{K_1 D^2} K_4^2 \quad (3)$$

在式(2)和式(3)中, F 为碟形弹簧载荷/N, F_c 为碟形弹簧压平时载荷/N, E 为弹性模量/MPa, μ 为泊松比, D 为碟形弹簧外径, h 为碟形弹簧锥高, t 为碟形弹簧厚度, f 为变形量, C 为外径和内径之比, K_1, K_2, K_3 和 K_4 为计算系数, K_1, K_2, K_3 可根据 C 值查表1而得^[7],对于无支承面碟形弹簧 $K_4 = 1$ 。

该算法忽略了组合碟形弹簧之间摩擦力的影响,而且组合碟形弹簧具有几何非线性和接触非线性,

因此使用理论方法分析对合组合碟形弹簧的刚度特性具有一定的局限性。

表1 计算系数 K_1, K_2 和 K_3 的值

Table 1 Value of calculating coefficients K_1, K_2, K_3

$C = D/d$	K_1	K_2	K_3	$C = D/d$	K_1	K_2	K_3
1.90	0.672	1.197	1.339	2.00	0.694	1.220	1.378
1.92	0.677	1.201	1.347	2.02	0.698	1.224	1.385
1.94	0.682	1.206	1.355	2.04	0.702	1.229	1.393
1.96	0.686	1.211	1.362	2.06	2.060	1.233	1.400
1.98	0.690	1.215	1.370				

3 碟形弹簧的刚度特性试验

3.1 试验装置

试验在电子万能试验机进行,该机可实现系统的全数字化调整^[8]。对合组合碟形弹簧装置,如图1所示。其中芯轴1对碟形弹簧起径向定位,通过垫片2对对合组合碟形弹簧进行加载,加载座4对加载装置起支承作用,定位块5的作用是实现装置固定在微机控制电子万能试验机上的定位。

3.2 试验结果及分析

分别对5组对合组合碟形弹簧进行了3次加载试验,试验现场如图2所示。得到的第1组对合组合碟形弹簧的刚度特性曲线如图3所示,3次加载试验的一致性很好,3次加载试验间的误差可以忽略不计。在承受1.5 kN,3.0 kN和4.5 kN载荷时的平均变形量分别为5.27 mm,11.49 mm和20.34 mm。分析图3的刚度特性曲线可得,对合组合碟形弹簧多次加载之间的误差很小,加载时的曲线在载荷比较小时接近线性;随着载荷的加大,曲线会出现非线性特性。载荷加大时碟形弹簧的轴向刚度有所降低。虽然各组试验得到的结果会由于摩擦系数波动等因素而有所差异,但是它们的曲线特性基本相同。使用平均变形量进行试验载荷的控制。



图2 碟形弹簧刚度试验现场图

Figure 2 Stiffness testing site of disc spring

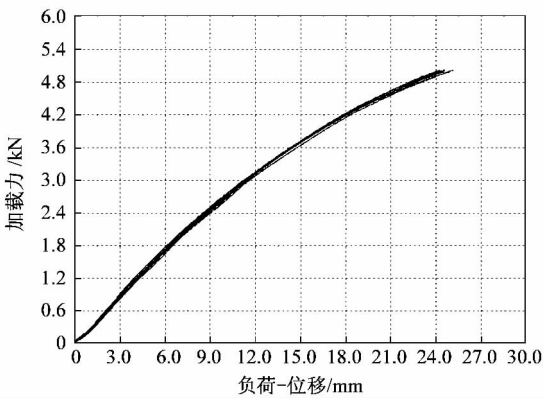


图3 第1组碟形弹簧刚度特性曲线
Figure 3 Stiffness character curve of the first group of disc spring

以相同的方法对其余4组碟形弹簧进行分析,从分析结果得出每组碟形弹簧的刚度特性曲线基本一致,而且曲线都会出现非线性特性。利用试验的原始数据可计算出每组碟形弹簧的平均变形量如表2所示。

表2 碟形弹簧平均变形量
Table 2 Average deflections of disc spring

载荷/ kN	第1组碟 形弹簧平 均变形量/ mm	第2组碟 形弹簧平 均变形量/ mm	第3组碟 形弹簧平 均变形量/ mm	第4组碟 形弹簧平 均变形量/ mm	第5组碟 形弹簧平 均变形量/ mm
1.5	5.27	5.36	5.58	5.49	5.44
3.0	11.48	11.27	11.79	11.54	11.00
4.5	20.34	19.21	20.36	19.67	18.68

4 理论计算及试验结果的比较

用 Almen-Laszlo 算法中,弹簧钢取 $E = 2.06 \times 10^5$ MPa, μ 为泊松比,弹簧钢取 $\mu = 0.3$,查得计算系数 $K_1 = 0.688, K_4 = 1$ 。计算得出对合组合碟形弹簧在承受 1.5 kN, 3.0 kN 和 4.5 kN 载荷下的变形量如表3所示。

结合表2与表3可以看出,在相同载荷下采用试验法测得的变形量要比理论计算法算得的小,而且随

表3 碟形弹簧载荷—变形量
Table 3 Load—displacement of disc spring

载荷/kN	Almen-Laszlo 算法的变形量/mm
1.5	6.55
3.0	14.53
4.5	28.39

着载荷的增大,理论值与试验值的偏差越来越大。这是由于理论计算方法忽略了径向应力的影响,且不考虑摩擦等因素造成的;而且对合组合碟形弹簧随着对合组数的增加,会使弹簧组的弹簧变形不均匀,而理论计算是按各碟形弹簧片均匀变形进行计算的,从而产生了误差^[9]。

5 结语

以某试验机碟形弹簧加载装置为研究对象,对其刚度特性进行了理论计算和试验研究,研究表明,理论计算法(Almen-Laszlo)算得的结果与试验测得的结果存在较大的误差。因此,该试验机的碟形弹簧加载装置应使用试验法测试确定其刚度特性,而理论计算法只能作为参考。

参考文献(References):

[1] 易先忠. 碟形弹簧基本特性参考分析[J]. 石油机械, 1995, 23(3): 10-17.
[2] 张目, 原伟, 刘秀芳. 碟形弹簧夹紧机构设计[J]. 齐齐哈尔大学学报, 2005, 21(4): 89-90.
[3] 易先中, 张传友, 严泽生. 碟形弹簧的力学特性参数研究[J]. 长江大学学报 A: 自然科学版, 2007, 4(4): 99-101.
[4] 中国国家标准化管理委员会. GB/T1972—2005 碟形弹簧[S]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
[5] 孙利民, 王晓波, 施力. 组合碟簧的刚度研究[J]. 郑州大学学报, 2007, 28(3): 117-124.
[6] 王晓波. 碟形弹簧的力学性能研究[D]. 郑州: 郑州大学, 2007.
[7] 邱梅开. 碟形弹簧弹性特性的分析[J]. 农业工程学报, 1994, 10(3): 83-87.
[8] 史艳红, 史艳冰. 碟形弹簧的测试[J]. 起重运输机械, 2008(9): 96-98.
[9] 武锐, 高建和, 吴焕. 基于有限元的碟簧静刚度研究[J]. 机械工程师, 2010(8): 57-59.

[信息·简讯]

· 行业简讯 · “隧道式连续大型洗涤机组”成果通过中国轻工业联合会鉴定

2012年10月20日,中国轻工业联合会在张家港市主持召开了由江苏海狮机械集团有限公司和江苏科技大学共同完成的国家科技支撑计划项目中的“隧道式连续大型洗涤机组”技术鉴定会。鉴定委员会由中国工程院院士段正澄教授任主任委员,华中科技大学机械科学与工程学院院长丁汉教授和江苏省机械研究设计院院长傅东荔教授任副主任委员。

本次鉴定的“隧道式连续大型洗涤机组”项目为“十二五”国家科技支撑计划项目,采用具有创新性的多仓段连续洗涤模式,实现了洗涤布草1 200~1 500 kg/h的能力,每公斤干布草耗水量小于8 L,与单机洗涤相比,节水70%以上,节能30%以上。目前该项目已获得2项发明专利和10项实用新型专利。

鉴定委员会认为该项目具有多项自主知识产权,填补了国内空白,主要技术性能指标达到国际先进水平,一致同意通过鉴定,并建议企业加快开发系列产品,投入批量生产,以满足市场需求。

(陆亚林)

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2012.06.009

基于 ADAMS 的冲床主机机构 参数化分析研究

王兴宇¹, 乔欣^{2*}

(1. 贵州大学 机械工程学院机电信息工程专业, 贵州 贵阳 550003;
2. 特种装备制造与先进加工技术教育部/浙江省重点实验室(浙江工业大学), 浙江 杭州 310014)

摘要:以冲床主机机构为研究对象,以其参数化分析为目标,根据试验数据进行虚拟样机建模,通过加载不同驱动力及变更相关参数,对系统进行了参数化建模及相关变量的仿真。仿真结果表明,ADAMS 软件能较好的实现冲床主机机构的参数化建模,为机械系统相关参数的分析提供了良好的仿真平台。图 11 参 12

关键词:冲床;主机机构;参数化分析;ADAMS 软件

中图分类号: TG385.1; TP391.7

文献标志码: A

文章编号: 1005-2895(2012)06-0032-04

Parametrization Research on Punch Main Mechanism Based on ADAMS

WANG Xingyu¹, QIAO Xin²

(1. School of Mechanical Engineering, Guizhou University, Guiyang 550003, China;

2. Key Laboratory of E&M (Zhejiang University of Technology), Ministry of Education & Zhejiang Province, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Taking the main mechanism of the punch as study object, its parametrization analysis as target, virtual prototype was set up with test data, a parameterization modeling and variable simulation had been done through the loading variable driving force and changing related parameters. The simulation result shows that ADAMS can effectively realize parametrization modeling of punch main mechanism, by which it can provide a favorable simulation platform for related parameters analysis of mechanical system. [Ch, 11 fig. 12 ref.]

Key words: punch; main mechanics; parametrization analysis; ADAMS software

0 引言

虚拟样机技术的运用可以极大地简化机械类产品的研发过程,降低开发费用,缩短研发周期,在获得最优设计的同时提高系统性能^[1]。ADAMS 软件主要应用于动力学和运动学的仿真分析^[2]。由于对虚拟机械系统进行静力学、运动学和动力学分析,输出位移、速度、加速度和反作用力曲线的突出表现,ADAMS 软件越来越多地被应用到机械系统相关设计分析中来^[3-6]。文中以冲床主机机构为研究对象,根据相关的数据,运用 ADAMS/View 软件建立了系统模型,确定了冲击块的位置、速度及加速度。根据设置的载荷确定

驱动力矩后,对冲击块的位置和速度进行了模拟仿真。最后对冲床主机机构进行了参数化建模,对驱动力及位移等参数进行了测量。

1 ADAMS 建模

建立机械系统的模型,首先就是要创建构成模型的各部分,定义其转动惯量、质量等物理特性^[7]。使用 ADAMS/View 中的零件库可以创建形状简单的部分模型,或是使用其它 CAD 软件建立复杂部分的模型再利用 ADAMS/Exchange 模块导入^[8]75。

已知某冲床的主机构,圆盘以 60 r/min 的转速逆时针旋转,在冲击块的端部作用有载荷 F , F 的方向与

收稿日期:2012-02-09;修回日期:2012-06-12

基金项目:浙江省科技厅项目(2011R0900107)

作者简介:王兴宇(1988),男,吉林白城人,工学学士,主要研究方向为机电控制及自动化研究。E-mail:wangxingyu7749@163.com;通信作者:乔欣,E-mail:qiaoxueqi@yahoo.com.cn