

机械强度

JIXIEQIANGDU

2

继承毛主席遗志，最紧密地团结在华国锋主席为首的党中央周围，把无产阶级革命事业进行到底！

目 录

· 产品强度 ·

- 十七万瓩水轮机叶片根部应力应中的试验研究…………… 郑州机械科学研究所 (1)
超高压六面顶顶锤的新方案…………… 浙江大学等 (18)
中型轮式拖拉机驱动轴耕作载荷谱…………… 洛阳拖拉机研究所 周纪良 姜璧琪 (24)
透平转子的脆断趋向…………… Yu.N.Robotnov 等 孙训方译 (99)

· 测试技术 ·

机床动刚度模型实验研究

- ……………清华大学工程力学系机械强度及振动专业72届动刚度组工农兵学员 激光全息组 (8)
全息光弹性研究…………… 天津大学基础课部力学教研室 (37)
扫描电子显微镜在断口分析及断裂力学研究方面的应用 (续)
……………北京钢铁研究院 孙福玉 廖乾初 (58)

· 技术讲座 ·

电阻应变片测试技术基本知识讲座 (二)

- 第一章 电阻应变片 (续完)…………… (74)
第二章 电阻应变仪…………… 天津大学基础课部力学教研室 (77)

· 动态 · 消息 ·

- 四川省第二次电测、光弹经验交流会…………… (73)
BCY TQ—16 编译系统完成…………… (36)
一机部系统实验应力分析技术交流会和有限元计算技术交流会…………… (108)
一机部系统将在近期组织声发射技术座谈…………… (17)
《机械强度》第一期勘误表…………… (107)

17万瓩水轮机叶片根部 应力集中的试验研究

郑州机械科学研究所*

17万瓩水轮机是我国目前正在研制的最大容量低水头水轮机。其叶片(A30型)净重32吨,叶片面积约为 21.2米^2 ,叶片在工作时要承受27米高的水头压力和380多吨的离心力,根部计算应力达到 $1737\text{kg}/\text{cm}^2$ 。这就要求作出重量大、形状复杂而具有足够强度(设计要求 $\sigma_s \geq 50$)的铸件来。目前常用的叶片用钢都尚不能达到这一要求。因之,叶片铸造材料及叶片强度问题就成为17万瓩水轮机研制中的一大关键。

为了解决这一问题,除对叶片材料作进一步研究外(如采用 15MnMoVCu 或镍-6、镍-4等材料),摸清叶片的受力情况,从结构上改进来提高叶片强度也是一项重要的途径。

叶片根部是叶片受力最大的区域,而叶片两翼与法兰过渡处的尖锐拐角(见图6)更是容易出现裂纹的应力集中区(国内外均有在该区出现裂纹的事例),是叶片的薄弱环节之一。本试验的目的即是采用模型试验的方法来摸清叶片根部及这一区域的应力情况,提出从结构上改进的方案以求降低应力峰值,提高叶片强度。

I、试验方法

采用环氧树脂模型光弹贴片法。

(1) 模型:相似比 $\frac{1}{15}$,材料用以30%石膏为填料的室温固化环氧树脂($E = 5.66 \times 10^4$, $\mu = 0.38$)。模型见图1照片。

(2) 加载:根据与设计单位协商,确定采用静水头均压作为试验模拟工况。这是因为:①静水压工况比任何一种运行工况根部受力都大;②它是设计计算的依据;③目前还提不出A30叶型运行工况的压力分布资料。必须注意的是这种工况没有考虑离心力的影响(通常约占根部总应力的3~16%)。模型是用和真机相似的10个螺钉通过法

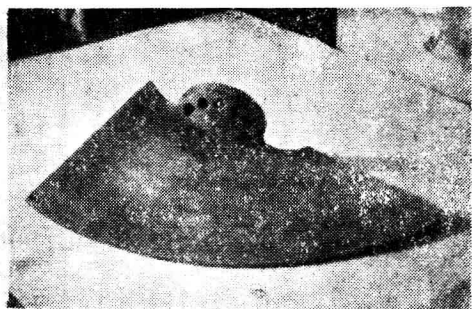


图1 叶片模型照片

* 参加本课题研究工作的单位还有大电机研究所和东方电机厂。

兰固定在支座上，静水压力在模型上的实现是采用气囊压在叶片工作面上（见图2）。加荷时，初压用0.1公斤/公分²，工作压力用0.3公斤/公分²，即相当真机承受3米水头，故得到之模型应力如换算到真机上，应有： $\sigma_{真} = \frac{27}{3} \sigma_{模}$

(3) 应力测量：采用光弹贴片法，图3为预制环氧塑料光弹贴片的照片。

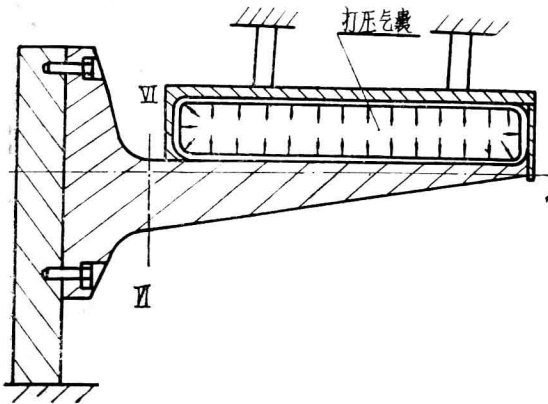


图2 气囊加压示意图

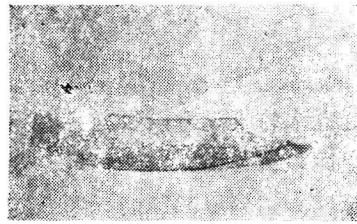


图3 光弹贴片的照片

图4为贴片后之模型剖面图。贴片材料为室温固化环氧树脂($E = 3.8 \times 10^4$, $\mu = 0.32$)。应力条纹用反射式光弹仪进行测量。主应力分解采用光弹贴片条带法。图5为测量时加载装置和仪器。

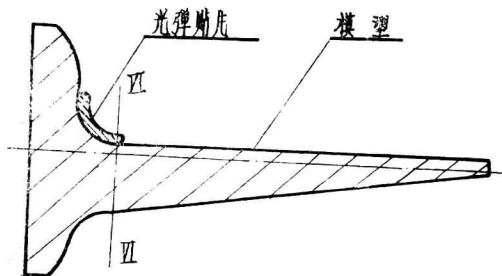


图4 贴片后模型剖面图

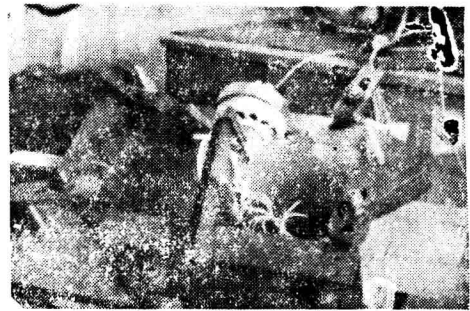


图5 模型及加载装置

由条纹读数求得模型应力如下：

$$\sigma_{1模} - \sigma_{2模} = \frac{\varepsilon_0^{1.0} \times C_1 m_0}{2t} \times \frac{E_m}{1 + \mu_m}$$

$$\sigma_{1模} = \frac{E_m}{1 - \mu_m^2} \cdot \frac{\varepsilon_0^{1.0}}{2t} \left[\frac{1 + \mu_m}{1 + \mu_c} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot m_T - \mu_m C_1 m_0 \right]$$

$$\sigma_{2模} = \frac{E_m}{1 - \mu_m^2} \cdot \frac{\varepsilon_0^{1.0}}{2t} \left[\frac{1 + \mu_m}{1 + \mu_c} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot m_T - C_1 m_0 \right]$$

其中：

E_m 、 μ_m 为模型材料之弹性模量和波桑系数 (E_m 公斤/公分²)

- μ_c 为贴片材料之波桑系数
 - C_1 为考虑贴片对模型有加强效应之修正系数
 - C_2 为切条带对贴片之减弱系数
 - m_0 光弹贴片法测得之条纹读数 (条)
 - m_T 光弹贴片条带法测得之条纹读数 (条)
 - t 贴片厚度 (公分)
 - $\epsilon_0^{1.0}$ 为贴片之应变条纹值 (微应变/条/公分)
- 这里 C_1 C_2 均通过标定试验求得。

II、试验内容与结果

(以下所述结果数据均为换算到真机后之数据)

(1) 叶片根部 (工作面) 之应力分布

叶片与法兰相连的根部是叶片受力最大的部位。此根部是以圆弧连接的 (见图 6 00 剖面 r_1)。圆弧一边与法兰球面相切，一边与叶片工作面相切。对于不同纵剖面 (C . D . E . . .) r_1 数值不同 (见图 6 中的表)。

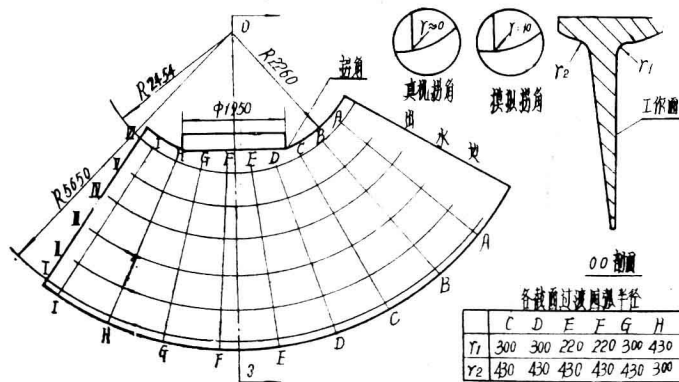


图 6 17万瓩水轮机叶片工作面展开简图

试验测得 VI 截面上各点之应力值 (见表 1) 和各纵线上的最大应力值 (见表 2 与图 7)。最大应力点位于圆弧 r_1 的中段。约距 VI 截面 70~80mm 处。

表 1 叶片根部 VI 截面各点应力值

点 位	D	E	O	F	G	H
主应力 σ_1	1587	1165	1065	1040	853	670
主应力 σ_2	568	482	433	388	361	156
主应力方向 θ	33°	16°	11°	10°	-7°	-40°

* θ 角以叶片法兰中心线为 0° 轴线读数

表2 叶片根部各最大应力点应力值

纵剖面号	出水边拐角	D	E	O	F	G	H	进水边拐角
主应力 σ_1	>2173	1980	1450	1190	1340	1020	613	-651
主应力 σ_2	0	930	424	470	586	483	-52.5	0
主应力方向 θ	120°	33°	16°	11°	10°	-7°	-40°	-120°

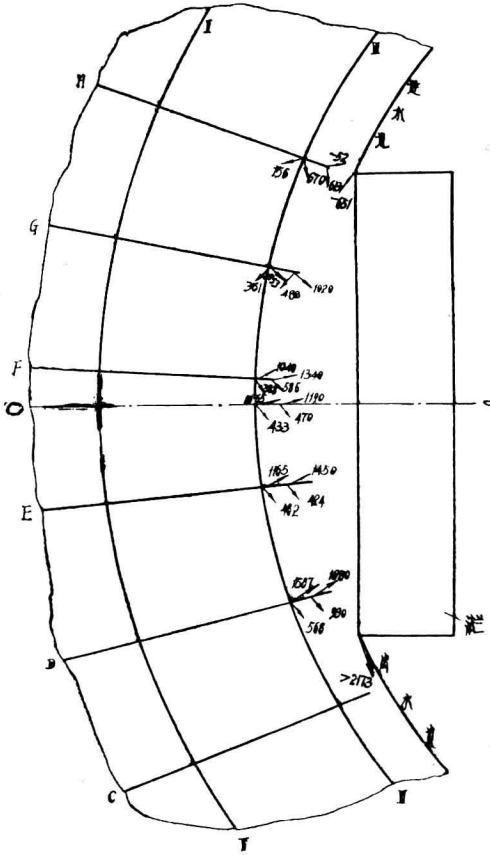


图7 叶片根部应力分布图(工作面)

从比较表1表2的数据可以看出, 尽管过渡圆弧 r_1 取得相当大, 但圆弧处仍然有应力集中(最大应力与Ⅵ截面应力之比约为1.12~1.29, 见下表3)。

表3 叶片根部圆弧过渡处的应力集中

纵剖面号	D	E	O	F	G	H
Ⅵ截面上点之 σ_1	1587	1165	1065	1040	853	670
最大应力点之 σ_1	1980	1450	1190	1340	1020	613
$\sigma_{1大} / \sigma_{1Ⅵ}$	1.25	1.24	1.12	1.29	1.19	0.91

为了进一步证明叶片根部过渡圆弧处存在应力集中，作了一个简单的模拟O—O纵剖面的平面光弹性试验，模型及其加载见图8，得到条纹图如图9

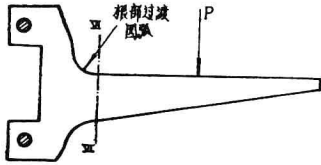


图8 平面光弹试验模型

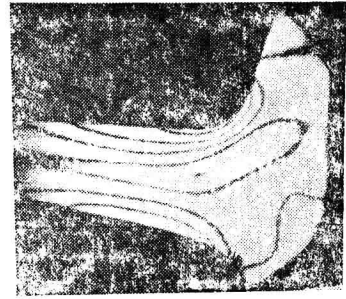


图9 叶片根部平面光弹模型条纹图

可以看出，圆弧过渡处应力集中是明显的，最大应力点与Ⅵ截面点之应力比为1.135。应力集中的存在说明：还有可能用进一步改善过渡曲线的方法来提高叶片根部的强度，这一点可供设计单位进一步研究。

叶片两翼与法兰相连处的拐角（见图6中拐角）是更尖锐的应力集中部位，其应力值同样列入在表2和图7中，出水边应力峰值为2173kg/cm²。应指出的是：实际值还要大些，因为根据设计图和实际加工工艺，拐角处的r接近0，而我们由于模型加工的困难，是按r=10mm来模拟的，故测得的应力峰值是偏小的。

在均布静压工况下，叶片受压中心是偏向出水边的，故形成D处应力偏大以及出水边和进水边拐角区应力峰值反号的现象（见图7，表2）。这说明在实际运行中，工况变化所引起的压力中心位置变化会引起出水边（或进水边）的应力峰值变化，甚至有变号的可能。这就是说拐角处不但有较大的应力峰值，而且承受一定的动负荷。因之，更使人确认这一拐角区是叶片的薄弱环节。改进其结构以提高其强度是很有必要的。

（2）叶片根部拐角处结构之改进

为了选择，对5种修改方案进行了试验比较（见图10）。第1*2*为凸出圆弧，3*4*为两

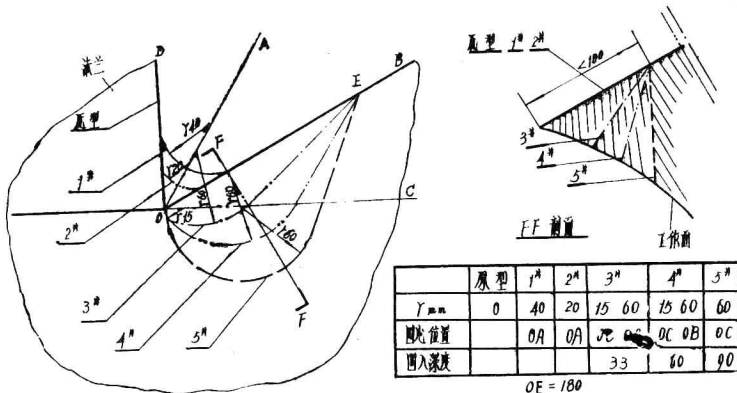


图10 叶片根部拐角处结构修改图

段圆弧组成的凹入弧线，第5*为凹入单圆弧。为了保证叶片与转轮体间的密合，以防漏水和不削弱根部断面，凹入圆弧都是在叶片工作面上修出，以斜线向厚度中性轴过渡。（见图10之FF剖面）实际生产中如条件允许，用圆滑过渡更好。

试验测得各方案下出水边拐角应力峰值如下表：

表4 原结构与修改结构的拐角应力峰值

	原 型		修 改 结 构				
	原 设 计	试 验 模 型	1*	2*	3*	4*	5*
凸圆弧 rmm	0	10	40	20			
凹圆弧 rmm					15 60	15 60	60
圆弧中心位置	O—A线	OA	OA	OA	OC OA	OC OB	OC
凹入深度 mm					33	60	90
应力峰值kg/cm ²	>2173	2173	1307	1655	1985	2064	2690
应力降低百分比	0	>0	>35.3	>24	>9	>5	>-23.4

从上结果可以看出凸圆弧的改进效果是显著的，凹入圆弧只是在一定的深度内能起缓和过渡的作用。深度过大反而会使应力峰值增高（如5*结构）。

III、对试验结果可靠性的讨论

用环氧树脂模型贴光弹性贴片来测量应力，在我们还是第一次。在试验中我们仔细地考虑和尽力避免了从模拟、加载到测量各个环节可能引起的误差。同时为了校核试验结果的可靠性，将试验结果与青铜峡同叶型机组的实测数据进行比较。

青铜峡3.6万千瓦机组的A30叶片，1973年由大电机所进行过实测。共测了20种工况下的应力。我们选择与静水压最为接近的工况来进行比较——即叶片转角 $\phi = -10^\circ$ ，导叶开度 $\alpha = 100\%$ 的工况，它也是20种工况中应力最大的工况。我们取实测叶片VI截面上测点2*，3*，4*的数据与本试验VI截面试验结果比较于下表：

表5 VI截面上实测点与本试验点应力值之比较

点 位	D	4*	E	O	3*	G	2*	H
σ_1 值	1587	920	1165	1065	991	853	840	670
σ_2 值	568	363	482	433	394	361	229	156
θ 值	33°		16°	11°		-7°		-40°

这里必须指出的是：1. 实测水头为20.3米，比较时实测值需乘以 $\frac{27}{20.3}$ ，因本试验结果都是按27米水头给出的。

2. 由于没有实测测点的准确位置数据，从布点图上看，3*实测点与我们试验点O很接近。2*4*实测点则分别位于我们试验点G、H之间和D、E之间。

从比较结果来看，还是比较接近的，尤其是点O的结果比较相符。D，E点的应力值比4*点实测结果偏大。这是与实测条件下压力中心比静压均布状态下要偏离得小有关系的。

IV、结 论 与 建 议

一、根据前述试验结果，我们建议采取以下两个措施来提高17万瓩水轮机叶片的强度。

1. 试验证明叶片根部侧面拐角是叶片应力集中的部位。原设计采用 $r \approx 0$ 的锐角过渡是很不利的，建议改为 $r = 20 \sim 40\text{mm}$ 的凸圆弧过渡。可以使该处应力峰值降低24~35%。这在现有的 15MnMoVCu 毛坯上是可以实现的。从结构上只要求对密封部分作少量修改。

2. 试验证明叶片根部过渡圆弧仍存在应力集中。建议设计部门进一步修改过渡曲线（可以通过平面光弹性试验来作）使应力集中系数降低。如能达到1.05以内则整个根部的强度可提高10~15%。

这些改进我们认为对其他中小水轮机组也是适用的。

二、摸清叶片的应力分布（包括动、静应力分布）是一项艰巨的任务。我们这次试验只是其中一个很小的部分，通过这次试验我们在以下两个方面对叶片应力有了进一步的认识。

1. 过去的叶片试验大多测第Ⅵ截面的应力，并用它作为叶片根部的最大应力，这是不确切的。这次我们测出了最大应力值，确定了最大应力的位置。结果证明根部最大应力的位置并不在Ⅵ截面上。而是在过渡圆弧中段。

2. 过去的叶片试验没有测过拐角区的应力，这次测量后，发现有较大的应力集中，特别是发现进水边和出水边的拐角应力有反号的现象。这现象应引起今后实测叶片动应力时注意。

为了更好地摸清叶片受力情况，考核改进结构在工作状态下的效果，我们认为，这次模型试验的结果应首先应用到中间试验叶片上去。为此，我们建议生产厂在今年某电站A30叶片实测中能采用模型试验的结果。

①参考这次试验给出的位置，测叶片根部圆弧过渡区的最大应力。

②建议四个叶片的出水边拐角分别采用原设计结构，凸圆弧结构和凹入圆弧结构；并用小基长电阻片测量应力集中部位的应力，以求摸清拐角处的动应力状态和进一步考核改进结构的效果。

三、这次试验工作从做模型到完成测量只用了四个多月时间，试验经费只用了几千元即取得了全部数据。这首先是由于三个单位（郑州机械所，大电机所，东方电机厂）很好的协作和参加人员的共同的努力。另一方面也说明采用的环氧树脂模型的光弹贴片法还是比较好的。我们认为是一种值得推荐的模型试验方法，它的特点是：

1. 模型采用室温固化环氧树脂，制造简单，周期短。模型弹性模量低，加载容易实现。

2. 一个模型可以多次修型使用，光弹贴片在修型中可以连续使用，所以特别适用于设计过程中的选型试验。

3. 一个模型可以同时用光弹和电测方法进行试验。

机床动刚度模型实验研究

清华大学工程力学系 机械强度及振动专业72届动刚度组工农兵学员 激光全息组

前 言

随着我国建设事业的飞速发展,对机床工业提出了更高的要求。例如,要求制造的机床应有足够的刚度。否则,在机床工作时会引起刀具和工件之间的振动,以致影响加工精度、表面光洁度和生产率。机床是由很多零部件组成的,如:床身、立柱、滑枕、刀架和一些调整机构等。这些零部件由于结构上的变截面、加筋板以及开口等,刚度的计算是十分复杂和困难的。而在机床设计阶段,就需要从设计图纸预计机床的抗振性能,因此模型实验技术成为很有希望的工具。对于非标准的重型机床的设计尤其显得重要。

考虑到有机玻璃材料制作模型,加工容易,便于更改结构形状;在给定的载荷下,变形大,易于测量;自振频率适合一般测振仪器的工作范围,以及边界条件易于实现刚性等等。所以我们采用有机玻璃制作模型,对有机玻璃模型激振实验技术、有机玻璃材料动态性质的测定进行了一些摸索;并通过模型实验和实物实验的比较,确定我们实验技术目前可以达到的相似程度。实验中我们采用了激光全息照相技术,对于模型的振型进行了测定。工作是由北京第一机床厂、北京机床所、清华大学精仪系和工程力学系共同进行的,初步摸索了一些规律,并已经在大型机床设计中获得了应用。

一、模型实验的量纲分析

本实验是利用模型,对机床的动态性能进行模拟实验。我们利用 Π 定理,对量纲进行分析。

Π 定理的基本内容是:

描写物理现象的方程,必定是量纲的齐次方程,而这些齐次方程均可化成为无量纲的数群之和的形式。独立的无量纲数群 Π 的数目等于 $n - j$,其中: n 表示不同量纲的物理量数目, j 表示其中基本物理量的数目。

设参与物理现象的不同量纲的物理量 θ_i 共有 n 个,均采用同一单位系统用函数关系表示为:

$$f(\theta_1; \theta_2; \theta_3; \dots \theta_n) = 0$$

经过无量纲化, f 可变为:

$$1 + \sum R_i \theta_1^{A_i} \theta_2^{B_i} \dots \theta_n^{k_i} = 0$$

假定 n 个量中,若前 j 个量是基本物理量,可用于导出其他 $(n - j)$ 个物理量,那么,即可得到 $n - j$ 个 Π 项。

$$\Pi_k = \theta_{j+k} \theta_1^{\alpha_k} \theta_2^{\beta_k} \dots \theta_j^{\eta_k}$$

于是 f 最后写成:

$$F(\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_{n-j}) = 0$$

因此, 只要满足对应的 Π 项相等, 就可以保证二个物理现象相似。我们目前所进行的工作是研究机床大件的振型和频率的模拟关系, 因此仅对参与振动现象的九个不同量纲的物理量进行研究。

$$f(\rho; l; E; \mu; I; T; \delta; p; \xi) = 0$$

式中: ρ : 密度; l : 线长度;
 E : 杨氏模量; μ : 波桑比;
 I : 截面惯性矩; T : 振动周期;
 δ : 线位移; p : 激振力;
 ξ : 相对阻尼系数。

选取 l, T, E 做为基本物理量, 于是, 可以找到六个 Π 项:

$$\Pi_1 = \frac{\rho l^2}{ET^2}; \quad \Pi_2 = \frac{\delta}{l}; \quad \Pi_3 = \frac{I}{l^4};$$

$$\Pi_4 = \mu; \quad \Pi_5 = \frac{p}{El^2}; \quad \Pi_6 = \xi$$

如果用下标 m 表示模型, 用下标 p 表示实物, 用 C 表示比例系数, 由相应的 Π 项相等, 就可以得到六个相似准则:

$$(1) \frac{C_\rho}{C_E} \frac{C_l^2}{C_T^2} = 1; \quad (2) \frac{C_\delta}{C_l} = 1;$$

$$(3) \frac{C_I}{C_l^4} = 1; \quad (4) C_\mu = 1;$$

$$(5) \frac{C_p}{C_E C_l^2} = 1; \quad (6) C_\xi = 1.$$

根据准则 (1), 可以得到模型和实物的频率比例系数:

$$\text{弯曲振动时: } C_f = \frac{1}{C_l} \sqrt{\frac{C_E}{C_\rho}}$$

$$\text{扭转振动时: } C_f = \frac{1}{C_l} \sqrt{\frac{C_G}{C_\rho}}$$

$$\text{即弯曲振动时: } \frac{f_p}{f_m} = \frac{l_m}{l_p} \sqrt{\frac{E_p}{E_m} \frac{\rho_m}{\rho_p}}$$

$$\text{扭转振动时: } \frac{f_p}{f_m} = \frac{l_m}{l_p} \sqrt{\frac{E_p}{E_m} \cdot \frac{\rho_m}{\rho_p} \cdot \frac{1 + \mu_m}{1 + \mu_p}}$$

这里用到了弹性力学公式: $G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$

式中 μ 表示材料的波桑比;

上述模拟关系并不要求一定满足虎克定律, 所以可以适用于大变形。

二、有机玻璃材料动态弹性模量的测定:

由量纲分析可知, 模拟关系与材料的机械性质 E, G 有关。但有机玻璃在动态下的机械

性能尚不清楚，因此采用共振实验的方法对有机玻璃的动态杨氏模量 $E_{动}$ 和剪切模量 $G_{动}$ 进行测定。

(一) 有机玻璃动态杨氏模量 E 的测定：

本试验在方法上，是取有机玻璃试件，经过热处理后，采用等直梁共振实验的方法对动态下的 E 进行测定。

已知钢材 E 在静态下和动态下相等，所以我们首先对钢的 $E_{动}$ 进行了测量，以期判断实验方法的可靠程度。经过改变试件的约束条件以及激振、拾振的方式，在测量有机玻璃试件时，我们

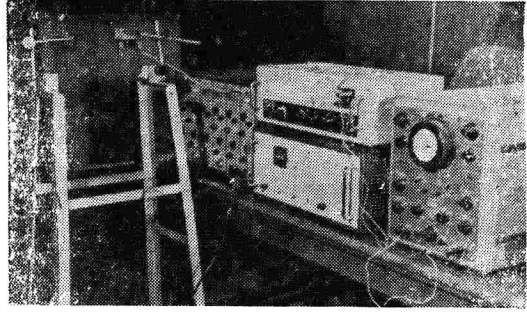


图 1

选定了下图这样一个方法，认为此法较为合适：①容易实现较理想的端点条件，②可以把附加质量和附加刚度的影响控制到很小。

将试件悬挂成自由—自由状态，悬丝采用 $\phi = 0.03\text{mm}$ ， $l = 740\text{mm}$ 镀铜丝，激振采用耳机，

拾振采用二片 1.5×3 小标距箔式电阻片，

试件取： $299.5 \times 20 \times 4.05\text{mm}^3$

所用仪器及联接框图如下：

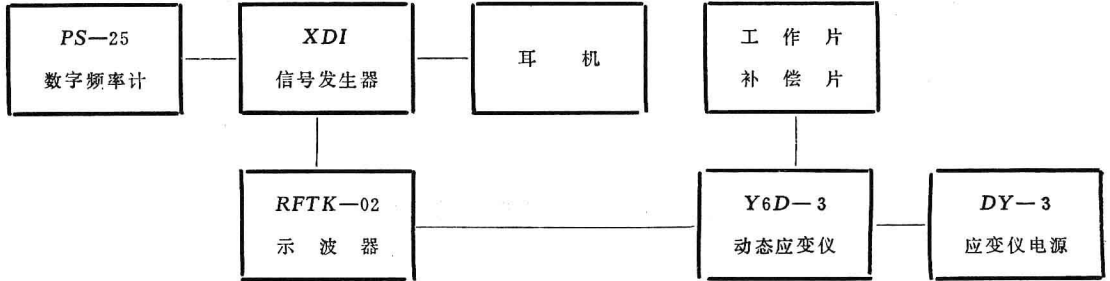


图 2

试验是在室内恒温 22°C 做的，考虑到有机玻璃板在轧制时厚度不匀，热处理后亦有所变形，所以，厚度尺寸取沿试件纵向 20 个点的平均值。

固有频率测量结果见表 1。

据此计算出的有机玻璃杨氏模量 $E(\text{kg}/\text{cm}^2)$ 见表 2

表 1

$f_1(\text{HZ})$	$f_2(\text{HZ})$	$f_3(\text{HZ})$	$f_4(\text{HZ})$
90	252	505	838

表 2

E_1	E_2	E_3	E_4
4.57×10^4	4.72×10^4	4.93×10^4	4.96×10^4

计算 E 时所用公式是等直梁的横振动自由振动的频率公式

$$f_i = C_i \sqrt{\frac{EI}{ml^4}}$$

式中： f_i ：各阶固有频率

C_i ：受边界条件影响的常数，在自由—自由状态下其值为： $C_1 = 0.56$ ； $C_2 = 3.51$ ；
 $C_3 = 9.82$ ； $C_4 = 19.2$

EI ：抗弯曲刚度

l ：试件长

$m = \frac{W}{gl}$ ：试件单位长度上的质量。

将公式变化一下，即得计算公式

$$E_i = \frac{f_i^2}{C_i^2} \cdot \frac{12\gamma}{g} \cdot \frac{l^4}{h^2}$$

式中： h ：试件平均厚度

γ ：有机玻璃比重。

由上述实验可以看出：有机玻璃的动态 E ($4.57 \sim 4.96 \times 10^4 \text{kg/cm}^2$) 同静态 E ($3.0 \sim 3.2 \times 10^4 \text{kg/cm}^2$) 有一个显著差别，并且动态 E 随着频率的提高稍有提高。

考虑各种影响因素，实验测定 $E_{动}$ 的总误差小于 2%。

用这种方法对较薄的试件的 E 值进行测定时，要尽量选用刚度小，直径小的悬丝，激振位置要尽量靠近节线，而只起悬挂作用的一根悬丝干脆放在每阶主振型的节线上，悬丝也尽量长些，拾振用的电阻片，选用小标距的箔式片，就可以大大减小附加刚度，或附加质量的影响。

但对于较厚的试件（如厚度为 20mm）用耳机激振就很困难。因此，我们改用压电晶体片激振，拾振方式不变。悬丝采用尼龙丝等，悬挂在每阶振型的二根节线处。这样也可以得到较好的结果，试验结果见表 3：

表 3

规格	5mm	6mm	10mm	20mm
$E \text{ kg/cm}^2$	4.8×10^4	4.79×10^4	4.77×10^4	4.8×10^4

实验的结果，动态 E 值因厚度的改变没有显著的变化。

（二）有机玻璃动态 G 的试验研究：

从弹性力学知道，剪切模量 $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ ，在振动状态下仍然是适用的， E 在动态下的数值已经测定，因此可以由动态 E 和 μ 来计算动态 G 值。我们在 260HZ 以下，用等强度梁的振动试验测出的 μ 值与静态 μ 值基本相等（见表 4）。

采用的试件几何尺寸及夹持状态如图 3，用 1.5×3 小标距箔式电阻片进行量测。

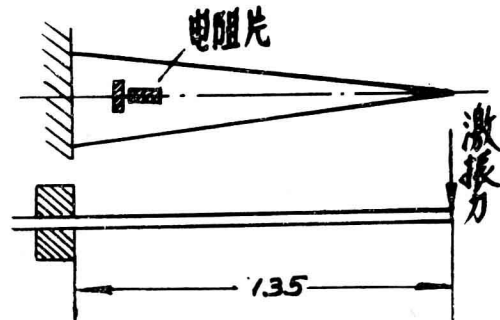


图 3

仪器联接框图：

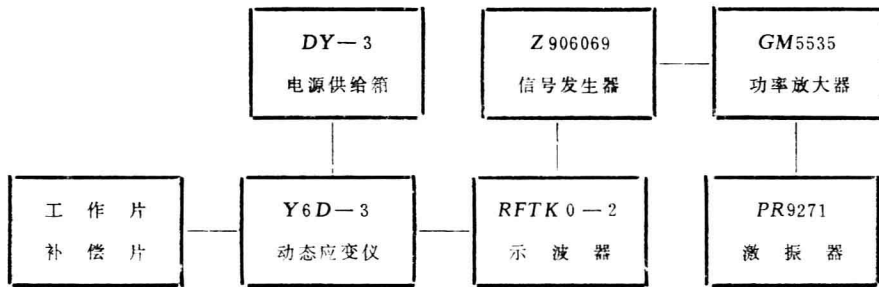


图 4

测量数据：

表 4

$f(\text{HZ})$	15	30	60	90	260
μ	0.4	0.39	0.404	0.394	0.41

同时我们又利用扭转振动来测定动态 G 值，试件是采用一端固支，另一端附加一等厚圆盘的等直圆杆，几何尺寸及夹持方式如图 5：

取 $l = 200\text{mm}, 150\text{mm}, 100\text{mm}$ 三种不同长度。激振器是采用二个电动式激振器。拾振采用的是 1.5×3 箔式电阻片。

仪器联接框图同图 4，可以根据实测的扭转频率，利用弹性振动理论计算扭转振动频率的公式，计算出相应的 G 值。

计算结果如下表 5：

表 5

$l(\text{mm})$	$f(\text{HZ})$	$G(\text{kg}/\text{cm}^2)$
100	389	1.86×10^4
150	306	1.78×10^4
200	257	1.70×10^4

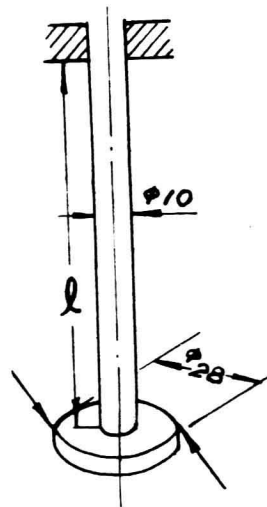


图 5

从结果看，随频率 f 的增高， G 值也随之增加，这种变化趋势是同 $E_{\text{动}}$ 变化一致的。可以认为 $G_{\text{动}}$ 和 $E_{\text{动}}$ 成正比。从而说明，在动态下， μ 保持不变，并同静态 μ 相等。所以，可以用测出的动态 E 值和静态 μ 值，用 $G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$ 来求出动态 G 。

三、模型实验：

为摸索有机玻璃模型激振实验技术，并通过模型实验和实物实验结果的对比，验证理论推导的相似关系，确定我们实验技术目前可以达到的相似程度，我们进行了下列模型实验。

(一) 车床床身简化模型的试验：

取钢、铸铁、有机玻璃三种材料做成相同尺寸、几何相似的车床床身简化模型，根据车床床身在加工时的受力特点，对模型进行了弯曲激振和扭转激振。激振装置及仪器联接框图

见图 6, 7:

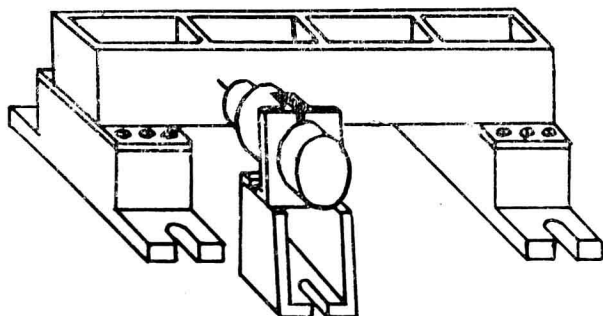


图 6

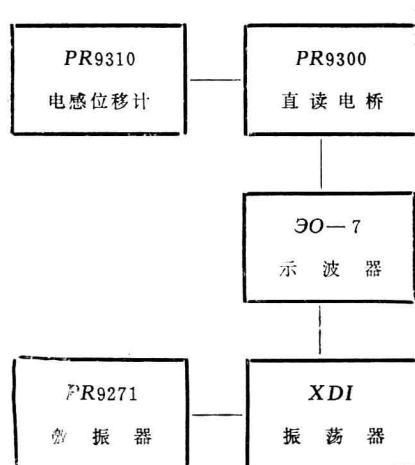


图 7

试验的有关参数:

$E_{\text{玻}}$: 见表 2; $G_{\text{玻}} = 1.7 \times 10^4 \text{kg/cm}^2$; $\rho_{\text{玻}} = 1.18 \times 10^{-3} \text{kg/cm}^3$;
 $E_{\text{钢}} = 2.05 \times 10^6 \text{kg/cm}^2$; $G_{\text{钢}} = 8 \times 10^5 \text{kg/cm}^2$; $\rho_{\text{钢}} = 7.8 \times 10^{-3} \text{kg/cm}^3$;
 $E_{\text{铁}} = 1.06 \times 10^6 \text{kg/cm}^2$; $G_{\text{铁}} = 4.14 \times 10^5 \text{kg/cm}^2$; $\rho_{\text{铁}} = 7.0 \times 10^{-3} \text{kg/cm}^3$.

将以上参数代入频率的相似关系, 可以从有机玻璃模型测得的频率推算出钢和铁的模型的频率, 误差基本在 10% 以内。

试验结果如下表 6:

表 6

模 型	频 率		$f_1(\text{HZ})$	$f_2(\text{HZ})$	$f_3(\text{HZ})$
	实 测	推 算			
钢	实 测		712	1620	1810
	推 算		643	1630	2000
铁	实 测		539	1215	1420
	推 算		489	1265	1560
有机玻璃	实 测		251	650	802

从全息照相得到的干涉条纹图可以见到, 振型是相似的。

(二) X62W 铣床床身实物和模型的激振试验:

实验着重研究了 X62W 床身的一阶扭转振动, 因为这种形态的振动对 X62W 铣床的动刚度影响最大。

1. X62W 床身实物激振实验:

床身实物用的是北京第一机床厂生产的产品, 其材料参数是该厂工艺科提供的, 在静态下 $\rho_p = 7.2 \times 10^{-3} \text{kg/cm}^3$; $\mu_p = 0.26$; $E_p = 1.1 \sim 1.2 \times 10^6 \text{kg/cm}^2$ 。

实验仪器联接框图如下:

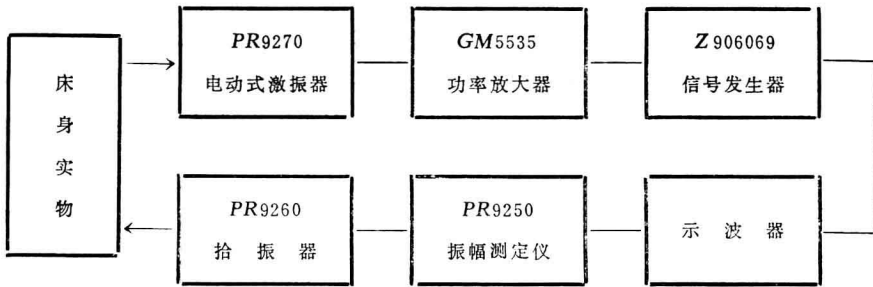


图 8

床身实物是用 6 个压板压于水泥地上，压板的位置在原铣床的 6 个地脚螺钉处。

测量过程中发现随着边界条件的改变，频率变化显著，测得一阶扭振频率为 $f_p = 132\text{HZ}$ 实测的振型见图 9。



图 9

2. 床身的模型实验：

模型材料是国产有机玻璃，测定材料参数有：

$\rho_m = 1.18 \times 10^{-3} \text{kg/cm}^3$ ； $\mu_m = 0.38$ ； $E_m = 4.8 \times 10^4 \text{kg/cm}^2$ （室温 18.5°C 时测定）

模型同实物的几何比例是 1 : 4 ；

实验仪器联接框图如下：

拾振器本身重量仅 3 克，激振器为电动方式，最大激振力为 87 克，可动质量为 10 克，实