

机械工程基础实验

实验报告



姓 名:	吴娉婷
学 院:	机械工程学院
专 业:	机械工程
学 号:	3220103538
分 组:	组 04-12

浙江大学机械工程实验教学中心

2024 年 9 月

实验一 封闭功率流式齿轮传动效率实验

一、实验目的

- 1、了解封闭功率流式齿轮试验台的基本结构原理、特点及测定齿轮传动效率的方法。
- 2、测定齿轮传动效率和功率的方法。

二、实验原理

两对齿轮副 $Z_a, Z_{a'}$ 和 $Z_b, Z_{b'}$, $Z_a = Z_{a'}$, $Z_b = Z_{b'}$, 两对齿轮副的中心距相等, 假设传递的扭矩为 T , 则系统的功率 $N_3 = \frac{Tn_a}{9550} (kW)$, 电机功率 $N_M = \frac{N_3}{\eta} (kW)$ 。利用半联轴器 and 中间轴把齿轮 a 和 a' 联接起来, 组成封闭系统, 并在这个联轴器上加载扭矩 T , 此时齿轮的工作功率仍是 Tn_a , 但是这个功率并不由电动机提供, 电动机只提供摩擦阻力所消耗的功率, 即只提供功率 $(1 - \eta)Tn_a$, 其中力矩 T 当齿轮不转动时也存在, 是由封闭系统中的平衡内力产生的, 称为封闭力矩。这时电动机提供的克服摩擦的功率为:

$$N_M = N_4 = \frac{Tn_a}{\eta_{a'b'}\eta_{ba}} (1 - \eta_{a'b'}\eta_{ba})$$

若 $\eta_{a'b'} \approx \eta_{ba} = \eta$, 则:

$$N_M = N_4 = \frac{Tn_a}{\eta^2} (1 - \eta^2)$$

要获得封闭力矩就必须有特殊加载装置, 系统设计中一般的加载装置有直接扭转加载装置、螺旋运动加载装置、摇摆齿轮箱加载装置、行星差动齿轮机构加载装置和惯性加载装置。本实验中的试验台采用的是摇摆齿轮箱加载装置。

三、实验内容（含设备、步骤）

实验设备: CLS-II 型台式封闭功率流式齿轮试验台

实验步骤:

与计算机接口实验方法

- (1) 系统联接及接通电源
- (2) 转矩零点及放大倍数调整
- (3) 打开计算机
- (4) 加载

- a) 先将电机转速调到 500~800 转/分, 待实验台处于稳定空载运转后, 在法码吊篮上加上第一个法码。观察输出转速及转矩值, 待显示稳定后按一下“保持键”记录下该组数值。然后按一下“加载键”, 第一个加载指示灯亮, 并脱离“保持”状态。在吊篮上加上第二个法码, 重复上述操作, 直至加上八个法

码，八个加载指示灯亮，转速及转矩显示器分别显示“8888”表示实验结束。

- b) 当确认传送数据无误（否则再按一下“送数键”）后，用鼠标选择“数据分析”功能，屏幕所显示本次实验的曲线和数据。接下来就可以进行数据拟合等一系列的工作了。
- c) 移动功能菜单的光标至“打印”功能，打印机将打印实验曲线和数据。
- d) 实验结束后，用鼠标点击“退出”菜单，即可退出齿轮实验系统。退出后应及时关闭计算。

四、实验结果

1、写出实验条件

传动比， $i = 1$

中心距， $a=76\text{mm}$

齿轮模数， $m=2$

最大加载力矩， $T_{\max} = 15\text{NM}$

电动机功率， $P_0 = 300\text{W}$

2、实验数据及计算结果记录在下表。

表 1-1 实验结果

序号	加载		功耗		效率
	G (N)	$T_4(T_9)$ (N m)	Δ	T_1 (N m)	η (%)
1	5	1.500	/	0.191	93.402
2	10	3.000	/	0.191	96.757
3	15	4.500	/	0.211	97.628
4	20	6.000	/	0.234	98.027
5	25	7.500	/	0.254	98.293
6	30	9.000	/	0.277	98.447
7	35	10.500	/	0.297	98.576
8	40	12.000	/	0.328	98.623

注：（1）加载杠杆臂长 0.3m

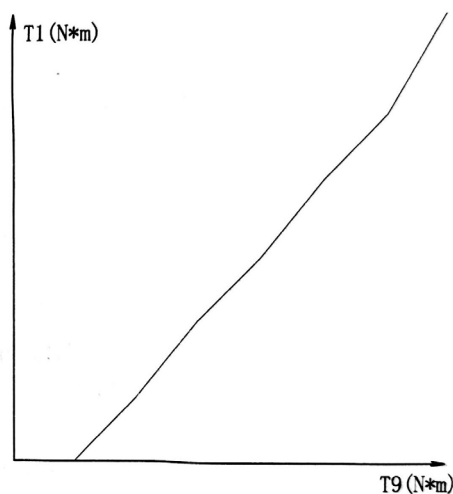
（2）杠杆臂加砝码盘挂钩自重 1000 克，即 9.8N

（3）与电机固连的臂长 $L_1 = 0.1\text{m}$

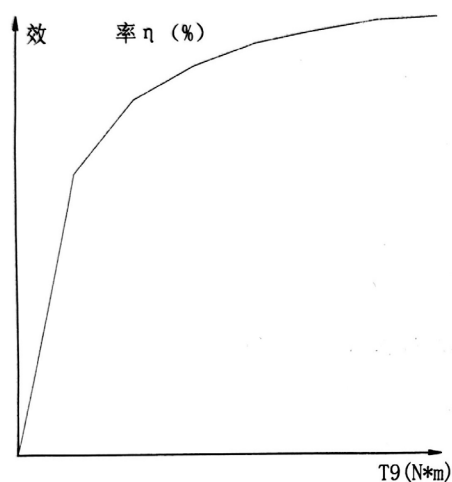
（4）刚度系数 K 对 A 机， $K_A = 14$ ， $K_B = 11$

3、实测曲线

（1） $T_9 - T_1$ 曲线



(2) $T_9 - \eta$ 曲线



五、思考题

1、 $T_9 - T_1$ 基本上为直线关系，为什么 $T_9 - \eta$ 为曲线关系？

功率流的大小决定于加载力矩和扭力轴的转速，而不是决定于电动机。电机提供的功率为封闭传动中的损耗功率，即： $P_1 = P_9 - P_9\eta_{\text{总}}$ 。则 $\eta_{\text{总}} = \frac{P_9 - P_1}{P_9} = \frac{T_9 - T_1}{T_9}$ 。

单对齿轮： $\eta = \sqrt{\frac{T_9 - T_1}{T_9}}$ 。当 $T_9 - T_1$ 基本上为直线关系时， $T_9 - \eta$ 为曲线关系。

2、哪些因数影响齿轮传动的效率？ 加载力矩的测量中存在哪些误差？

影响齿轮传动的效率因素：

- ① 齿轮的设计参数，包括模数、压力角、齿形等
- ② 啮合中的摩擦损耗

③ 材料属性

④ 装配质量

加载力矩测量误差：

① 传感器误差

② 安装误差

③ 加载的砝码质量误差

3、本实验测定了齿轮传动的效率，如何测定齿轮传动的接触强度、弯曲强度呢？

接触强度测定：

接触强度主要衡量齿轮表面抵抗接触疲劳的能力，即在接触应力的作用下，齿轮表面不发生点蚀、剥落等损伤的能力。在实验室条件下模拟实际工况，对齿轮进行长时间的接触疲劳试验，记录表面损伤的发展情况。

弯曲强度测定：

弯曲强度主要衡量齿轮齿根部抵抗弯曲疲劳的能力，即在弯矩的作用下，齿轮齿根部不发生断裂的能力。在实验室条件下，对单个齿轮施加静态弯矩，测量齿轮齿根部的变形和应力分布。在实验室条件下模拟实际工况，对齿轮进行长时间的动态弯曲疲劳试验，记录齿根部的损伤和发展情况。

实验二 液体动压径向轴承实验

一、实验目的

- 1、观察分析滑动轴承在起动过程中的摩擦现象及润滑状态，加深对形成流体动压润滑油膜条件的理解。
- 2、可以测试流体动压力 p 、滑动速度 V 与摩擦系数 f 之间的关系，并绘出滑动轴承的特性曲线。
- 3、通过实验数据处理，绘制出滑动轴承油膜中的压力分布曲线。
- 4、了解滑动轴承的试验及其性能的测试方法。

二、实验原理

当轴静止时，轴承孔与轴颈直接接触。径向间隙 Δ 使轴颈与轴承的配合面之间形成楔形间隙，其间充满润滑油。由于润滑油具有粘性而附着于零件表面的特性，因而当轴颈回转时，依靠附着在轴颈上的油层带动润滑油挤入楔形间隙。因为通过楔形间隙的润滑油质量不变（流体连续运动条件），而楔形中的间隙截面逐渐变小，润滑油分子间相互挤压，从而油层中必然产生流体动压力，它力图挤开配合面，达到支承外载荷的目的。当各种参数协调时，液体动压力能保证轴的中心与轴瓦中心有一偏心距 e 。最小油膜厚度 h_{min} 存在于轴颈与轴承孔的中心连线上。

液体动压润滑能否建立，通常用 $f - \lambda$ 曲线来判别。 f 为轴颈与轴承之间的摩擦系数， λ 为轴承特性系数，它与轴的转速 n ，润滑油动力粘度 η 、润滑油压强 p 之间的关系为 $\lambda = \eta n / p$ 。式中， $p = \frac{F_r}{l_1 d}$ ； N/mm^2 。 F_r 是轴承承受的径向载荷； d 是轴承的孔径，本实验中， $d=60mm$ ； l_1 是轴承有效工作长度，对本实验轴承，取 $l_1=110mm$ 。特性曲线上的 A 点是轴承由混合润滑向流体润滑转变的临界点。此点的摩擦系数为最小，此点相对应的轴承特性系数称为临界特性系数，以 λ_0 表示。A 点之右，即 $\lambda > \lambda_0$ 区域为流体润滑状态；A 点之左，即 $\lambda < \lambda_0$ 区域称为边界润滑状态。根据不同条件所测得的 f 和 λ 之值，我们就可以作出 $f - \lambda$ 曲线，用以判别轴承的润滑状态，能否实现在流体润滑状态下工作。

三、实验内容（含设备、步骤）

实验设备：滑动轴承实验台（主要由滑动轴承、机械传动、测试装置三部分组成）

实验步骤：

- 1、启动电机，开机前应使调速电位器置在最低极限位置并空载起动；
- 2、调节电机速度，逐渐加速至适当值；
- 3、加载，观察记录各压力表的读数值；
- 4、改变载荷，重复上一项步骤；

- 5、 改变转速，重复上一项步骤，并观察各压力表的读数；
- 6、 摩擦特性曲线的测定：在载荷一定的情况下，调节轴的转速，依次从高到低调节转速；对应每一转速，在测力计或磅秤上读出相应的读数值，并记录；
- 7、 改变载荷，重复上一项步骤，比较 $f - \lambda$ 曲线的重合情况；
- 8、 卸去载荷，然后停车；并注意把调节电机转速的按钮由最大回转到“零”位。

四、实验结果

- 1、 写出实验条件，实验台型号与规格。

ZCS-I 液体动压轴承实验仪。

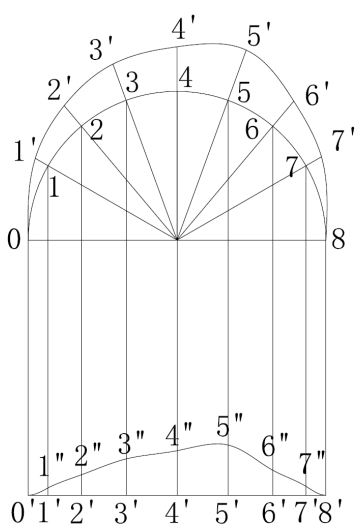
实验台转速 3~500r/min，轴材料为 45 钢，轴的有效工作长度 125mm，轴的直径 70mm，润滑油牌号为 N68，液压油动力粘度 $0.32\text{Pa} \cdot \text{s}$ ，轴瓦材料为 ZCuSnPb5Zn5，轴实验台采用螺旋加载，固定载荷 400N。

- 2、 记录滑动轴承中油膜压力的分布

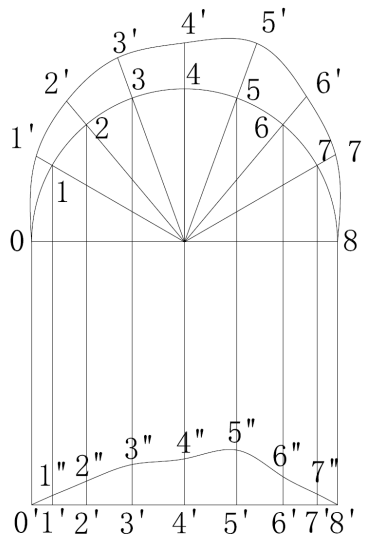
表 2—1 压力分布

载荷 N	转速 r/min	压力表号								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
700	200	0.05	0.09	0.13	0.15	0.18	0.11	0.06		
	300	0.06	0.10	0.14	0.15	0.19	0.12	0.07		
1200	200	0.08	0.15	0.21	0.26	0.30	0.20	0.09		
	300	0.09	0.16	0.23	0.27	0.31	0.20	0.10		

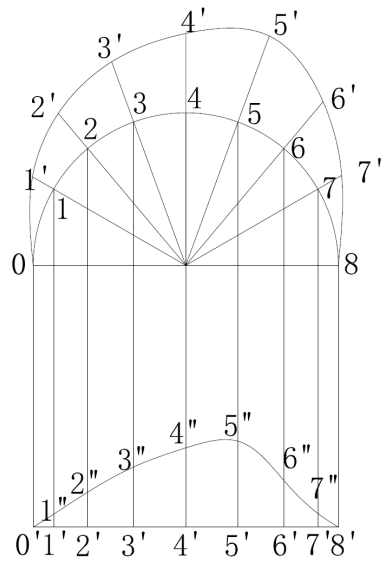
- 3、 绘制油膜压力分布曲线与承载量曲线。



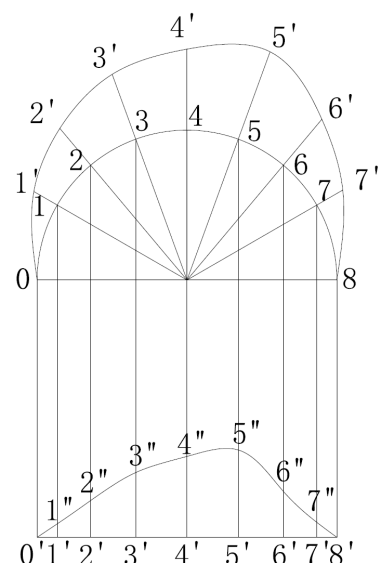
载荷 700N，转速 200r/min



载荷 700N，转速 300r/min



载荷 1200N，转速 200r/min



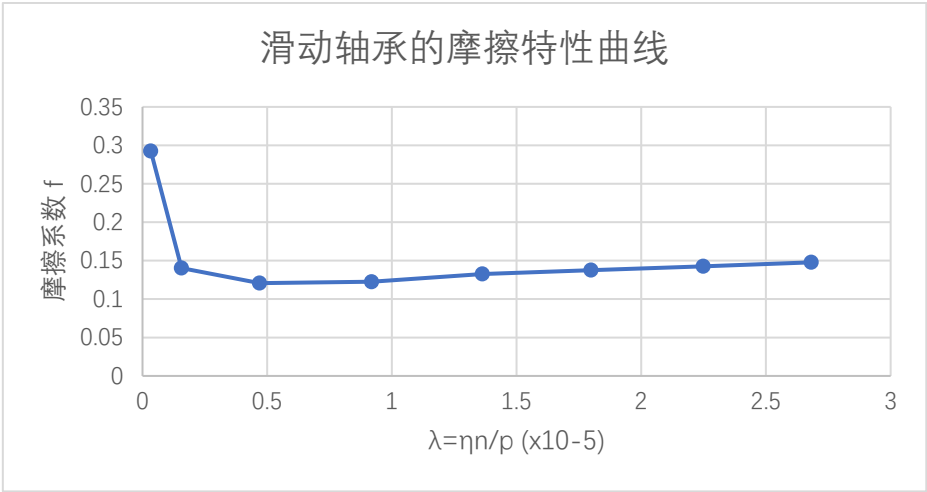
载荷 1200N，转速 300r/min

4、滑动轴承的摩擦特性曲线的实测数据与计算结果。

表 2—2 滑动轴承摩擦系数

	转速 n (r/min)	Δ	摩擦力矩 Nm	摩擦系数 f	$\eta n / p$ ($\times 10^{-5}$)
1	300	/	2.7	0.148	2.682
2	251	/	2.6	0.143	2.248
3	200	/	2.5	0.138	1.798
4	151	/	2.4	0.133	1.363
5	101	/	2.2	0.123	0.919
6	50	/	2.1	0.121	0.469
7	15	/	2.2	0.140	0.156
8	3	/	4.3	0.293	0.033

5、绘制滑动轴承的摩擦特性曲线。



五、思考题

1、为什么油膜压力曲线会随转速的改变而改变？

$$p = \frac{F_r}{Bd}, F_r \text{ 为径向载荷; } B \text{ 为轴承有效工作长度; } d \text{ 为轴的直径}$$

$$\lambda = \frac{\eta n}{p}, \eta \text{ 为润滑油动力粘度; } n \text{ 为转速; } p \text{ 为轴承中的平均比压}$$

转速改变, 轴承的径向载荷 F_r 也会随之改变, p 和 λ 会随之改变, 所以油膜压力曲线会随转速改变而改变。

2、为什么摩擦系数会随转速的改变而改变？

$$f = \frac{2LQ}{F_r d}, L \text{ 为测力杆长度; } Q \text{ 为 A 处反力; } F_r \text{ 为径向载荷; } d \text{ 为轴的直径}$$

转速的改变, 轴承的径向载荷 F_r 会随之改变, 所以摩擦系数也会随之改变。

3、哪些因素会引起滑动轴承摩擦系数测定的误差？

转速改变, 轴承的径向载荷 F_r 也会随之改变, 调整过程中难以将转速和径向载荷精确调整到初始值, 因此存在误差; 转速变化引起润滑油温度压强变化, 导致润滑油动力粘度变化。

4、参见图 2-3 所示的滑动轴承的压力分布, 讨论轴承端泄对滑动轴承承载能力的影响。

有轴承端泄时, 滑动轴承内部润滑油的压力减小, 两端以及进出油边压力减小较为显著, 最侧边压力接近于 0, 中间压力最高, 但最终造成轴承承载能力下降。

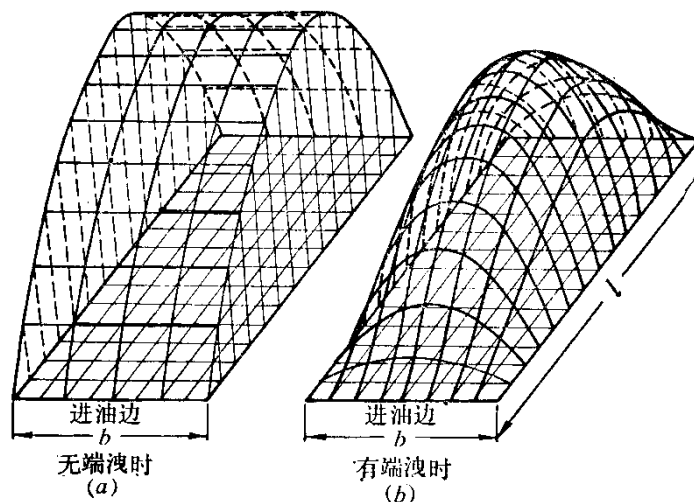


图 2-3 滑动轴承的压力分布