

(一) 带传动实验指导

机械零件实验指导书

1. 实验目的：通过实验，掌握带传动的特性及影响因素。

2. 实验原理：带传动是利用带与带轮之间的摩擦力来传递动力的。带传动的主要性能指标有：带的拉力、带的速度、带的寿命等。

一、实验原理

带传动是利用带与带轮之间的摩擦力来传递动力的。带传动的主要性能指标有：带的拉力、带的速度、带的寿命等。带的拉力是指带在工作时所受的拉力，它与带的材料、带的截面尺寸、带的张紧力等因素有关。带的速度是指带在工作时的线速度，它与带的直径、带的转速等因素有关。带的寿命是指带在工作时的使用寿命，它与带的材料、带的截面尺寸、带的张紧力、带的速度等因素有关。

华中工学院机械零件实验室编

一九八四年七月

(一) 带传动实验指导书

一、实验目的：

1. 观察带传动的弹性滑动和打滑的现象。
2. 证实预拉力对带传动能力的影响。
3. 了解转速，转速差及载荷的测量方法原理。
4. 绘出带传动的弹性滑动曲线 $\varepsilon - F_t$ ，确定预拉力的最佳值。

二、实验原理：

带传动是属于一种利用中间挠性件的摩擦传动，它是靠带与带轮之间的摩擦力来传递动力的。带本身是一个具有较大挠性的弹性体，工作时由于带松、紧边的拉力 F_1, F_2 不等，造成了带绕入和绕出带轮时的弹性变形不一致，从而使带在轮上产生滑动现象，称为弹性滑动。弹性滑动系数（滑差率） ε 为：

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = \frac{D_1 n_1 - D_2 n_2}{D_1 n_1} = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = \frac{n_0}{n_1}$$

其中： V_1, V_2 分别为主、从动轮的圆周速度； D_1, D_2 分别为主、从动轮的节圆直径（ $D_1 = D_2$ ）； n_0 为转速差。

在初拉力 F_0 一定的条件下，滑差率 ε 的大小取决于负载的大小，载荷愈大，即带传递的有效圆周力 $F_t = F_1 - F_2$ 愈大，皮带的弹性滑动愈大，当传递的有效圆周力超出摩擦力的最大值时，就会出现打滑现象。由实验可得弹性滑动曲线（一定初拉力下的），如下图：

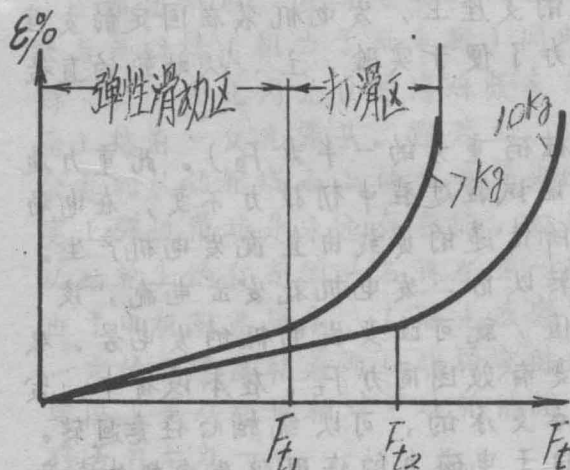


图 1

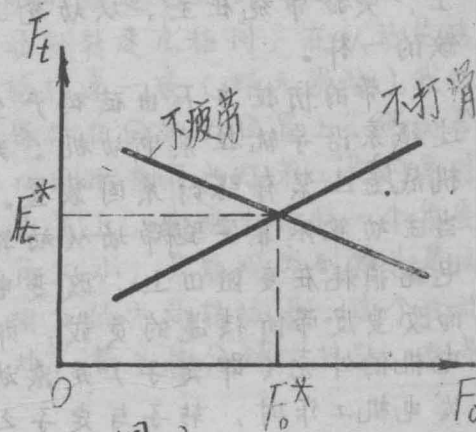


图 2

滑动曲线临界点(弹性滑动区的直线部分转变为打滑区的曲线部分时的点)所对应的有效圆周力为在一定初拉力下带所能传递的最大有效圆周力 F_{tmax} (以不打滑为条件)。滑动曲线临界点所对应的滑差率一般为 $\varepsilon = 1.5\%$ 左右。

F_{tmax} 与预拉力 F_0 有很大关系, F_0 愈大, F_{tmax} 也愈大。从“不打滑”这个角度来看, 增大预拉力 F_0 , 可以提高带的传动能力, 但是, 另一方面, 如果 F_0 过大, 带的疲劳寿命会急剧下降。为了保证带传动具有足够的疲劳寿命, 紧边拉力应满足下述关系:

$$F_1 \leq A ([\sigma] - \sigma_b - \sigma_c)$$

式中: A 为带截面积, $[\sigma]$ 为带的疲劳强度所决定的应力; σ_b 为弯曲应力; σ_c 为离心应力。

$$\text{由 } \begin{cases} F_t = F_1 - F_2 \\ F_0 = \frac{1}{2} (F_1 + F_2) \end{cases} \quad (1)$$

可得

$$F_t = 2(F_1 - F_0) \quad (2)$$

由(2)式可看出, 当按疲劳强度确定了 F_t 时, F_0 增加, F_2 必须减小, 也就是说为了保证带的疲劳强度, 如果预拉力 F_0 增加带能传递的有效圆周力就必然减小, 这与“不打滑”情况下的 F_{tmax} 和 F_0 的关系恰相反。这样, 预拉力 F_0 就存在一个最优值。这个最优值能保证带在不打滑和具有一定的疲劳强度的前提下, 具有最大的传动能力。本实验的主要目的就是要确定 F_0 的这个最优值, 以及带根胶带所能传递的最大功率(即 $N = F_t v$), 见图2。

三、实验方法:

本试验的设备主要由两台直流电机所组成(如附图1所示)。电动机安装在可沿水平方向移动的支座上, 发电机装在固定的支座上, 实验带绕在主、从动轮上, 为了便于实验, 主、从动轮的直径做的一样。

带的初拉力 F_0 由砝码产生(砝码重量的一半为 F_0)。此重力通过绳索沿导轨拉紧电动机。为保证试验过程中初拉力不变, 在电动机底座上装有螺钉紧固装置。带所传递的负载由直流发电机产生。当主动轮依靠实验带带动从动轮旋转以后, 发电机就发出电流, 该电流消耗在变阻器上, 改变电阻值, 就可改变发电机的发电量。从而改变皮带所传递的负载, 即改变有效圆周力 F_t 。在本设备中, 发电机的外壳(即定子)是滚动轴承支承的, 可以绕轴心任意回转。发电机工作时, 转子与定子之间由于电磁力的作用使发电机外壳产生一恢复力矩, 其大小实际上等于从动轮上的有效圆周力所产生的

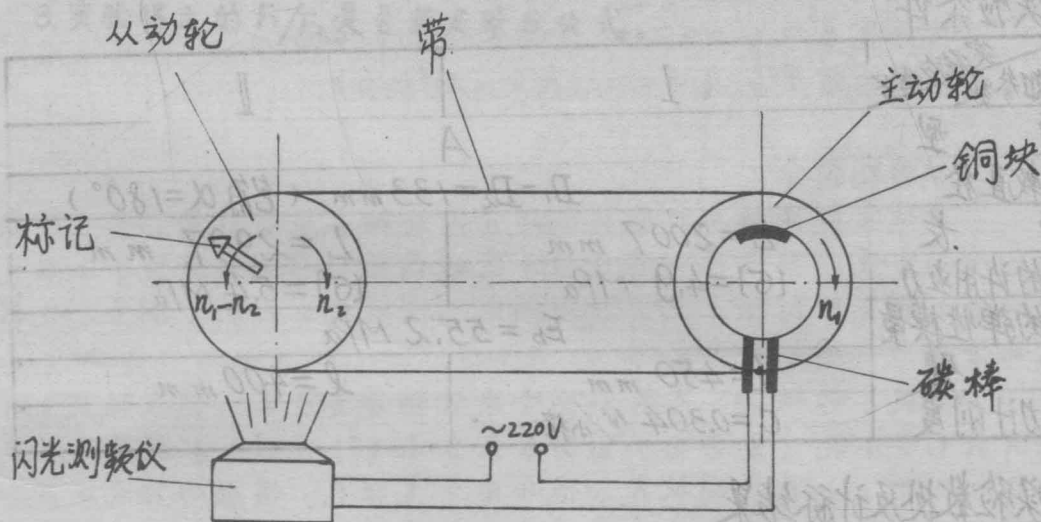
力矩。因定子是浮动的，所以可利用固连于定子上的杠杆来测另其颠复力矩的大小。方法是将杠杆的顶端压在环形测力计上，然后将测得的力乘以力臂即得颠复力矩。该力矩经过换算就可以得到有效圆周力：

$$F_t = \frac{2M}{D}$$

其中： M 为颠复力矩， D 为从动轮节圆直径。

在本实验中主、从动轮直径相等。由于弹性滑动存在，从动轮的转速 n_2 将小于主动轮的转速 n_1 ，利用闪光测频仪可测得转差 $n_0 = n_1 - n_2$ 。由此得滑差率 $\xi = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \times 100\%$ 。 n_1 由电测方法得到。

下图为转速差 n_0 测另装置的示意图：



如图所示，在与主动轴固结的胶木盘上嵌有一条形铜块，当铜块与两碳棒（相当于两电极）同时接触时接通电路，闪光测频仪闪烁一次，因此闪光仪的闪烁频率与主动轴转速 n_1 相同，在从动轮端面上标有一反光箭头。假若主、从动轮转速一致（即无滑动），我们会看到从动轮端面上的反光箭头始终保持在固定的位置上。然而事实上弹性滑动是永远存在的，即 $n_1 > n_2$ 因此当闪光灯第二次闪亮时，从动轮上的反光箭头不再在第一次的位置上，而略为后移一个角度，由于电机转速较高，人眼无法察觉偏角大小，只能观察到箭头是以一定的角速度朝着与从动轮实际转向相反的方向转动着。这个运动实际上是从动轮相对主动轮的相对运动。箭头每分钟的转数，就是转差 $n_0 = n_1 - n_2$ 。

1. 实验前仔细检查试验设备, 电阻应调在最大值, 测力计校至零点。

3. 在老师的指导下进行启动, 调速。

4. 待电动机转速稳定后，分别记下测力计读数和转差数 n_0 ，然后加载（即减小电阻值）同样记下测力计读数和 n_0 ，连续加载 6 次左右。

5. 改变初拉力 (即添加砝码), 然后重复上述动作。

(一) 实验条件

已知参数	I	II
带型	A	
带轮直径	$D_1 = D_2 = 133 \text{ mm}$ (包角 $\alpha = 180^\circ$)	
带长	$L = 2007 \text{ mm}$	$L = 2997 \text{ mm}$
带的许用应力	$[\sigma] = 4.9 \text{ MPa}$	$[\sigma] = 5.4 \text{ MPa}$
带的弹性模量	$E_b = 55.2 \text{ MPa}$	
力臂	$l = 450 \text{ mm}$	$l = 400 \text{ mm}$
测力计刚度	$C = 0.304 \text{ N/小格}$	

(二) 实验数据及计算结果

测定次数 加载次数	$F_0 =$					$F_0 =$				
	n_1 转/分	n_0 转/分	测力计 读数	F_t	$\epsilon\%$	n_1	n_0	测力计 读数	F_t	$\epsilon\%$
1										
2										
3										
4										
5										
6										
7										

实验结果: $F_0^* =$, $N = F_t^* / \mu =$

(三) 根据实验数据分别绘出不同初拉力下的弹性滑动曲线 $\varepsilon - F_t$, 并确定最大有效圆周力 F_{tmax} , 根据不同初拉力下的 F_{tmax} 作出不打滑条件下的 $F_{tmax} - F_0$ 曲线。根据疲劳强度要求求出紧边拉力 $F_1 = A(b_1 - b_2 - b_3)$, 然后将 $F_2 = 2(F_1 - F_0)$ 亦绘在 $F_{tmax} - F_0$ 图上, 与不打滑条件下的 $F_{tmax} - F_0$ 曲线比较, 从而找出不打滑又具有一定疲劳强度的最优初拉力 F_0^* 。及 F_0^* 对应的有效圆周力 F_t^* 。

(四) 实验结果与理论计算的对比分析:

1. 实验得出的最优初拉力与理论的初拉力

$$F_0 = 500 \frac{P_c}{v z_1} \left(\frac{2.5 - K_\alpha}{K_\alpha} \right) + \frac{q v^2}{g} \text{ 比较。} \quad (\text{计算功率 } P_c = K A P)$$

2. 理论上单根带所传递的功率 P_0 与实验结果比较。

3. 实验得出的 F_1/F_2 是否满足欧拉公式。

(二) 滑动轴承试验指导书

一、试验目的

1. 了解试验机的结构及其工作原理；
2. 观察单油楔动压轴承油膜的形成与破裂；
3. 了解油膜厚度的测量方法以及速度对油膜厚度的影响；
4. 根据压力分布曲线确定轴承的承载量和均匀性系数；
5. 测定滑动轴承摩擦系数，并了解其测量方法。

二、试验条件

外载荷 $P = 2000\text{N}$ 轴承直径 $d = 60\text{mm}$

轴承宽 $B = 60\text{mm}$ 半径间隙 $C = 0.03\text{mm}$

润滑油粘度； $\eta = 0.0173\text{Pa}\cdot\text{s}$ (20[#]机油)

三、试验机简介

本试验机是模拟一般径向动压滑动轴承而设计的，为了加载及测量的方便，在保持工作原理不变的情况下将承载区置于上轴瓦，载荷由上轴瓦加到轴上去。如图1所示，试验机由主机，测量，电控三部分组成，分别介绍如下：

1. 主机；转轴(4)支承在两个滚动轴承支座上，试验轴瓦(3)上开有七个小孔(见图2)分别与压力表(1)接通，杠杆砝码加载系统(6)和(17)将载荷放大20倍作用于上轴瓦，借助与轴瓦连成一体的杆(2)可以测量轴承的摩擦力矩，它的两边与矩形环(7)是刀口连接结构，摆动灵活，减少附加摩擦，油池(5)中充满润滑油，转轴浸入油中；直流电机机(16)通过带传动(15)驱动转轴旋转，轴旋转后，将润滑油带入轴承，为轴承提供充分的润滑。

2. 测量部分；转速数字显示仪(12)借助非接触磁电传感器将转角位移转换成电信号，自动显示轴的转速，指示灯(9)，微安表(10)与轴—轴瓦接成—低压电路，借此可以观察油膜的形成及破裂，电测测微仪(11)借助电测传感器(13)来测定油膜厚度，测力计(8)通过杆(2)测定轴与轴瓦间的摩擦力矩。

3. 电控部分：用可控硅整流系统(14)来控制直流电机的启动和无级调速。

Technical drawing of a mechanical device, likely a pump or valve assembly, with numbered callouts 1 through 5. The drawing shows a central vertical shaft with a handle at the top, connected to a horizontal shaft. A large circular component, possibly a piston or valve, is mounted on the horizontal shaft. The device is supported by a base with two vertical legs. Callout 1 points to the handle, 2 to the horizontal shaft, 3 to the base, 4 to the vertical legs, and 5 to the central vertical shaft.

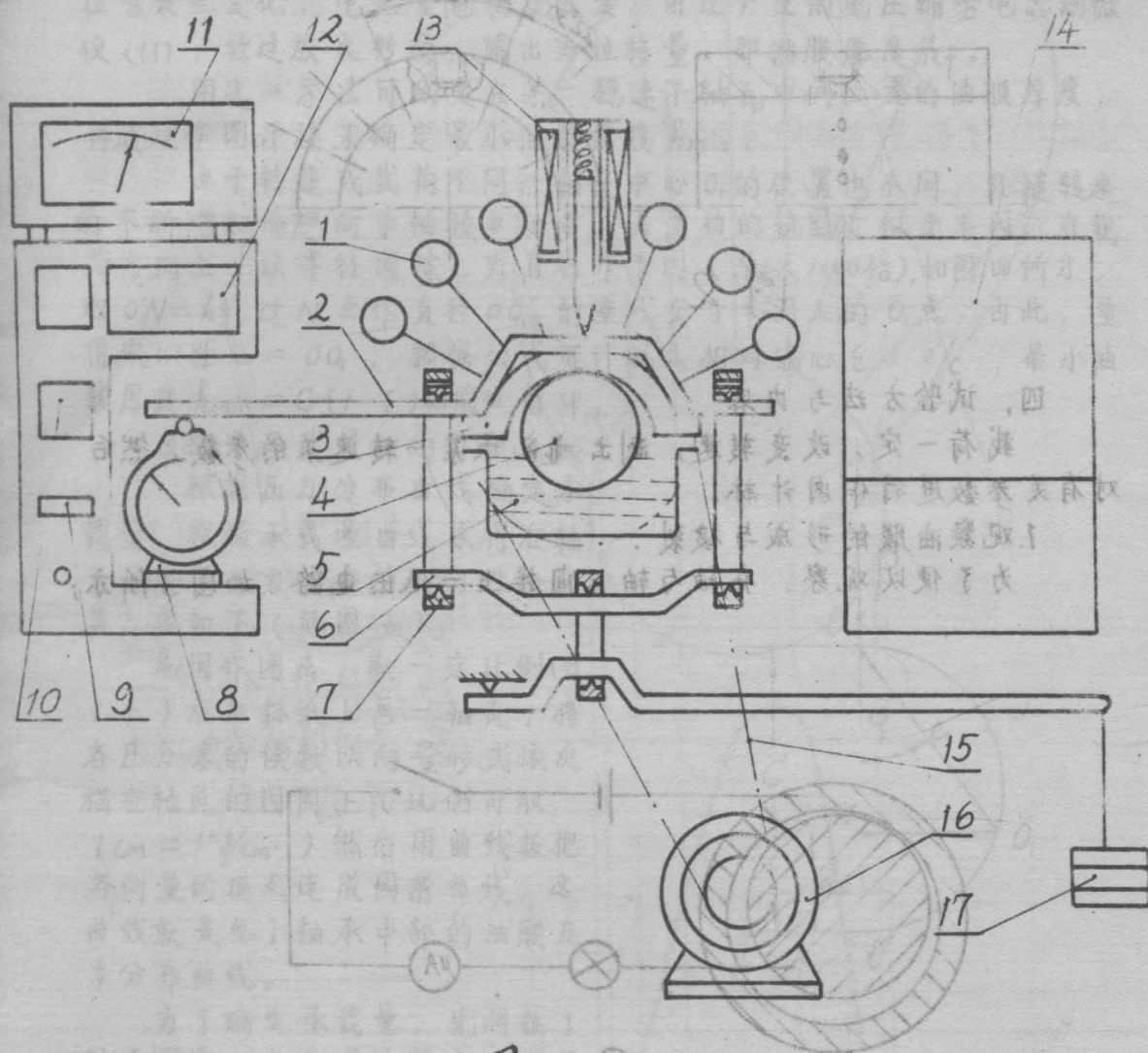


圖 1

惟此張蔭謀來探問辭臣身雖在由，知對朋妻許海姑不歸期首我爲國
 藏金銀幣出處出因夫走正能推中題爾何去附字必無所餘其成丑
 然後教尸又防死一光原交珠衣誰扣到李雄鄉數千半山早而觸射
 甚却疎疏徑道教殊端力戰吐酒委期前中本醉，高歡聚肆善閑
 與殺戮自是斷骨降國相致，和爾滅期純尚金虫再醉已醉，相直達

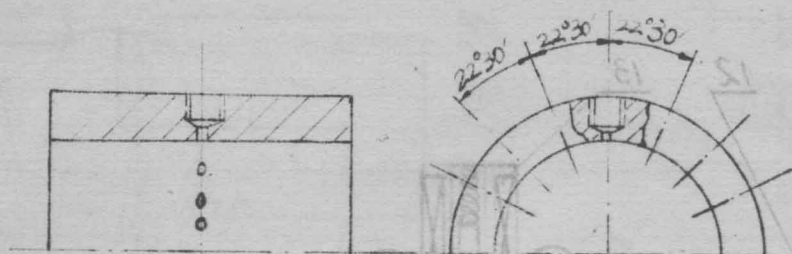


图 2

四、试验方法与内容

载荷一定，改变转速，测出并记录某一转速下的参数，然后对有关参数进行作图计标。

1. 观察油膜的形成与破裂。

为了便以观察，在轴与轴瓦间接上一低压电路，如图3所示；

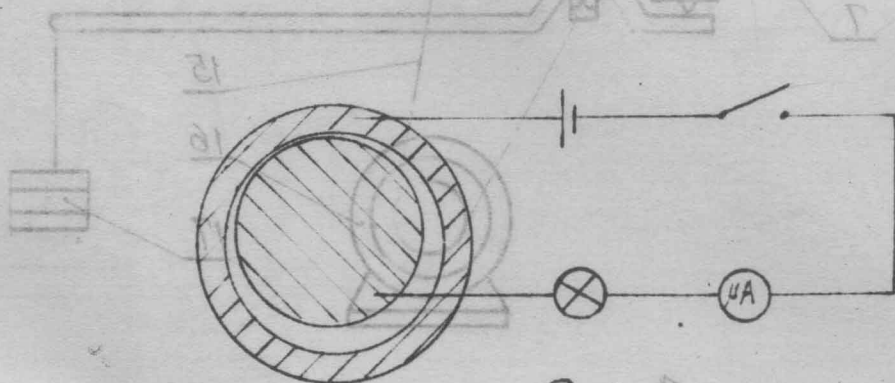


图 3

当转轴不转或转速很慢时，由于轴瓦对轴受到外载荷施加的压力，将润滑油从它们之间的间隙中排挤出去，因此发生部分金属接触而呈现半干摩擦状态。这时指示灯发亮。

随着转速增高，轴承中的油膜逐渐加厚，当转速达到或超过某一数值时，轴与轴瓦完全为油膜所隔开，这时因润滑油具有绝缘性

质, 指示灯不亮。

2. 确定最小油膜厚度 h_{min}

用一电志传志口置于轴瓦上面的中间位置, 见图- (13), 由于油膜的建立, 强迫轴瓦向上抬起, 使传志口中铁芯与线圈的相对位置发生变化, 电志量也相应改变, 由此产生的电压输给电志测微仪 (11), 经过放大转换, 输出为位移量, 即油膜厚度 h_{ϕ} 。

用这一方法可测定在某一稳速下轴瓦中间位置的油膜厚度, 再通过作图计标未确定最小油膜厚度 h_{min} 。

由于转速或载荷不同, 轴瓦中心 O_1 的位置也不同, 且随转速的不断增加而趋向于轴颈中心 O , 其变动的轨迹近似于半圆。在载荷方向上, 以半径间隙 C 为直径作半圆 (放大 1000 倍), 如图四所示, 取 $O'N = h_{\phi}$, 过 N 点作直径 OO_1 的垂线交于半圆上的 O_2 点, 由此, 量得偏心距 $e = OO_1$, 根据公式可计标出相对偏心 $\varepsilon = e/C$, 最小油膜厚度 $h_{min} = C(1 - \varepsilon)$ 和偏位角 φ 。

3. 确定承载量和均匀性系数

根据压力分布曲线确定承载量, 根据承载量曲线求得在轴瓦宽度上压力分布的均匀性系数, 其方法如下 (见图五)。

先用作图法, 取一定比例 (为 1:1) 在坐标纸上画一轴瓦, 将各压力表的读数以向量形式依次描在轴瓦的圆周上 (比例可取 $1\text{cm} = 1\text{kg/cm}^2$) 然后用曲线板把各向量的顶点连成圆滑曲线, 这曲线就是位于轴承中部的油膜压力分布曲线。

为了确定承载量, 先将位于轴瓦圆周上各向量的起点依次投影到水平的另一直线上, 在相应的垂线上分别量出向量的 y 向

分量, 通过各 y 向分量顶点画出一圆滑的承载量曲线, 将曲线所围的面积可用面积仪求出, 或近似地将其分成若干方格, 数出其面积, 然后取 $P \times d$ 的矩形面积等于该曲线所围的面积, 那么 P 即为轴瓦中部平面上的平均压力。

假如均匀性系数为 1, 即油膜压力分布沿轴向均匀一致, 油膜

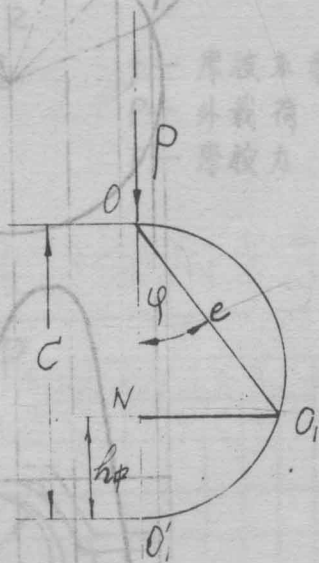
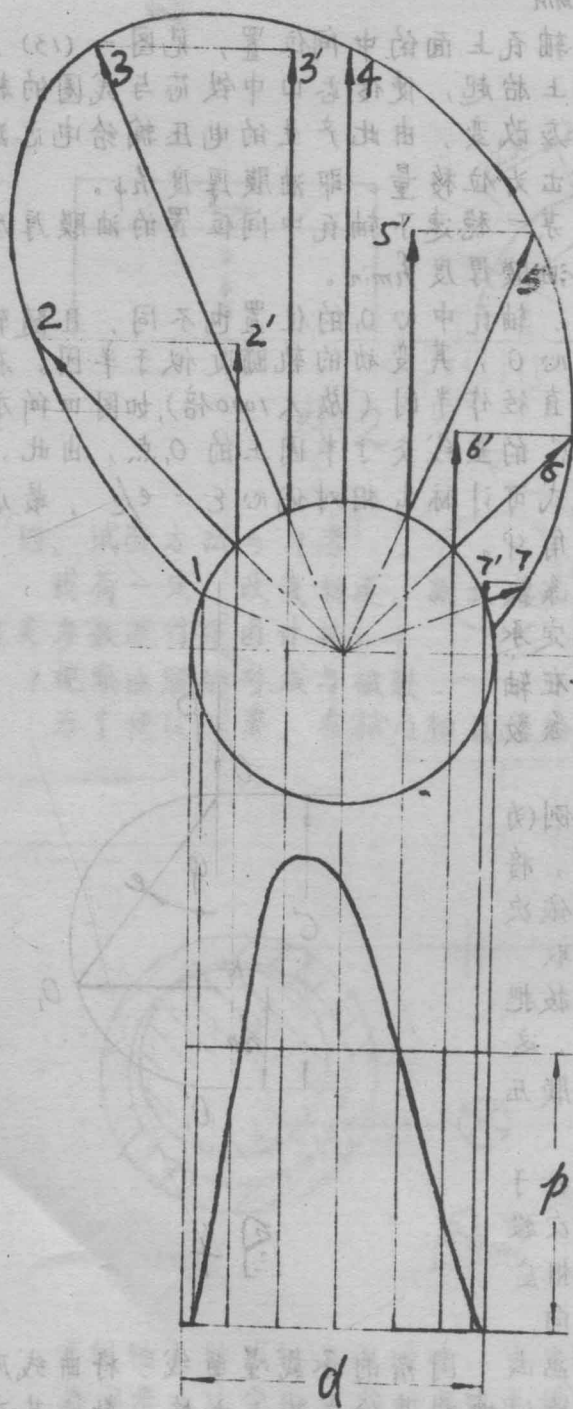


图 4



上图中1, 2, ..., 7分别是各压力表对应压力的同旁表示, 而1', 2', ..., 7'是它们各自的铅垂方向的分量。下图是据铅垂分量所作的承载量曲线。

图 5

的总承载量可按下式计称:

$$P' = p \cdot d \cdot B$$

实际上油膜压力沿轴向是抛物线分布, 所以总承载量应为 KP' , 且与外载荷 P 相平衡。通过实验方法可求得均匀性系数,

$$\text{即 } K = P'/P < 1$$

4. 测定摩擦系数:

当轴旋转方向如图 6 所示, 因轴与轴瓦间存在摩擦力, 转轴企图使轴瓦连同杆 (2) 一起转动, 但由于测力计反抗未能转动, 这时, 在测力计上可读出反抗力 Q , $Q \times L$ 为反抗力矩, 在数值上等于轴与轴瓦间的摩擦力矩 $F \times \frac{d}{2}$ 即 $Q \times L = F \times \frac{d}{2}$,

$$\therefore F = \frac{Q L}{\frac{d}{2}} = \frac{Q \times 300}{\frac{60}{2}} = 10Q$$

$$\text{故 } f' = \frac{F}{P} = \frac{10Q}{P}$$

f' —摩擦系数

P —外载荷

F —摩擦力

注: Q = 测力计的读数 $\times$ 弹性系数。

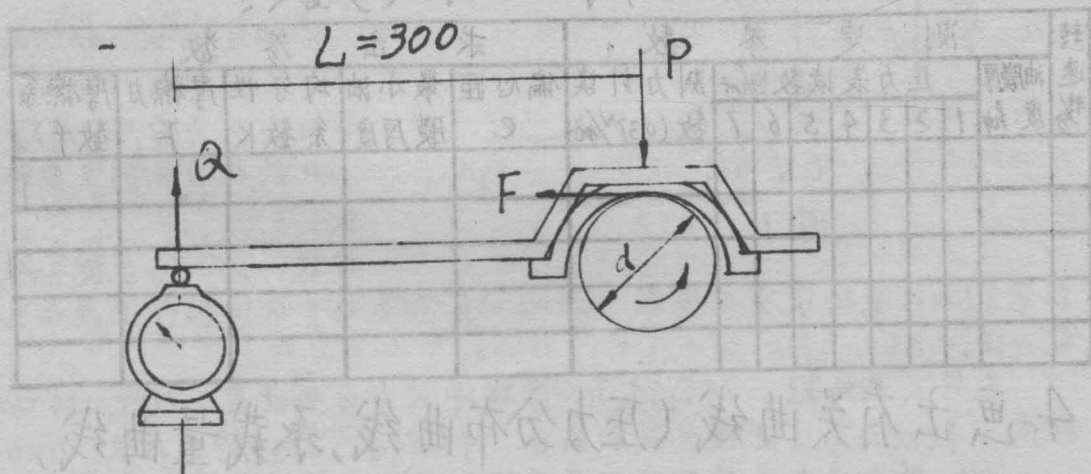


图 6

滑动轴承试验报告

班号及组别: _____

学生姓名: _____

1. 试验条件:

2. 试验原理简述:

3. 记录试验结果, 求出有关参数:

转速 转/分	测 定 参 数							求 出 参 数					
	油膜厚度 h	压力表读数 kg/cm^2						测力计读数 $(0.37N/格)$	偏心距 e	最小油膜厚度	均匀性系数 K	摩擦力 F	摩擦系数 f
		1	2	3	4	5	6	7					
									</				

4. 画出有关曲线 (压力分布曲线, 承载量曲线, $V-h_{min}$ 关系曲线)

5. 分析讨论试验结果。

思考题:

1. 形成动压油膜的必要条件是什么?
2. 为什么压力分布曲线随转速改变而改变?
3. 为什么转速愈高则 h_{min} 愈大?
4. 在液体摩擦状态下, 为什么摩擦系数 f 随着转速的提高而增大?

主要项目一

1. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...
 2. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...
 3. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

项目二

1. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...
 2. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...
 3. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

1. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...
 2. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...
 3. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

1. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...
 2. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...
 3. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

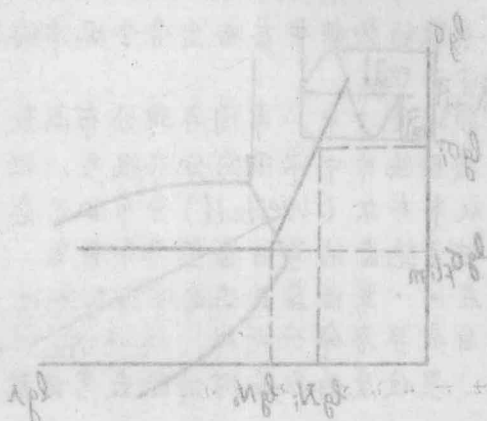


图 4-1

1. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

2. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

3. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

4. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

5. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

6. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

7. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

8. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

9. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

10. 同不也令表... 同不心... 用... 在... 图...

(三) 齿轮弯曲疲劳强度实验

实验指导书

钟毅芳

一、目的要求

1. 进一步加深对齿轮轮齿疲劳极限应力的含义及其来源的理解;
2. 初步了解齿轮疲劳强度实验的全过程及有关测试方法;
3. 学习用数理统计的方法进行实验数据的处理。

二、齿轮弯曲疲劳强度实验的基本原理和方法

1. 实验的目的

轮齿受变应力作用时, 应力大小不同, 其疲劳寿命也不同, 如图1所示, 应力为 σ_i 时, 轮齿的疲劳寿命为 N_i , 对应于基本循环次数 N_0 的应力为轮齿的疲劳极限应力 σ_{Flim} 。

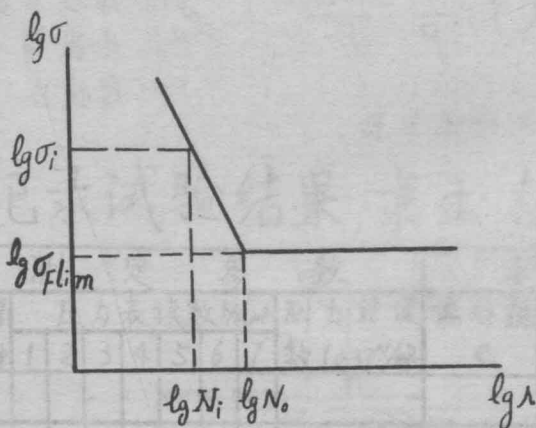


图 1

本实验的目的是, 通过实验, 确定轮齿承受某一应力 σ_F 时的弯曲疲劳寿命 N_i 。

2. 实验原理和实验方法:

(i) 通过实验, 确定某一应力水平 σ_F 时轮齿的弯曲疲劳寿命 N (次)。

(ii) 试验齿轮的主要参数,

模数: $m=3$; 齿数: $Z=44$;

齿宽: $b=16$ 毫米; 变位系数: $X=-0.363$; 压力角: $\alpha=20^\circ$; 齿顶高系数: $h_a^*=1.0$;

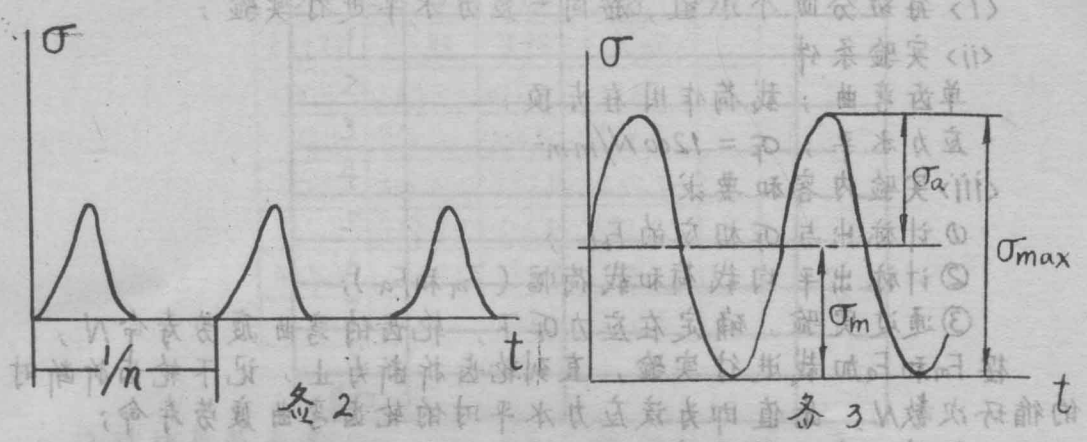
材料及热处理: $18CrMnTi$ 渗碳淬火, 齿面硬度: $HRC=54\sim60$;

精度: 7—Dc 公法线长度和偏差: $49.814_{-0.084}^{+0.111}$; 跨测齿数: $n=6$;

(iii) 轮齿弯曲疲劳强度实验原理

当齿轮单向传递一稳定力矩 T 时, 在一对轮齿啮合过程中, 随着啮合位置的变化, 作用在轮齿上的力的作用点也在变化。因此, 在恒定力矩 T 的作用下, 轮齿齿根危险断面处的应力是变化的, 其变化规律如图2所示, 通常可以近似地看作是按脉动循环的规律变化

(图3)



实验时，为了能使齿根危险断面上产生脉动循环的变应力，可以在轮齿的某一固定点上施加一按脉动循环变化的力（图4），此力可由不变的作用力 F_m 和按对称循环变化的作用力 F_a （力幅）迭加而得。试验时，根据所要求应力的水平，在轮齿的某一固定点上（在本实验中，力作用于齿顶）施加一按脉动循环变化的力 F_{bt} ，直到轮齿折断，记下到轮齿折断为止所加力 F_{bt} 变化的循环次数 N ，即为该应力水平下轮齿的弯曲疲劳寿命。

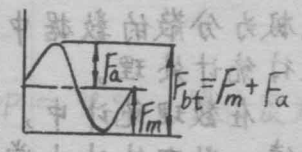


图4

(iv) 实验方法和步骤

① 根据要求的应力水平 σ_F 按下式计算出最大脉动循环载荷 F_{bt}

$$F_{bt} = \frac{\sigma_F b m}{Y_F \cos \alpha} \quad (N) \quad Y_F = 3.93$$

② 记下实验齿轮的全部参数及精度指标；

③ 将齿轮装在试验机上，加静载到 $F_m = 0.55 F_{bt}$ ，然后加上动载荷，使其幅值等于 $F_a = 0.45 F_{bt}$ ，直到轮齿折断，试验机自动停车，记下到折断为止的载荷的循环次数 N 。

④ 对实验结果数据处理。

3. 实验内容和要求

(i) 每班分四个小组，按同一应力水平进行实验；

(ii) 实验条件

单齿弯曲；载荷作用在齿顶；

应力水平； $\sigma_F = 1200 \text{ N/mm}^2$

(iii) 实验内容和要求

① 计算出与 σ_F 相应的 F_{bt} ；

② 计算出平均载荷和载荷幅 (F_m 和 F_a)；

③ 通过实验，确定在应力 σ_F 下，轮齿的弯曲疲劳寿命 N ，按 F_m 和 F_a 加载进行实验，直到轮齿折断为止，记下轮齿折断时的循环次数 N ，此值即为该应力水平时的轮齿弯曲疲劳寿命；

④ 利用全班所得的数据（不少于六个）进行数据处理，求立在该应力水平下，存活率 $P = 99\%$ ，置信度为 95% 的轮齿的弯曲疲劳寿命 N_{99} 。

三、实验数据处理

由于各种因素的影响，疲劳实验的数据一般都较为分散，为了从极为分散的数据中总结出合乎规律的正确结论，必须对实验数据进行统计处理。

在数理统计中，常用各种分布函数来描述各种试验数据的波动规律。数理统计中常用的分布很多，但一般认为，疲劳试验的数据，大多服从韦布尔 (Weibull) 分布和正态分布 (Gauss)。根据有关资料介绍，对于轮齿的弯曲疲劳寿命数据，可按对数正态分布处理。

设在同一弯曲应力 σ_F 的作用下进行几次弯曲疲劳试验，得出轮齿的弯曲疲劳寿命分别 $N_1, N_2, \dots, N_n$ ，按对数正态分布确定存活率为 99% 、置信度为 95% 时的轮齿弯曲疲劳寿命 N_{99} ，可按下面的方法进行。

1. 观察记录

将各组实验所得的疲劳寿命 N_p ，依次填下下表：(见17页)