

$$c = \frac{\text{两个相互干扰的局部阻碍的局部阻力系数}}{\text{未受干扰时该两局部阻碍的局部阻力系数之和}} = \frac{\zeta}{\zeta_1 + \zeta_2} = \frac{\zeta}{2\zeta_0}$$

从图3及图4看出, $c-L/D$ 关系曲线与之相对应的 $\zeta-L/D$ 关系曲线特征相似。

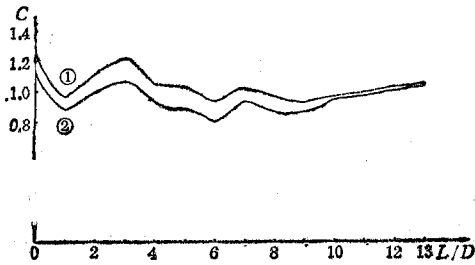


图3 $c-L/D$ 关系线(进口直管段长 $8D$)

曲线① 液体在同平面内流动、流向一致
曲线② 液体在两个互相垂直的平面内流动

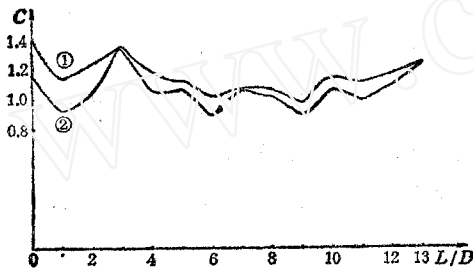


图4 $c-L/D$ 关系线(进口直管段长 $5D$)

曲线① 液体在同平面内流动、流向一致
曲线② 液体在同平面内流动、流向转 180°

3.4. 组合后局部阻力系数与雷诺数有关

本试验雷诺数的范围是 $1.1 \times 10^4 \leq Re \leq 1.22 \times 10^5$ 。当雷诺数较小 ($Re < 3.5 \times 10^4$) 时, ζ 值随 Re 值的增大而增大。并且雷诺数越小, 它对阻力的影响越大。当 $3.5 \times 10^4 < Re < 1 \times 10^5$ 时, ζ 趋于定值, 是一条平行于横坐标轴的直线, 在这个范围 ζ 与 Re 无关。

据西南交通大学编的《水力学》教材介绍, 由于受局部阻碍的强烈干扰, 水流在 $Re \approx 10^4$ 时就进入了阻力平方区。本试验为 $Re > 3.5 \times 10^4$ 时水流进入阻力平方区。

4. 建议

4.1. 在设计对管路系统具有较大影响、有相互干扰的管路配件时, 应根据具体情况作必要的模型试验, 来确定两个(或多个)局部阻碍所引起的共同局部水头损失, 以利生产, 避免造成不必要的能量损失。

4.2. 泵站管路设计中, 应尽可能地要求各局部阻碍之间有一段距离。根据初步试验, 其长度 $L \leq 3D$; 最理想的距离是 $L = 9D$, 此时 ζ 值最小, $L = 6D$ 也可选用。

参 考 文 献

- [1] 华绍曾、杨学宁等编译, 实用流体阻力手册, 国防工业出版社 (1985)。
- [2] 周谟仁, 流体力学泵与风机, 中国建筑工业出版社 (1981)。

(本文于 1990 年 8 月 2 日收到)

双轴疲劳加载装置的设计及实验验证

毛益麟 朱东升

(武汉水利电力学院, 430072)

提要 本文设计了一种简单的双轴疲劳加载装置, 将它安装在单轴疲劳试验机上可以实现双轴循环加载, 在试样中产生具有一定应力比的同频率、同波形、同相位的双向拉-拉应力。

关键词 双轴疲劳, 加载装置, 应力比, 应变测量

1. 引言

力学与实践

单轴循环加载时疲劳裂纹扩展规律的理论 and 实验研究, 国内外都有许多科研成果。双轴循环加载时, 横向应力对疲劳裂纹扩展的门槛值、扩展角和扩展速率的影响, 国外也有较多的文献报导, 但结论却很不一致^[1-4]。国内在这方面的理论研究文献甚少^[5], 实验研究尚未开展。

1988年第5届全国断裂学术会议论文集^[6]300多篇论文中,尚无一篇文章关于双轴疲劳裂纹问题的研究报导,其根本原因是目前我国还没有双轴疲劳试验机。在国外近10余年来研制的液压伺服双轴疲劳试验机,由于其价格昂贵,也不多见。

我国国产和进口的单轴疲劳试验机较多,若能设计一种加载装置,将它安装在单轴疲劳试验机上实现对试样进行双轴疲劳加载,不仅可扩大单轴疲劳试验机的应用范围,且可为双轴疲劳裂纹扩展规律的实验研究开辟一条新的途径。本文对这种加载装置的研制进行了初步探讨,经过实验验证达到了预期的目的。

2. 双轴疲劳加载装置的设计

在单轴疲劳试验机上实现双轴疲劳载荷,其关键是在试样中产生横向循环应力。

2.1 装置的结构布置及连接方式 根据机构传力原理,本文设计了一种有横梁、连杆和加载板组成的系统,如图1所示。竖杆传递纵向载荷,斜杆的水平分力产生横向载荷。调整斜杆的倾角,可得到不同的双轴载荷比。试样嵌入四块开槽的加载板中,两者用销钉紧密联接。纵向和横向载荷通过加载板较均匀地传递到试样边缘,可使试样中心一定范围内的双向应力分布比较均匀。

2.2 装置的结构设计及内力计算 装置结构上下对称,其计算简图如图2所示。图中

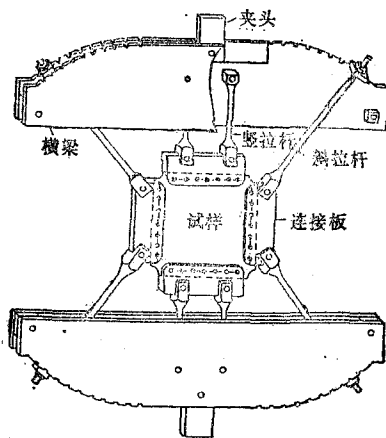


图1 装置结构简图

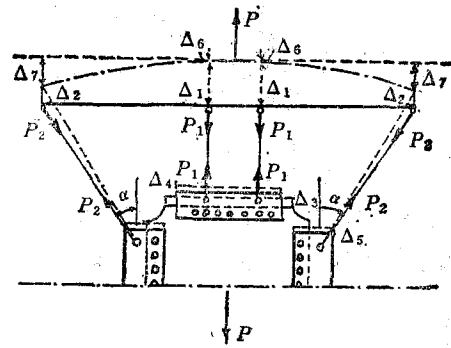


图2 装置计算简图

P 为外加载荷, P_1 为竖杆轴力, P_2 为斜杆轴力。 Δ_1 、 Δ_2 分别为竖杆及斜杆的轴向伸长, Δ_3 为试样的纵向伸长, Δ_4 、 Δ_5 分别为上边及两侧加载板的纵向伸长, Δ_6 、 Δ_7 分别为 P_1 、 P_2 作用点处横梁的竖向线位移。由图2可知:

横梁平衡条件

$$2P_1 + 2P_2 \cos \alpha = P \quad (1)$$

系统的变形协调方程(竖向位移)

$$\Delta_1 + \Delta_3 + \Delta_4 + \Delta_6 = \frac{\Delta_2}{\cos \alpha} + \Delta_5 + \Delta_7 \quad (2)$$

式中各构件的伸长和横梁的位移根据截面设计可由材料力学和结构力学分别求得。由以上二式解得:

$$P_1 = \frac{0.207 + 1.339 \cos^2 \alpha}{0.414 + 4.678 \cos^2 \alpha} P,$$

$$P_2 = \frac{\cos \alpha}{0.414 + 4.678 \cos^2 \alpha} P \quad (3)$$

2.3 双轴应力比 试样设计为正方形板,由加载板传递给试样的水平载荷 P_x 及竖向载荷 P_y , 求得双轴载荷比 k 即试样中的双向应力比为

$$\begin{aligned} k &= \frac{\sigma_x}{\sigma_y} = \frac{P_x}{P_y} = \frac{2P_2 \sin \alpha}{2P_1} \\ &= \frac{2.4155}{1 + 6.4686 \cos^2 \alpha} \sin 2\alpha \quad (4) \end{aligned}$$

调整斜杆角度 α 可得到不同的应力比,当 $\alpha = 45^\circ$ 时, $k = 0.57$ 。

3. 装置的实验验证

3.1 静载实验 目的是验证装置在外载作用下各杆的内力及双轴载荷比是否与理论计

表 1 静载实验应变测量结果及理论计算值(微应变)

组号	点号	纵向加载		横向加载		双轴加载		组号	点号	纵向加载		横向加载		双轴加载			
		实测	计算	实测	计算	实测	计算			实测	计算	实测	计算	实测	计算		
A	1	108				151		D	1	160		-57		162			
	2	99	105			136	134		2	160	200	-59	-65	172	225		
	3	100				131				3	188		-64		214		
	4	102				134				4	-71		211		55		
1				35		33				5	-73	-65	215	200	56	56	
B	2			46	37	29	27		6	-76		215		51			
	3			43				28		E	1	-56		196		47	
	4			34				27			2	-55	-65	181	200	49	56
	1	-85	-65	216		200		39	56		3	-56		192		48	
C	2	70	68	67	68	137	140	4	209			-86		237			
	3	206	200	-86	-65	210	225	5	201		200	-85	-65	229	225		
								6	190			-87		215			

- ① 纵向、横向 ($\alpha = 45^\circ$) 加载: $P = 5 \sim 40\text{kN}$, $\Delta P = 5\text{kN}$
- ② 双轴加载: $\alpha = 45^\circ$, $P = 10 \sim 60\text{kN}$, $\Delta P = 10\text{kN}$
- ③ 表中实测数据为应变增量的平均值。

算相符, 试样中应力分布是否均匀。实验是在 100kN 全能材料试验机上进行的, 采用了纵向、横向和双轴加载三种形式。应变计粘贴位置、方向及标号如图 3 所示。用 YJ-5 型静态电阻应变仪测量的应变结果列于表 1 中。为了与实测数据相比较, 理论计算结果均用应变表示, 并列于同一表中。

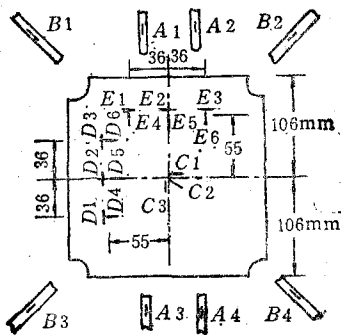


图 3 应变计布置图

实测应变增量与理论计算值相比较, 大多数测点误差在 10% 以内, 说明拉杆受力较为均衡, 试样中应变分布亦较均匀。在双轴加载情况下, 实验测得竖杆 (A 组) 及斜杆 (B 组) 的平均应变增量分别为 $\Delta \varepsilon_1 = 138(\mu\varepsilon)$, $\Delta \varepsilon_2 = 29.25(\mu\varepsilon)$, 实测双轴载荷比

$$\lambda = \frac{\Delta P_x}{\Delta P_y} = \frac{2\Delta P_2 \sin \alpha}{2\Delta P_1} = \frac{E\Delta \varepsilon_2 A_2 \sin \alpha}{E\Delta \varepsilon_1 A_1} = \frac{29.25 \times 144 \times 0.707}{138 \times 36} = 0.6$$

设计载荷比为 0.57, 两者吻合得相当好, 说明设计时所选取的装置结构计算简图、结构的变形和位移计算是合宜的。

实测试样中心剪应力增量按下式计算:

$$\Delta \tau_{xy} = \frac{E}{1 + \mu} \left(\Delta \varepsilon_s - \frac{\Delta \varepsilon_x + \Delta \varepsilon_y}{2} \right) \quad (5)$$

纵向、横向和双轴加载时 $\Delta \tau_{xy}$ 分别为 0.44N/mm², 0.094N/mm² 和 0.58N/mm², 均可忽略不计, 因此可认为在试样中心 55×55mm² 范围内应力分布比较均匀, 处于双向拉-拉应力状态。

3.2 循环加载实验 目的是验证试样中的双向循环应力是否同频率、同波形和同相位, 应力谱与载荷谱是否同形。实验是将装置夹持在 Instron 液压伺服单轴疲劳试验机上进行的, 载荷控制, 正弦波。试样应变计布置如图 4 所示, 用 YD-15 型动态电阻应变仪测量应变。图 5 为用 SC-16 型光线示波器记录的应变计在不同频率和循环载荷水平下的动态应变曲线。测试结果表明, 用应变表示的沿 x、y 方向的响

应为同频率、同相位的正弦波,与试验机的工作波形相同,在频率为2—15Hz、循环应力比为0.33—0.75的范围内,应变波形没有失真,说明装置的双轴疲劳加载效果是良好的。

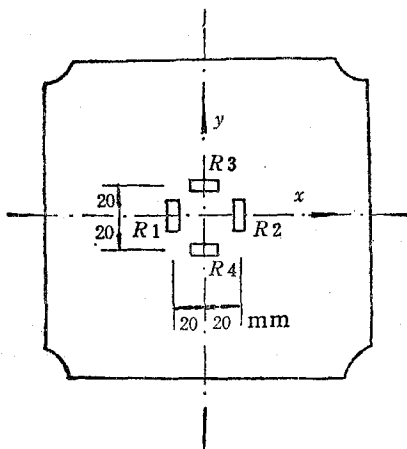


图4 循环加载应变计布置

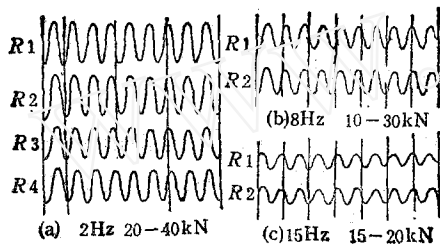


图5 动态应变曲线

4. 结语

理论计算和实验测试表明,本文设计的双轴加载装置既可安装在材料试验机上进行双轴静力加载,又可夹持在单轴疲劳试验机上实现双轴疲劳加载,在试样中产生具有一定应力比的同频率、同波形、同相位的双向拉-拉应力,设计应力比与实测结果吻合较好,试样中心一定范围内应力分布也较均匀。

作为初步探索,装置的设计虽不很完善,但在目前国内尚无双轴疲劳试验机的情况下,若本文的工作能引起专家们的兴趣,在此基础上进一步研究和改进设计,研制出更优化的双轴拉-拉和拉-压疲劳加载装置,这对提高我国单轴疲劳试验机的使用效率,扩大其应用范围和开展双轴疲劳裂纹扩展规律的实验研究是很有现实意义的。

参 考 文 献

- [1] Joshi S. R. and Shewchuk, J. *Exp. Mech.* **12** (1970), 529—533.
- [2] Truchon, M., Amestoy, M. and Dang-Van, K., ICF5, Cannes, France, 4(1981), 1841—1849.
- [3] Gao Hwa, Alagok, N., Brown, M. W. and Miller K. J., ASTM Symp. San Francisco, Dec. (1982).
- [4] Gao Hwa, Brown M. W. and Miller K. J., ICF Int Symp., Beijing, Nov. (1983).
- [5] 何明元,固体力学学报, 4(1984), 609—617.
- [6] 第五届全国断裂学术会议论文集(一、二、三)桂林(1988).

(本文于1990年7月30日收到)

用散斑和全息干涉法测量汽车前桥的位移

陆 渝 生

(南京工程兵工程学院力学教研室, 210007)

A. K. 沙拉巴诺夫

(苏联喀山大学板壳实验室)

提要 本文分别用散斑和全息干涉法测量了汽车前桥模型的面内和离面位移。实验表明,所用方法简便可行,且精度较高。

关键词 散斑干涉法,全息干涉法,傅里叶光学、位移、汽车前桥

载的重要构件。因此,对其在外力作用下的形变和应力进行分析,以改进和优化设计,是非常必要的。作者应厂家的要求,对苏联卡马斯载重卡车的前、后桥进行了一系列的静载和动载的试验研究。本文仅介绍其中的在横向静载作用下前桥模型的变形测量的有关内容。

前桥模型如图1所示。按其几何形状,它

汽车的前、后桥,是起着传递动力和承受荷