

三点弯曲试样疲劳装置

华中工学院断裂力学教研组

一、概 述

开展断裂力学的试验研究工作，经常要测定裂纹扩展速率和在试样上预制裂纹。这些试验通常需在昂贵的高频疲劳试验机上进行。起初我们尚不具备这种设备。为了使断裂力学科研尽快适应工业生产的迫切需要，遵照自力更生，艰苦奋斗的原则，我们教研组实行工人、实验员和教员“三结合”，1974年研制成功了一种三点弯曲试样疲劳装置，它和低频疲劳试验机比较，有下列明显优点：投资很少，易于制造，运转平稳，操作简便，维修容易。把它安装在普通车床上即可运转，可用于预制试样的疲劳裂纹和低频下的裂纹扩展速率测定，不损机床的精度，把它卸除后机床立即可恢复正常工作。我们制成的这台装置附加在C618型车床上，两年多来，通过数百根试样的实践表明，这台装置可达下列主要指标：

1. 载荷：20—1100公斤范围内无级调载，最大曾用到1300公斤。
2. 试样尺寸：在 $10 \times 10 \times 50$ — $26 \times 52 \times 250$ （毫米）之间更换。
3. 裂纹长度测量：在0—20毫米范围内。
4. 加载频率：980—1周/分左右。
5. 疲劳循环读数：由机械式计数器读出，读数范围 0 — 10^7 周。
6. 所制裂纹的偏斜度 $\ll 10^\circ$ 。
7. 可以持续运转。
8. 完成一根试样的预制疲劳裂纹工作约需20分钟到1小时左右。

二、装置的基本原理

三点弯曲试样疲劳装置，主要通过一个杠杆梁对三点弯曲试样中央施加交变载荷（图1）。

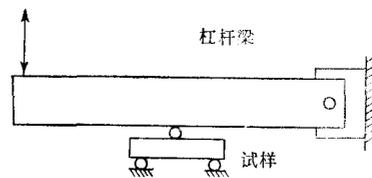


图1 三点弯曲试样疲劳装置原理示意图

这种装置的主要零件和装配示意于图2。将这种装置附加于车床上，车床的旋转型动力便通过偏心轮-杠杆系统转变为上下往复的作用力，作用于试样中央。载荷大小由调整复合偏心轮的偏心距实现。由于杠杆梁和试样通过一个刚性圆滚接触，杠杆中点的受力就是试样中点的载荷。杠杆梁在线性变形范围内工作，它的变形是和受力成正比的。这样，可以通过对梁的变形和受力关系的标定，用梁的变形把试样中点载荷准确测定出来。

加载频率的改变由车床的变速箱实现。循环次数由计数器记录。试样的裂纹扩展由附加在试样前后的读数显微镜监视和读数。

三、主要零件部件的设计和尺寸确定

如图2所示，这种装置的主要零件部件有：首支架、复合偏心轮、加载梁、测力刚杆、连接轴和底座等等。现在，将这些零件部件的作用以及确定其尺寸时主要考虑的问题简述如下：

1. 首支架 它是通过螺钉用夹板夹持在车床的床身上，用来固定偏心轮的转动中心

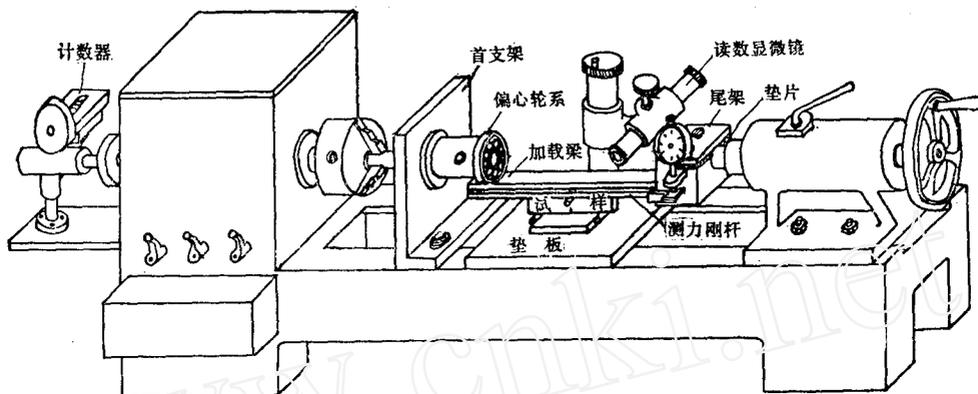


图2 疲劳装置全貌及主要零件示意图

位置,提高装置运转的平稳性,其上并排装了两个滚珠轴承,偏心轮轴在其中转动.首支架对车床主轴轴承所受的径向力,起了卸载作用,也是保护车床精度的措施,使车床功率主要消耗在克服加载过程中的扭力矩.支架的厚度和尺寸的选择要考虑:并排安装两个轴承;整个支架有足够的刚性;便于装卸.轴承的大小由装置的最大载荷选择.在方便的情况下,可适当选择大些.本装置配用的两个轴承型号是:向心滚珠轴承307.支架材料是铸铁.

2. 复合偏心轮系统 是由两个等偏心距的偏心轮和一个滚珠轴承组成,用来产生和调整作用于试样上的交变载荷,是这种装置中的一个关键部件.

复合偏心轮偏心距的确定:复合偏心轮由偏心轮I和偏心轮II组成(图3).偏心轮I的偏心距为 e_1 ,偏心轮II的偏心距为

e_2 .偏心轮I套在偏心轮II上,可绕 O_1-O_1 转动.整个复合偏心轮绕 $O-O$ 轴转动.整个复合偏心轮的偏心距 $e = (e_1 + e_2) \cos \varphi$;当 $\varphi = 0$ 时, $e = e_1 + e_2$;当 $\varphi = \pi/2$ 时, $e = e_1 - e_2$,设计时取 $e_1 = e_2$.因此, e 可在 $0-2e_1$ 之间变化,从而达到在一定范围内无级调整交变载荷幅度的目的.

根据需要,调整好适当的 e 以后,用螺钉把偏心轮II和偏心轮I固牢.

偏心距 e_1 (和 e_2)大小的选择:根据图3的说明, e_1 选择得大些,可使载荷的最大值大些.然而装置允许的最大载荷却由杠杆梁的强度及车床功率所限制,而且 e_1 值选得太大,会给载荷调整带来困难,因为偏心轮II相对于偏心轮I转动一个小角度,载荷就会有大的变化. e_1 选择得太小,又可能达不到要求的载荷调整范围.根据本装置的挠度计算,我们选用 $e_1 = e_2 = 2$ 毫米.

O_2 偏心在运转过程中以 e 为半径绕 $O-O$ 轴转动.如果让它直接和杠杆梁接触,势必产生强烈的摩擦.为了消除这种摩擦,在 O_2 轴上装有滚珠轴承.此滚珠轴承可按装置的最大载荷加以选择.本装置选用轴承型号为306.

3. 杠杆梁 即加载梁.它是装置中的强力构件,在整个装置的使用过程中承受疲劳载荷.因此要用强度高、韧性好的材料.我

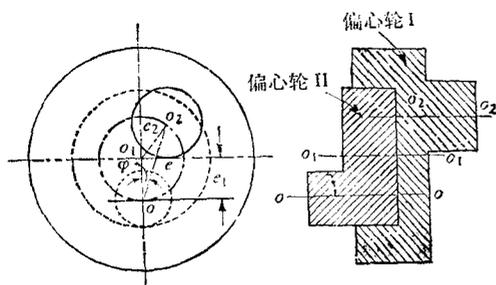


图3 复合偏心轮的偏心距

们用调质 60 Si₂Mn 弹簧钢。选用矩形断面或方形断面。其断面尺寸按装置的最大载荷估算,同时考虑到中间安放圆辊,以及尾部和尾支架连接用圆柱销孔的需要,适当加大尺寸,不致使安放圆辊处的断面过于薄弱。

为了提高梁承受疲劳载荷的能力,表面应当磨光。加工制作时,与尾座连接的销孔要谨慎钻削,使轴线平行于梁底面而垂直于梁的两个侧面。与尾座连接的销钉,最好根据销孔配制,要求光滑接触,中间没有间隙。

4. 测力机构 由测力刚杆和百分表组成。测力刚杆在杠杆梁受力过程中始终不变形。如图 4 所示,测力刚杆是和杠杆梁纵向

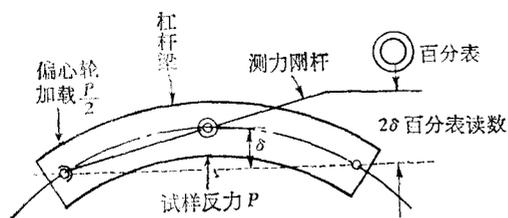


图 4 杠杆梁变形的测量

对称轴平行安装的。测力刚杆用一根校直的扁钢由中间固定铰和首部活动铰附连在杠杆梁上。尾架上百分表读数 2δ 相当于杠杆梁中点挠度的两倍。为了使这个变形能用来度量中央载荷,必须把杠杆梁、测力刚杆、百分表连同尾架一起,用试验机标定。载荷与百

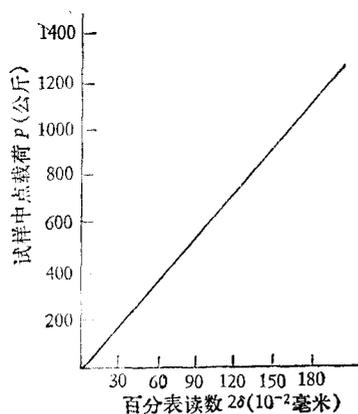


图 5 $p-2\delta$ 标定曲线

分表读数的关系曲线见图 5。标定结果说明线性关系良好。使用时,调整复合偏心轮的偏心距,使杠杆梁变形;读出百分表读数,再由关系曲线上查出载荷值,或是根据要求的载荷值,调整偏心距使梁变形到百分表应有的读数。

制作时,要求首部和中间的两个铰与测力刚杆配合好,中间不要有间隙晃动,以免影响测量精度。中间铰的位置要准确在杠杆梁的中央。

我们是静载标定的。显然会出现这样的问题:在往复力作用下,杠杆梁的惯性力有多大的影响?现作如下估算:为计算简便,把杠杆梁作为绕尾支架连接铰转动的直杆。这时,杆上的惯性力最大值为(图 6)

$$q_0 = \frac{F\gamma}{g} \omega^2 e$$

式中

$$F = 3.5 \times 3 = 10.5 \text{ 厘米}^2$$

(包括测力刚杆的附加面积)

$$e = 0.1 \text{ 厘米}$$

$$\gamma = 7.8 \times 10^{-3} \text{ 公斤/厘米}^3$$

$$g = 980 \text{ 厘米/秒}^2$$

$$\omega = 980 \text{ 转/分} = 102.5 \text{ 秒}^{-1}$$

算得

$$q_0 = 0.088 \text{ 公斤/厘米}$$

$$Q = \frac{0.088 \times 36}{2} = 1.6 \text{ 公斤}$$

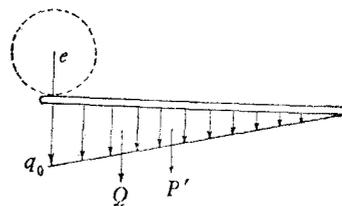


图 6 杠杆梁惯性力分布

换算到试样中点相当于

$$p = 1.6 \times \frac{4}{3} = 2.1 \text{ 公斤}$$

可见,这是在读数精度范围以内的误差,而且估算是偏大的,因为以上所取参量是按使用

中最大值取的。因此,可以认为无需对静力标定的载荷进行修正。

5. 尾支架 它分为上下两层(见图2),下层用一个锥杆固定在车床尾架中。上层为一“T”形架和杠杆梁用圆柱销连接。该圆柱销为杠杆梁的支点。尾架上、下层用螺钉连接。上下层之间可以垫铁片,用不同厚度的垫片调整杠杆梁对试样的压紧程度,从而可调整试样的初始载荷 p_{\min} 。在“T”形架上固定百分表支架。上下层设计时,尺寸选择要求刚性足够,且使杠杆梁工作在水平位置附近。

6. 底座垫板 它放在车床床身上,供放试样之用(见图2),要求有足够的刚性。同时要配备一套大小尺寸的圆辊,圆辊是淬过火的,使其硬度足够,圆辊两端做凸缘,供挂橡筋之用。

7. 连接轴 它是一根光杆,前面有一凹槽,和复合偏心轮的轴的凸缘配合,形成一个万向接头,以防止车床主轴和首支座轴承孔不同心时产生过大的附加力,损坏机床精度。

四、装置的操作程序

用这种装置作预制试样裂纹和测定裂纹扩展速率的操作程序简述如下:

1. 预制三点弯曲试样疲劳裂纹的操作程序

(1) 选择最大疲劳应力强度因子 $K_{I\max} \leq 0.6 K_{Ic}$ (或 $K_{I\max} \leq 0.01E$)。

根据所选 $K_{I\max}$, 用下式算出

$$p_{\max} \leq \frac{0.6K_{Ic} \cdot B \cdot W^{3/2}}{S \cdot f(a/W)}$$

再取 $p_{\min} \leq 0.1 p_{\max}$

(2) 装上需预制疲劳裂纹的弯曲试样。安装时需注意中间加载圆辊和左右两支承圆辊对于裂纹平面的对称性。

(3) 调整尾架螺栓处的垫片厚度,以达到所要求的 p_{\min} 值。

(4) 调整复合偏心轮的相对位置,以达到所要求的载荷幅度 Δp 值。这里的

$$\Delta p = p_{\max} - p_{\min}$$

(以上两步可能要反复调整数次)。

(5) 选择适当的车床转速(即加载频率),便可开车。

(6) 用读数显微镜监视裂纹扩展,使疲劳裂纹达到所要求的长度(一般要求大于1.3毫米)。

2. 测定亚临界裂纹扩展速率 da/dN 的操作程序

(1) 选择较小的应力强度因子幅度 ΔK 和所需的循环特性 $R = K_{\min}/K_{\max}$, 可以算出:

$$\Delta p = \frac{\Delta K \cdot B \cdot W^{3/2}}{S \cdot f(a/W)}$$

$$p_{\max} = \frac{\Delta p}{1 - R}$$

$$p_{\min} = p_{\max} \cdot R$$

(2) 装上试样。安装时需注意中间加载圆辊和左右两支承圆辊对于裂纹平面的对称性。

(3) 反复调整尾架螺栓处的垫片厚度,以达到所要求的 p_{\min} 值;再调整复合偏心轮的相对位置,以达到所要求的 Δp 值。

(4) 选择适当的车床转速(即加载频率),便可开车,以对试样加上交变疲劳载荷,使裂纹产生亚临界扩展。

(5) 用读数显微镜监视裂纹扩展长度。一般情况下,裂纹每扩展0.5毫米左右,停车一次,用计数器读出循环周次 N ,用读数显微镜读出裂纹长度值 a ,用百分表读出加载幅度 Δp 。

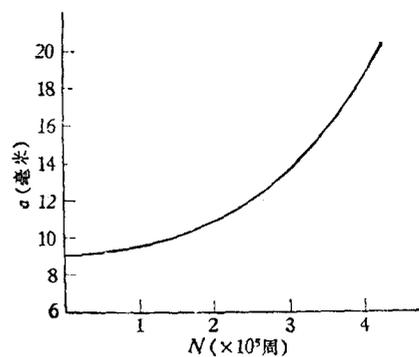


图7 $a-N$ 曲线

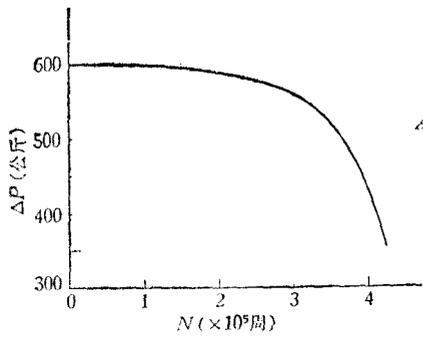


图8 $\Delta p-N$ 曲线

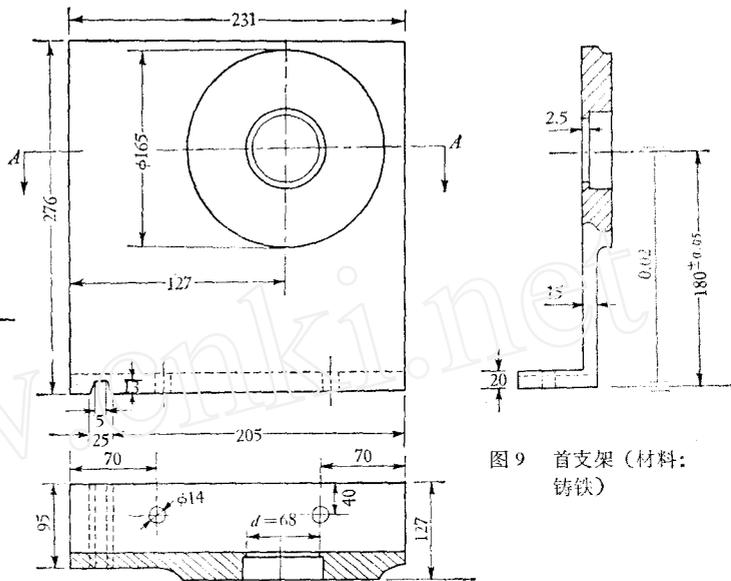


图9 首支架(材料: 铸铁)

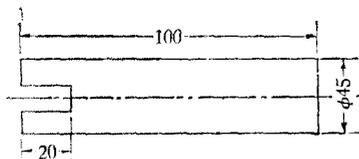


图10 连接杆(材料: 45# 钢)

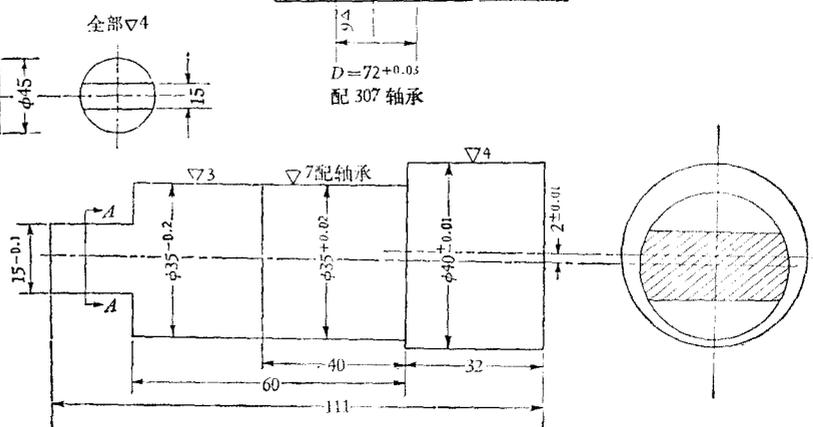


图11 偏心轮(材料: 45# 钢)

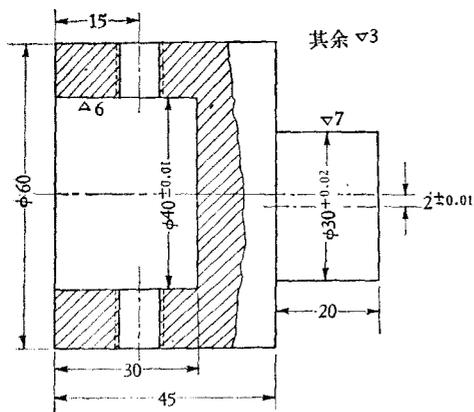


图12 偏心轮(45# 钢)

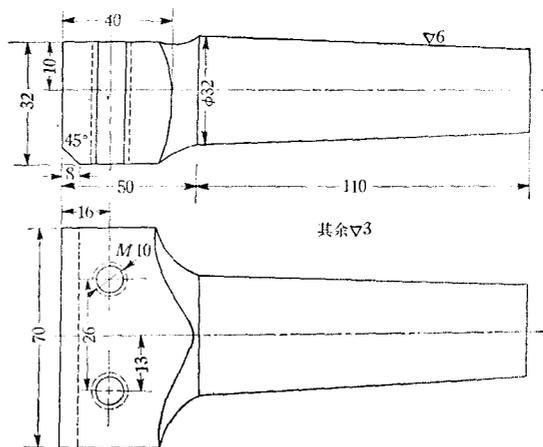


图13 尾下座(材料: 45# 钢)

注意: 1. 两个 M10 螺孔位置与尾上座配合, 使上下底座中心线重合 2. 锥杆与车床尾支座配合

