

机械零件实验指导书

何
秀
如
编

东南大学出版社

前 言

本实验指导书是按照“机械制造工艺及设备”专业本科《机械设计》课程教学大纲规定的必做实验内容编写的，积作者多年教学实践经验并在原有讲义基础上进行增删和修改而完成的。

为了提高实验数据处理精度及实验时间利用率，并提高学生应用计算机的能力，在实验一至实验四均编写了实验结果处理计算程序，存于磁盘，学生操作时可以调出源程序进行处理。本实验指导书的实验结果处理软盘由东南大学机械零件教研室征订、供应。不具备电算条件的学校仍可用笔算及用坐标纸作图。

在每个实验最后一部分提出实验报告的内容及参考格式，仅供各兄弟学校参考，各校可根据所采用的试验设备情况作取舍。

在编写本指导书过程中，浙江大学全永昕教授、南京航空学院潘升材教授曾提出不少宝贵意见；东南大学汝元功、郭务仁、卢玉明教授、孙淑昭、陆永颐高级工程师等也热情地给予指导、支持或协助调试试验台等工作，在此一并表示衷心的感谢。

由于本人水平所限，本指导书定有不少缺点，请本校及兄弟院校的师生指正，将在再版本书时加以改进。今后如果课程内容有所发展，再版时将增补新的实验内容。

编 者

1990年11月

目 录

前 言

实验一 螺栓组的静、动态特性·····	(1)
实验二 带传动特性·····	(8)
实验三 液体动压轴承特性·····	(17)
实验四 齿轮传动的效率·····	(24)
实验五 减速箱结构分析·····	(32)
附录 I 常用的法定计量单位·····	(38)
附录 II 液体动压轴承摩擦系数 f 和轴承特性值 λ 的计算过程·····	(40)
附录 III 润滑油粘度的测定法·····	(42)
附录 IV 开式齿轮传动效率试验台·····	(44)
附录 V 减速器结构图错误分析参考答案·····	(48)
参考文献·····	(50)

实验一 螺栓组的静、动态特性

一、实验目的

现代各类机械中广泛应用螺栓组结构进行联接, 如何计算和测量螺栓受力情况及静、动态性能参数是工程技术人员的一个重要课题。本实验通过对一组螺栓组及一个螺栓的受力进行测试和分析, 要求达到下述目的:

1. 螺栓组试验:

- (1) 了解托架螺栓组受翻转力矩时各螺栓的受力分布情况;
- (2) 根据受力分布情况确定托架底板旋转轴线的位置;
- (3) 将实验结果与螺栓组受力分布的理论结论进行比较。

2. 单个螺栓试验: 了解受轴向载荷预紧螺栓联接相对刚度的变化对螺栓总拉力的影响。

3. 单个螺栓动载试验, 通过改变相对刚度, 观察螺栓中动应力幅值的变化。

二、托架螺栓组受力分析

本实验的试验台螺栓组联接为受翻转力矩 M 作用的螺栓组联接, 如图 1-1 所示。螺栓拧紧后受预紧力。一般情况下可以认为接合面保持不变形, 而在力矩 M 作用下底板有绕螺栓组形心轴线 $o-o$ 翻转的趋势, 左半边螺栓受到工作载荷 F 作用, 紧固力增大, 而右半边螺栓所受到的拉伸变形减小, 即紧固力减小。就底板而言, 左半边螺栓紧固力增大, 而右边受到的反抗压力也增大, 由静力平衡条件可得出

$$M = \sum_{i=1}^{10} F_i L_i \quad (1-1)$$

根据螺栓变形协调条件, 当各螺栓的材料、直径、长度都一致时, 各螺栓的轴向载荷 F 与其中心到 $o-o$ 轴线的距离 L_i 成正比, 即

$$\frac{F_1}{L_1} = \frac{F_2}{L_2} = \dots = \frac{F_{10}}{L_{10}} \quad (1-2)$$

显然, 图 1-1 中的第 1、10 号螺栓受力最大, 此最大拉力可由式 (1-1)、(1-2) 解得

$$F_1 = F_{10} = M L_1 / \sum_{i=1}^{10} L_i^2 \quad (1-3)$$

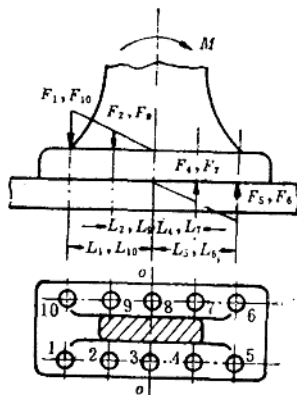


图 1-1

三、实验设备及仪器

1. 螺栓组试验台的结构与工作原理

螺栓组试验台的结构示意图如图 1-2 所示。图中 1 为托架, 在实际应用中多为水平放置, 为了避免由于自重产生力矩的影响, 图中设计为垂直放置。托架以一组螺栓 3 联接于支架 2 上。加力杠杆组 4 包含两组杠杆, 其臂长比均为 1:10, 则总杠杆比为 1:100, 可使加载砝码 6 产生的重力加大 100 倍压在托架承力点上。螺栓组的受力变形导致粘贴于各螺栓中部的电阻应变片 8 的伸长, 由应变仪来测量到各螺栓的伸长量。应变片在螺栓的圆周面上相隔 180° 粘贴两片, 输出串接, 以补偿螺栓受力弯曲引起的测量误差, 引线由孔 7 中接出。

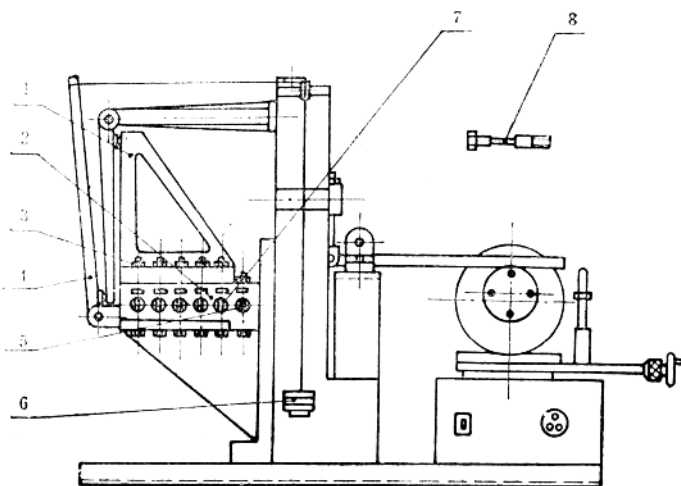


图 1-2

加载后, 托架螺栓组受到一横向力和力矩。横向力与结合面上的摩擦阻力相平衡; 而力矩则使托架有翻转趋势, 使得各个螺栓受到大小不等的附加作用力。

根据前述的受力分析, 这里的静力平衡条件是

$$Qh_0 = 2 \times 2F_1L_1 + 2 \times 2F_2L_2 \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (1-4)$$

式中 Q ——托架受力点所受力(N);

h_0 ——托架受力点到结合面的距离(mm), 见图 1-3;

F_1 、 F_2 ——分别是第 2、4、7、9 号螺栓和第 1、5、6、10 号螺栓由于托架所受力矩而引起的工作载荷(N);

L_1 、 L_2 ——分别是托架翻转轴到第 2、4、7、9 号螺栓中心线和第 1、5、6、10 号螺栓中心线的距离(mm);

第 3、8 号螺栓处于翻转轴线上, 所以 $L_3 = L_8 = 0$ 。

由式(1-2)知

$$\frac{F_1}{L_1} = \frac{F_2}{L_2}$$

$$F_1 = \frac{Q h_s L_1}{2 \times 2 (L_1^2 + L_2^2)} \quad (N) \quad (1-5)$$

$$F_2 = \frac{Q h_s L_2}{2 \times 2 (L_1^2 + L_2^2)} \quad (N) \quad (1-6)$$

2. 电阻应变仪的工作原理

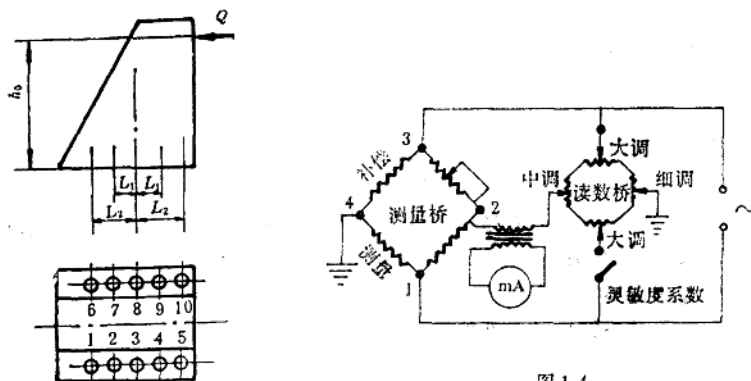


图 1-4

图 1-3

螺栓的应变量用电阻应变仪测量，从而可以计算出螺栓的应力。

YJD-1型电阻应变仪采用了包含测量桥与读数桥的双桥结构，两组电桥通常都保持平衡状态。测量应变片接到测量桥的一个臂，如图1-4中的1、4点之间。当测量电阻片由于螺栓受力变形，其长度发生变化 Δl 时，其阻值相应地变化 ΔR ，并且 $\frac{\Delta R}{R}$ 正比于 $\frac{\Delta l}{l}$ ， ΔR 使测量桥失去平衡，毫安表指针即发生偏转。调节读数桥使之产生与测量桥相应的不平衡，从而会使毫安表回到零点，即可以从读数桥的调节量大小测知被测零件的应变量。

通常采用的电阻应变片阻值 $R \approx 120\Omega$ ，灵敏系数 $K=2.22$ ，按此值调节好灵敏系数旋钮，并通过预调平衡箱的切换，分别预调好各螺栓输出接入时的零点，即可施加预紧力，再将毫安表调至零点。从读数桥的大调旋钮、中调旋钮与细调旋钮，便可直接读出 $\frac{\Delta l}{l}$ 值。大调每格10%，中调每格1%，细调每格0.01%。

四、实验方法及步骤

1. 螺栓组试验

- (1) 将各测量电阻应变片两端引线接于预调平衡箱输入端。
- (2) 按规定调节电阻应变仪（电源接通后预热3分钟，毫安表应校零；旋转选择开关至“预”档，反复调整平衡电阻及平衡电容，使毫安表对零；再置于“静”档，调整平衡电阻，使毫安表对零，如此反复数次，处于“预”档及“静”档时，均应对零。

(3) 逐个拧紧螺母, 使每个螺栓具有预紧初应变 $\varepsilon_1 = 500\mu\varepsilon$ (即 0.5‰), 相当于有初应力为 $\sigma_1 = 0.5\% \times E = 0.5\% \times 2.1 \times 10^5 = 105\text{MPa}$ (0.5‰ 相当于细调旋钮刻度 50 小格)。

(4) 加载 3500N (砝码连同挂钩共重应约为 35N)。停歇约 2 分钟, 卸去载荷, 然后再加上载荷, 测出各螺栓应变变量 ε_{350} , 如此重复三次, 记录 $\varepsilon_{350,1}$ 、 $\varepsilon_{350,2}$ 及 $\varepsilon_{350,3}$, 各螺栓的应力可由 ε_{350} 的平均值求得, 如式(1-7)所示。如将各螺栓的 ε_{350} 值输入计算机, 可直接打印出各螺栓的 ε_{350} 值。

$$\sigma_{350} = \frac{\varepsilon_{350,1} + \varepsilon_{350,2} + \varepsilon_{350,3}}{3} \times 2.1 \times 10^5 \text{ (MPa)} \quad (1-7)$$

(5) 开启紫金 II 型 (或 APPLE-2 型) 微机, 装入磁盘, 调用程序《NONO. 4》, 依次键入第 1 组、第 2 组和第 3 组的 10 只螺栓应变变量 ε_{350} 值, 经计算机处理, 打印出各螺栓的 ε_{350} 平均值、 σ_{350} 值及螺栓组的应变图 2 张 (分别为第 1~5 号螺栓的应变图及第 6~10 号螺栓的应变图, 图中纵坐标值表示 ε_{350} 平均值与 ε_1 的差值)。

2. 单个螺栓试验

(1) 试验台单个螺栓试验部件的结构如图 1-5 所示。旋动调整螺母 1, 通过支持

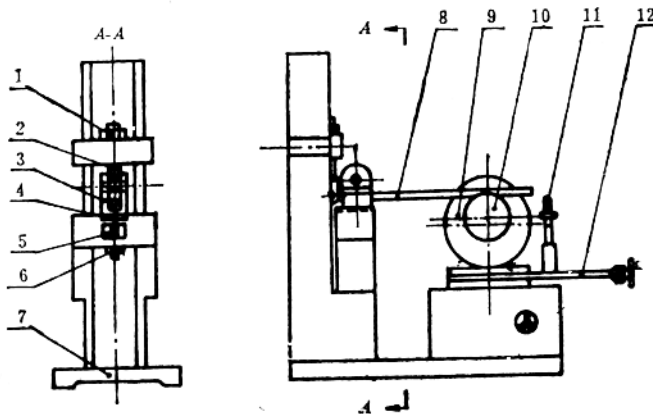


图 1-5

螺杆 2 与加载杠杆 8 即可使吊耳 3 受拉力载荷。吊耳下有垫片 4, 改变垫片材料可以得到不同的相对刚度。吊耳通过被试螺栓 5 及紧固螺母 6 与机座 7 相联接。电机 9 的轴上装有偏心轮 10。当电机轴旋转时, 由于偏心轮转动, 通过杠杆使吊耳和被试螺栓上产生一个动态拉力, 吊耳及被试螺栓上都粘贴有应变片, 用以测量其应变大小。调节丝杠 12 可以改变小溜板位置, 从而改变杠杆比, 以改变动拉力的幅值。在不作动载试验时, 可用顶杆 11 来支承杠杆, 以免压力压在电机轴上。旋转顶杆亦可方便地实现加载。

(2) 预紧被试螺栓, 使预紧应变为 $\varepsilon_1 = 500\mu\varepsilon$ 。

(3) 转动顶杆11以施加外载荷,使吊耳上的应变片(12号线)产生 $\varepsilon=50\mu\varepsilon$ 的恒定应变量。

(4) 改变不同材料垫片,重复上述步骤,记录螺栓总应变 ε_0 。

(5) 用下式计算相对刚度 c_e ,并作不同垫片的比较分析:

$$c_e = \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_1}{\varepsilon} \times \frac{A'}{A} \quad (1-8)$$

式中 A ——吊耳测应变处截面面积,当吊耳宽 32mm、厚 3.5mm 时,

$$A = 2 \times 32 \times 3.5 = 224 \text{ mm}^2$$

A' ——试验螺栓测应变处截面面积,当螺栓直径为 8mm 时,

$$A' = \frac{\pi}{4} \times 8^2 = 50.3 \text{ mm}^2$$

3. 单个螺栓动载荷试验

(1) 安装钢垫片。

(2) 将被试螺栓加上预应力,预紧应变仍为 $\varepsilon_1=500\mu\varepsilon$ (可通过11号线测量)。

(3) 将加载偏心轮转到最低点,并调节调整螺母1,使吊耳应变量 $\varepsilon=5\sim 10\mu\varepsilon$ (通过12号线测量)。

(4) 开动小电机,驱动加载偏心轮。

(5) 分别将11号及12号线信号接入示波器,从荧光屏上的波形线分别估计地读出螺栓应力幅值和动载荷幅值。亦可用毫伏表读出幅值。

(6) 换上环氧垫片,移动电机位置以改变杠杆比,调节动载荷大小,使动载荷幅值与用钢垫片时相一致。

(7) 再估计地读出此时的螺栓应力幅值。

(8) 作不同垫片下的螺栓应力幅值与动载荷幅值的关系的对比分析。

(9) 松开各部分,卸去所有载荷。

(10) 校验电阻应变仪的复零性。

五、实验报告内容及参考格式

1. 实验条件

(1) 试验台型号及主要规格

型号:

规格:

(2) 测试仪器的型号及规格

① 应变仪:

② 示波器:

③ 应变片: $R=$, 灵敏系数=

(3) 室温: $^{\circ}\text{C}$

2. 实验数据及计算结果

(1) 螺栓组试验(表1)

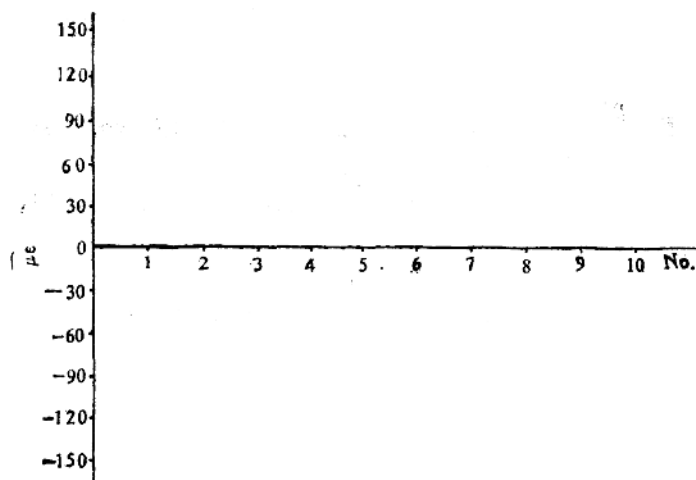
$$\varepsilon_1 =$$

ε_{350} 如表 1。

表 1

螺 栓 号		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
C ₃₅₀	第 1 组										
	第 2 组										
	第 3 组										
	平 均										
σ_{350}											
C_{350} 平均 - ε_1											

应变分布图



(2) 单个螺栓试验 (表 2)

$$\varepsilon_1 =$$

$$\varepsilon(\text{吊耳}) =$$

表 2

垫 片 材 料	钢 片	环 氧 片	$C_r = \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} \times \frac{A'}{A}$
ε_0 (螺栓)			
相对刚度 C_r			

式中 A ——吊耳测应变处截面面积 (mm^2), $A = 2\delta b =$

b ——吊耳截面宽度 (mm), $b =$

δ ——吊耳截面厚度 (mm), $\delta =$

A' ——试验螺栓测应变处截面面积 (mm²),

$$A' = \frac{\pi}{4} d^2 =$$

d ——螺栓直径 (mm); $d =$

(3) 单个螺栓动载荷试验 (表 3)

表 3

垫 片 材 料		钢 片	环 氧 片
ϵ_1 (预紧)			
动 载 荷 幅 值 (mV)	示 波 器 毫 伏 表		
螺 栓 应 力 幅 值 (mV)	示 波 器 毫 伏 表		

3. 结果分析

试验日期: 19__年__月__日

报告人: _____

实验二 带传动特性

一、实验目的

1. 了解带传动中的弹性滑动现象、打滑现象及其与带传动工作能力的关系。通过实验,实测出一种三角带的弹性滑动系数、传动效率与传动带拉力之间的关系曲线。并计算被测试的单根三角带能够传递的最大功率。

2. 弄清试验台的结构原理,从而掌握扭矩、转速、转速差的测试方法。

二、带传动的滑动和效率

带传动的主要失效形式是带的疲劳损坏和打滑,而带传动产生传动速度差的主要原因是弹性滑动。因此,研究带传动的特性主要就是考察其滑动现象和打滑现象,由于带的紧边与松边具有不同的拉力,紧边到松边的拉力变化,使拉伸弹性变形亦相应变化,带速与带轮的圆周速度就不可能一致,从而产生了弹性滑动。显然,弹性滑动是不可避免的。弹性滑动的出现,不仅影响传动速度,而且影响到传动效率,并使传动效率降低,并能使带磨损,带温升高。打滑现象是在过载时出现的,带在带轮上发生全面滑动,这时带传动严重失稳,带会急剧磨损,从而使传动失效,这在工作中是应该而且可以避免的。

弹性滑动通常以滑动系数 ε 来衡量

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \quad (2-1)$$

当主动轮与从动轮直径相等时,则

$$\varepsilon = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \quad (2-2)$$

式中 v_1 、 v_2 ——分别为主动带轮、从动带轮的节圆的切线速度 (m/min);

n_1 、 n_2 ——分别为主动带轮、从动带轮的转速 (r/min)。

一般胶带传动的滑动系数 ε 约为 (1~2)%。

带传动的效率 η 是从动轮传递的功率 P_2 与主动轮传递功率 P_1 之比,即

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (2-3)$$

又由于主动轮的转矩为

$$M_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (2-4)$$

以及从动轮的转矩为

$$M_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_2}{n_2} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (2-5)$$

则

$$\eta = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} \quad (2-6)$$

三、试验台的工作原理

1. 试验台的结构

带传动试验台的结构示意图如图 2-1 所示。由图可见，电动机 1 的转子一端装有主动三角带轮 2，通过三角胶带 4 带动从动带轮 6，而从动带轮则装在直流发电机 5 的转子一端。电动机与发电机均由一对滚动轴承支承而被悬架起来（参见图 2-2）。这样便可方便地测定电机的工作转矩。因为电磁力矩作用在转子和定子之间，大小相等而方向相

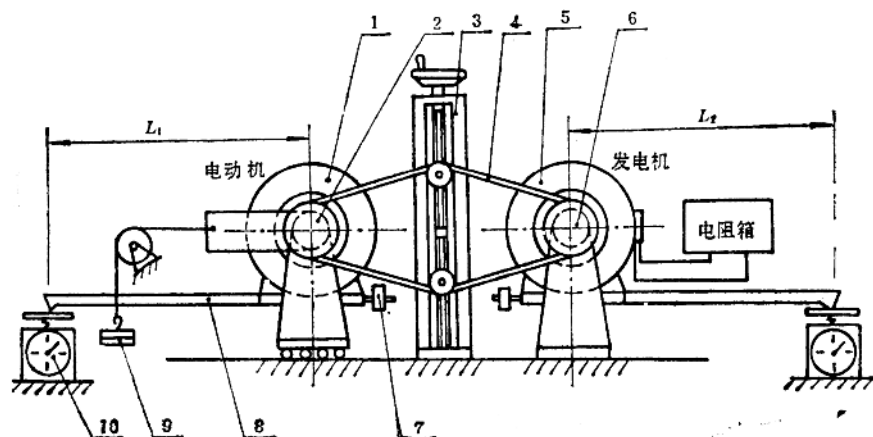


图 2-1

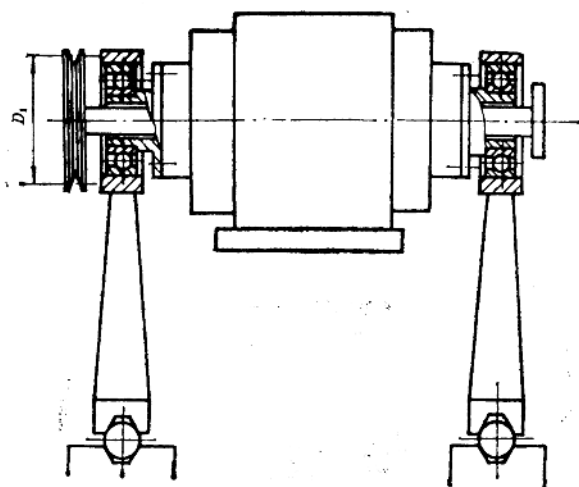


图 2-2

反,对电动机来说,它对转子作用,带动带轮工作,表现为工作转矩;同时作用于定子使机壳翻转。对于发电机来说,同样有一电磁力矩使机壳翻转。这个翻转力矩分别通过测力杆 8 传到台秤 10 的承重盘上。根据两个台秤的读数 $\overline{W}_1$ 、 $\overline{W}_2$ 和两个测力杆力臂长 L_1 、 L_2 , 便可求得主动轮与从动轮的传动力矩。测力杆的另一端有定子平衡配重 7, 用以保持定子初始位置的零点。砝码 9 通过钢丝绳经滑轮转向, 用来使被试胶带张紧, 以保持不变的初拉力。变包角机构 3 上有上、下两只张紧轮, 用手柄调节张紧轮的位置, 即可改变胶带对带轮的包角大小。发电机的输出要接上负载。

本试验中有两种不同加载结构, 一种是电阻箱, 通过改变电阻箱电阻使发电机发出的电能消耗量发生变化, 从而实现改变负载的目的。另一种是“电封闭式加载”。此种试验台使用了两台直流电机, 通过调节励磁电流, 使两台电机的空载转速相同。由于试验台设计成两只带轮直径相等, 传动比为 1, 两台电机等速转动时, 不传输功率, 即无负载。若调节电动机 A 的励磁电流, 使其转速升高, 通过三角带的传动, 电机 B 就超过空载转速运转并形成发电机, 亦即给电动机 A 和带传动加上了负载。两台电机的转速差愈大, 传动带的负载愈大。这个负载仍然可以从两台台秤的读数上反映出来。另一方面, 由于电机 B 与电源并联, 发出电功率的极性与电源一致, 能回输给电源电路。能量的转换过程是: 电源 $\rightarrow$ 电动机 A $\rightarrow$ 带传动 $\rightarrow$ 发电机 B $\rightarrow$ 电源。电动机 A 的励磁电流的调节是通过脉冲调节分档揿键, 控制可控硅触发电路来实现的。按下不同揿键使电动机 A 有不同转速, 从而达到改变负载的目的。

电封闭式试验台可降低能耗 60% 左右。而从机械部分来看, 仍保留了开式试验台具有与实际工况完全一致的优点, 且试验结果合理。然而, 当进行大功率试验时, 需用大容量电机。电封闭加载时的能量损失会比机械封闭加载式要大。因此电封闭试验台仅用于中、小型试验台。

2. 扭矩和效率的测量

$$\text{主动轮上的扭矩 } M_1 = W_1 L_1 \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (2-7)$$

$$\text{主动轮上的扭矩 } M_2 = W_2 L_2 \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (2-8)$$

式中 W_1 、 W_2 ——分别为主、从动轮一端磅秤指示盘上的力的读数 (N);

L_1 、 L_2 ——分别为主、从动轮一端测力杆力臂长 (mm)。

传动的有效拉力

$$F = \frac{2M_1}{D_1} \quad (\text{N})$$

式中 D_1 ——主动轮直径 (mm),

根据两轮上的扭矩和转速, 按式 (2-6) 即可求得带传动的效率。

3. 用闪光仪测量转速差及滑动系数

由式 (2-2) 知带传动的滑动系数

$$\varepsilon = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$$

当带传动无滑动时, 在主、从动轮直径相同的前提下, 从动轮的理轮转速 n'_2 应等于 n_1 , 则

$$\varepsilon = \frac{n'_2 - n_2}{n'_2} = \frac{\Delta n}{n'_2} \quad (2-9)$$

式中 Δn ——主动轮与从动轮的转速差 (r/min)。

由于 Δn 甚小, 有时数分钟不到一转, 用一般的转速表测量 n_1 和 n_2 , 计算得到的 Δn 误差太大, 故不能采用此法, 必须用闪光仪来精确地测量, 其工作原理示意图 2-3。

图 2-3 中 1 为闪光灯, 它是仪器的主要零件。当相关线路接通一次, 它就闪光一次, 它与普通炽热灯泡不同之处在于炽热灯泡通电后须等钨丝烧成白炽才发光, 反之断电后要等钨丝冷却, 亮度才完全消失; 而闪光灯则是当有电流通过时立即发光, 电流切断, 立即停止发光。图 2-3 中 2 为胶木盘, 装在电动机的轴上 (参见图 2-2) 与主动带轮的转速相同。胶木盘的外圆表面上嵌有一块铜皮, 盘的上方有两个触头, 当铜皮接通两个触头时, 闪光电路接通, 则闪光灯闪光。

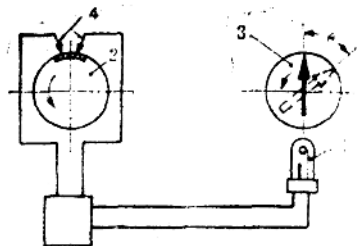


图 2-3

因而, 主动轮每转一周, 闪光灯闪光一次。图 2-3 中 3 为另一只胶木盘, 它与从动带轮装在同一轴上, 盘上画有一个粗箭头, 当闪光灯闪光时照亮箭头, 光灭时相对黑暗。由于轮的转速每分钟在一千转以上, 故亮暗间隔时间甚短, 由于人眼的视觉暂留, 便可连续看见灯亮时箭头的位置。因此, 如果两轮的转速相同, 则每次闪光, 箭头都处在相同的位置, 看上去似乎箭头不动。如果从动轮转速稍慢, 即当主动轮上铜皮再次转到接通位置时, 从动轮上的箭头还没有转到上一次被照亮的位置, 便会在图中虚线位置上被照亮, 看上去好象箭头倒退了一个 θ 角度, 这个 θ 角就是在主动轮每一转的时间内与从动轮转角的差数, 将这个差数累积到一分钟, 就是两轮每分钟的转速差。因此测量 Δn 就很方便, 只要测出一分钟内箭头所转过的圈数即为 Δn (r/min)。或者让两次箭头位置差一整周, 计量出所经过的时间 Δt (s), 则 $\frac{60}{\Delta t}$ 便是 Δn 的值。

4. 转速 n_1 的测量

为了精确地得到主动轮转速 n_1 , 采用光电元件和频率计 (测速仪) 来测量, 其原理是利用安装在被测电机轴端的遮光片, 每转切断光电传感器的光路一次, 输出一个脉冲信号, 每分钟的信号数由频率计进行计数, 即可根据读数 n 和测量时间 t (s) 求出 n_1

$$n_1 = \frac{n \times 60}{t} \quad (\text{r/min})$$

用这种方法测得的转速, 误差小于 1%。

四、实验步骤

1. 将被试验的三角带取下, 调整电机机壳上测力杆一端的配重, 使电机处于平衡, 并调好台秤零点。

2. 装上三角带, 将包角置于 180° 的位置, 并施加适当的张紧力 F_0 。张紧力的大小对带传动的工作及使用寿命影响很大, 张紧力不足则摩擦力不足, 带传动可能出现过

早打滑。反之张紧力过大则又易使带的寿命降低。本试验建议所取张紧力数据如下

包角 $\alpha = 180^\circ$

初应力 $\sigma_0 = 150 \sim 180 \text{ N/cm}^2$

O 型三角胶带截面积 $A = 0.47 \text{ cm}^2$

A 型三角胶带截面积 $A = 0.81 \text{ cm}^2$

3. 启动电机。在启动前检查线路,如负载采用电阻箱,将电阻箱的旋钮放在最大电阻值上,使电动机在空载状况下启动,以减小启动电流。开车时要握住电动机的杠杆或将台秤开关打在关的位置,以防猛一转动时产生碰撞,严重时可能撞坏台秤,这一点不可忽视。

4. 开始时不加负载,记录台秤上的读数。

5. 同时打开闪光仪测转速差。记录相应负载下的 Δn 值。

6. 测量并记录主动轮的实际转速 n_1 。

7. 逐步增加负载(即将电阻箱的电阻逐渐减小)。一般做出 10 组数据。每改变一次负载。需重复上述第 4、5、6 三步,即记录两个台秤读数 W_1 、 W_2 ,记录转速差 Δn ,记录主动轮实际转速 n_1 ,做完后卸去负载,停机。

8. 开启紫金 II 型(或 APPLE-2 型)微机,装入磁盘,调用程序《NO. 5》BEL1,键入 10 组实测数据,由计算机打印出各个负载下的效率 η 值和相对滑动系数 ε 值,并画出效率曲线和滑动曲线。

9. 确定此单根三角带传动的最大允许传递功率 P_0 。

10. 改变一次包角数值,重复上述第 2~9 步,并比较分析包角变化的影响。

五、实验报告内容及参考格式

1. 实验条件

(1) 试验台型式

(2) 测试仪器的型号与规格

(3) 被试胶带型号及截面积

A 型: $b = 13 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $A = 81 \text{ mm}^2$;

O 型: $b = 10 \text{ mm}$, $h = 6 \text{ mm}$, $A = 47 \text{ mm}^2$ 。

(4) 带轮直径

$D_1 = D_2 = \quad \text{mm}$ 。

(5) 电动机转速

额定: $\quad \text{r/min}$;

实际: $\quad \text{r/min}$ 。

(6) 带的线速度

$$V = \quad \text{m/s.}$$

(7) 所取胶带初应力及压轴力 (在包角 $\alpha=180^\circ$ 时)

$$\sigma_0 = \quad \text{N/cm}^2,$$

$$Q = 2\sigma_0 A \sin \frac{\alpha}{2} \quad (\text{N})$$

(8) 测扭矩杠杆臂长

$$\text{电动机上: } L_1 = \quad \text{cm,}$$

$$\text{发电机上: } L_2 = \quad \text{cm.}$$

2. 实测数据及计算结果 (包角 $\alpha=180^\circ$) 见表 1。

表 1

序号	W_1 (N)	W_2 (N)	N_1 (r/min)	N_2 (r/min)	DN (r/min)	ETA (%)	EP (%)	F (N)
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								

表中 W_1 、 W_2 ——电动机、发电机扭矩引起的台秤读数(N);

N_1 、 N_2 ——电动机、发电机的实际转速(r/min);

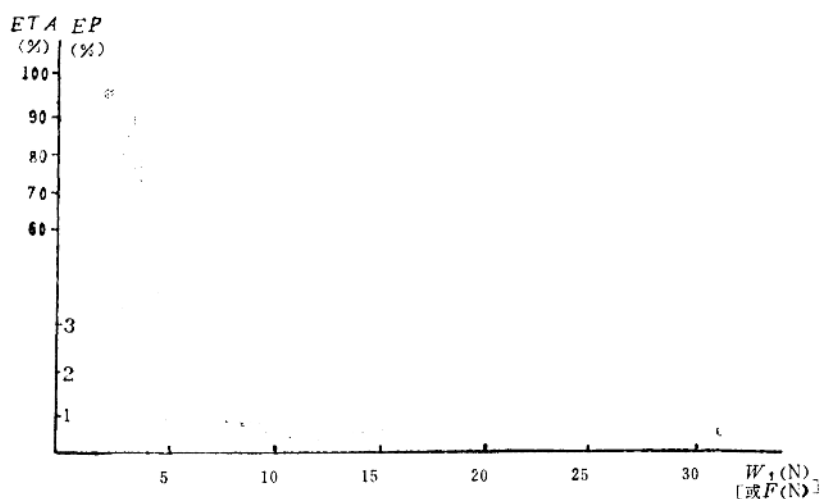
DN ——发电机对于电动机的转速差(r/min);

ETA ——带传动的效率;

EP ——带传动的相对滑动系数;

F ——发电机输出的圆周力(N)。

3. 效率曲线和弹性滑动曲线



4. 改变包角结果

包角改变为 _____° 时的实测数据及计算结果

表 2

序 号	W_1 (N)	W_2 (N)	N_1 (r/min)	N_2 (r/min)	DN (r/min)	ETA (%)	EP (%)	F (N)
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								

改变包角后的效率曲线和滑动曲线, 可用另一种颜色线条画在第 3 项的图中, 以便于与 $\alpha=180^\circ$ 时的曲线作比较。

5. 允许传递功率 P_0

$\alpha=180^\circ$ 时, $P_0 =$

$\alpha = _____\circ$ 时, $P_0 =$