

# 机械工程基础实验

## 实验报告



姓 名:	刘侃
学 院:	机械工程学院
专 业:	机械工程
学 号:	3220103259
分 组:	组 10

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

首先介绍封闭功率流的概念，图 1a 是一个定滑轮机构，要使重物  $Q$  以匀速  $v$  上升，必须在滑轮右边加上力  $P$ ，克服重物  $Q$  和摩擦阻力  $F_f$ 。右边绳上所加的外力功率是  $Pv = Qv + F_f v$ ，它完全是由外力产生的。图 1b 利用手轮和弹簧装置，把左边绳中的拉力调节到等于  $Q$ ，然后在右边绳子上只需加上一个克服摩擦的力，就可使右边绳子以匀速  $v$  上升。在图 1a 的设计中，功率  $N = Pv = Qv = Fv$  都是外力产生的，并且消耗在增加重物  $Q$  的势能和滑轮的摩擦上。在图 1-1b 的系统中，所加外力仅仅是  $F_f$ ，而  $Qv$  不再是外力产生的，而是内平衡力产生的，外加功率仅是  $N_2 = F_f v$ 。由于摩擦力  $F_f$  的值一般很小，这个系统的能耗小，功率  $Qv$  是平衡内力产生的，称之为封闭功率。这种封闭功率系统原理也可以用于齿轮试验。

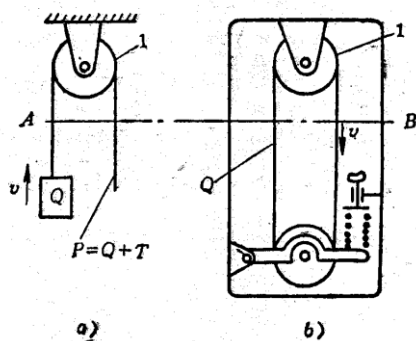


图 1 两种滑轮设计

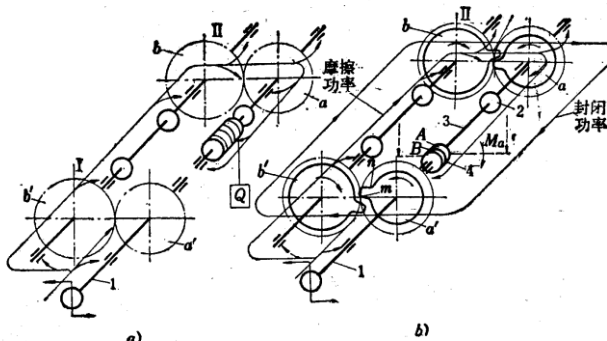


图 2 两种齿轮试验台

图 2a 由两对齿轮副  $Z_a, Z_{a'}$  和  $Z_b, Z_{b'}$  组成，并且要求有

，两对齿轮副的中心距也要相等，假设传递的扭矩为  $T$ ，则系统的功率为式 (10-1) 所示，电机功率可由式 (1-2) 计算。

$$N_3 = \frac{Tn_a}{9550} (kW) \quad (1-1)$$

$$N_M = \frac{N_3}{\eta} (kW) \quad (1-2)$$

图 2b 利用半联轴器 2 和 4 及中间轴 3 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转  $T$ ，这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

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

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

$$N_M = N_4 = \frac{Tn_a}{\eta^2} (1 - \eta^2) \quad (1-3)$$

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 型试验台为小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

在关电源的状态下将随机携带的串行通讯连接线的一端接到实验台电测箱的 RS-232 接口，另一端接入计算机串行输出口（串行口 1#或 2#均可，但无论连线或拆线时，都应先关闭计算机和电测箱电源，否则易烧坏接口元件）。其余方法同前

##### （2）转矩零点及放大倍数调整

方法同前

##### （3）打开计算机

打开计算机，运行齿轮实验系统,首先对串口进行选择,如有必要,在串口选择下拉菜单中有一栏机型选择,选择相应的机型,然后点击数据采集功能,等待数据的输入。

##### （4）加载

同样，加载前就先将电机调速至 500-800 转/分之间，并在加载过程中应始终使电机转速基本保持在预定值。

（“一、实验目的、二、实验原理、三、实验内容” 合计篇幅限定 2 页以内）

### 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)	$T_1$ (N m)	$\eta$ (%)
1	9.8	1.500	0.863	0.65152
2	19.6	3.000	0.902	0.83619
3	29.4	4.500	0.930	0.89073
4	39.2	6.000	0.949	0.91749
5	49	7.500	0.984	0.93207
6	58.8	9.000	1.020	0.94166
7	68.6	10.500	1.039	0.94923
8	78.4	12.000	1.094	0.95334

注：(1) 加载杠杆臂长 0.5m

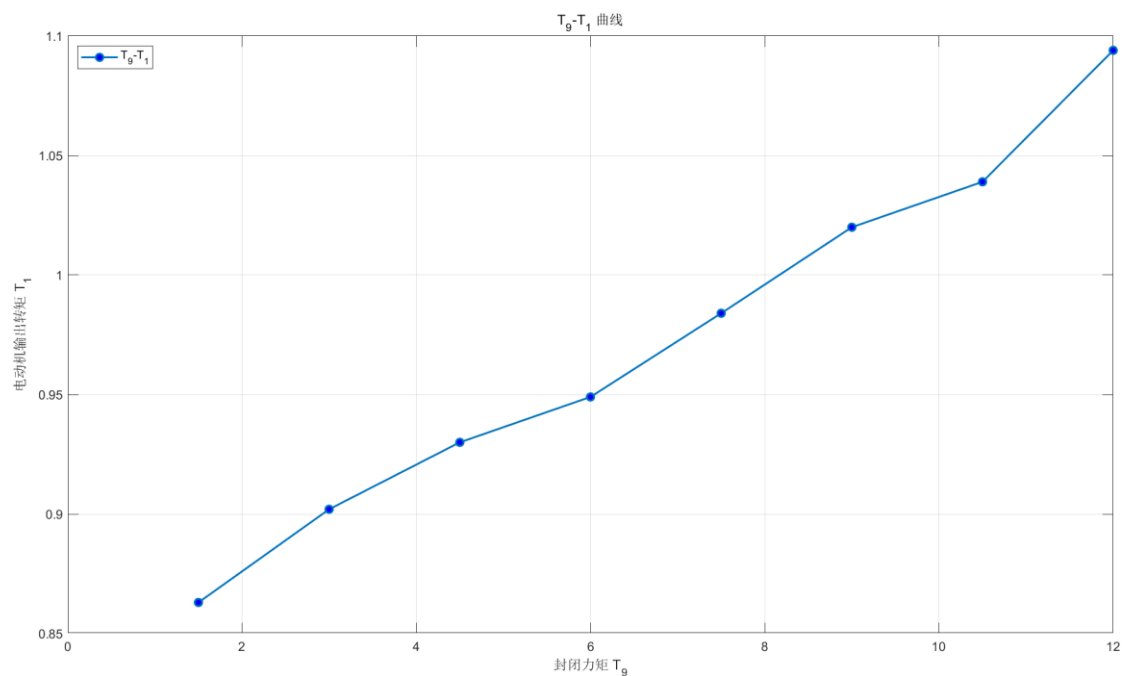
(2) 杠杆臂加砝码盘挂钩自重 1000 克，即 9.8N

(3) 与电机固连的臂长  $L_1=0.1\text{m}$

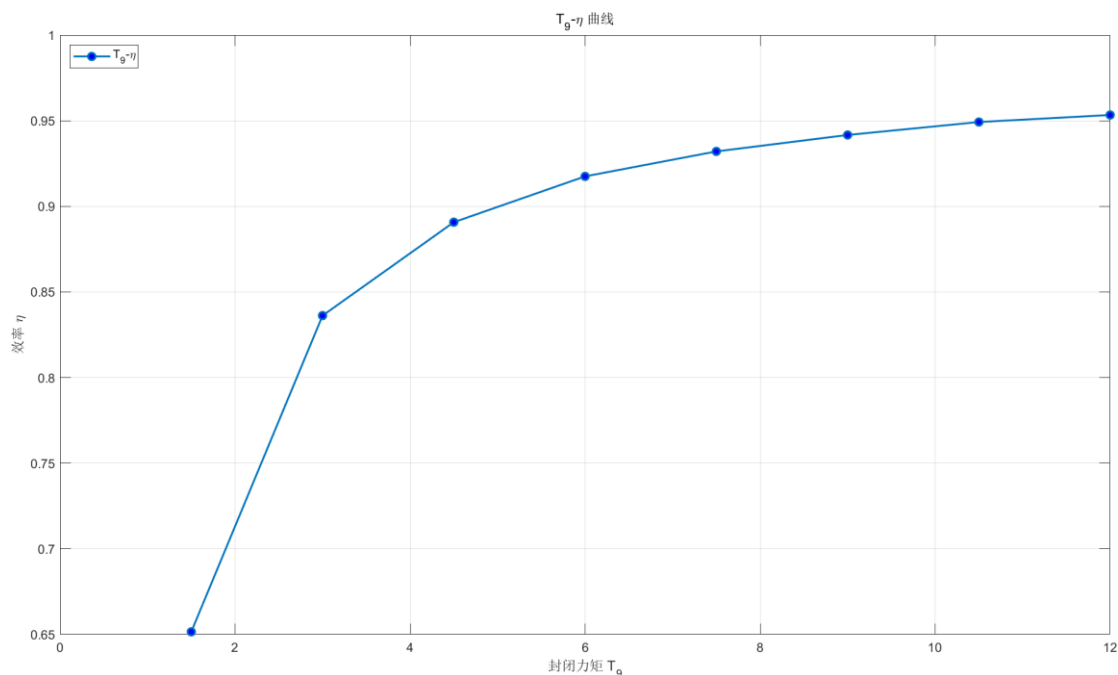
(4) 刚度系数  $K$  对 A 机， $K_A=14$ ， $K_B=11$

3、实测曲线

(1)  $T_9-T_1$  曲线



(2)  $T_9-\eta$  曲线



## 五、思考题

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

$T_g-T_l$  为直线关系是因为齿轮传动链中的杠杆系数是固定的，因此电机输出端力矩与封闭力矩的比是一定的，因此呈线性关系。

$T_g-\eta$  为曲线关系是因为  $\eta$  不能无限变大，只能逐渐趋向于 1。同时根据  $\eta$  的计算公式， $\eta$  与  $T_g$  本身就是非线性的关系。

2、哪些因素影响齿轮传动的效率？加载力矩的测量中存在哪些误差？

(1) 齿轮传动效率的影响因素：①齿轮及齿轮副定位装置的运动精度；②齿轮副加工精度；③齿轮材料和热处理方式；④齿轮组传动形式；⑤润滑、冷却形式；⑥齿轮运动时间隙振动。

(2) 加载力矩的测量中存在的误差：①所加载的砝码质量存在误差；②传感器自身的系统误差，实验中数据存在跳变情况；③电动机自身存在一定的摩擦损耗。

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？

(1) 齿轮传动的接触强度测定通常在功率流封闭式齿轮试验机上进行。试验时，通过对试验齿轮施加负荷并进行运转，直到齿面出现接触疲劳失效（如点蚀等）或齿面应力的循环次数达到规定的循环基数  $N$  而未失效时，试验终止并记录齿面在试验应力下的寿命数据。若试验齿轮及过程均无异常，则将所得数据定义为“试验点”。根据试验目的选择合适的试验点组合，统计分析试验数据，绘制接触疲劳特性曲线，最终确定齿轮的接触疲劳极限应力。此外，常规成组法常用于绘制齿轮的可靠度-应力-寿命曲线（R-S-N 曲线），进一步评估接触疲劳性能。

(2) 齿轮传动的弯曲强度测定一般采用齿轮台架运转试验。试验齿轮副被安装在功率流封闭式齿轮试验机上，通过负荷运转试验评估齿轮的弯曲疲劳性能。试验持续到齿根发生弯

曲疲劳失效或齿根应力的循环次数达到规定的循环基数  $N$  而未失效时，记录齿轮在试验应力下的寿命数据。当试验齿轮及过程均无异常时，将所得数据称为“试验点”。通过对这些试验点数据的统计分析，绘制齿轮的可靠度-应力-寿命曲线，最终得出齿轮的弯曲疲劳极限应力，用以评价齿轮的弯曲强度性能。

## 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

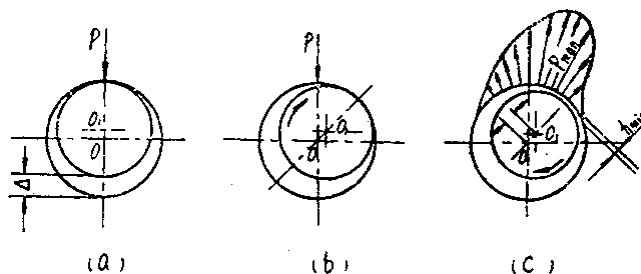


图 3 液体动压润滑膜形成的过程

滑动轴承形成动压润滑油膜的过程如图 3 所示。当轴静止时，轴承孔与轴颈直接接触，如图 3a 所示。径向间隙  $\Delta$  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。液体动压力的分布如图 3c 所示。

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， $\lambda$  为轴承特性系数，它与轴的转速  $n$ ，润滑油动力粘度  $\eta$ 、润滑油压强  $p$  之间的关系为  $\lambda = \frac{\eta n}{p}$ ，式中， $p = \frac{F_r}{l_1 d}$ ； $F_r$  是轴承承受的径向载荷； $d$  是轴承的孔径， $l_1$  是轴承有效工作长度。

根据不同条件所测得的  $f$  和  $\lambda$  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。

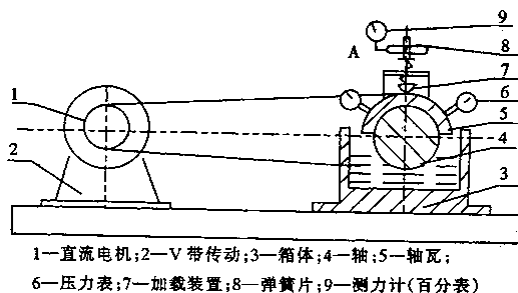


图 4 滑动轴承实验台示意图

### 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；
- 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，并记录；
- 7、改变载荷，重复上一项步骤，比较 $\lambda - f$ 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。

（“一、实验目的、二、实验原理、三、实验内容”合计篇幅限定2页以内）

### 四、实验结果

- 1、写出实验条件，实验台型号与规格。
- 2、记录滑动轴承中油膜压力的分布
- 3、绘制油膜压力分布曲线与承载量曲线。
- 4、滑动轴承的摩擦特性曲线的实测数据与计算结果。
- 5、绘制滑动轴承的摩擦特性曲线。

表 2—1 压力分布

载荷 (N)	转速 (r/min)	压力表号(MPa)						
		1	2	3	4	5	6	7
$F_{r1}$ 717	$n_1$ 200	0.05	0.1	0.14	0.16	0.2	0.12	0.06
	$n_2$ 301	0.06	0.1	0.14	0.15	0.2	0.12	0.06
$F_{r2}$ 1203	$n_1$ 200	0.08	0.15	0.22	0.25	0.3	0.19	0.09
	$n_2$ 301	0.09	0.16	0.23	0.26	0.3	0.2	0.1



表 2—2 滑动轴承摩擦系数

	转速 $n$ (r/min)	工作荷载	摩擦力矩 $Nm$	摩擦系数 $f$	$\lambda = \eta n / p$ ( $\times 10^{-5}$ )
1	0	402	4.5	0.373134328	0
2	3	422	3.7	0.292259084	0.15722852
3	5	434	2.9	0.222734255	0.25480198
4	11	438	2.0	0.152207002	0.55544506
5	50	498	2.4	0.16064257	2.22056348
6	100	513	2.5	0.162443145	4.31126945
7	150	517	2.6	0.167633785	6.4168701
8	204	515	2.7	0.174757282	8.76083438
9	251	514	2.9	0.188067445	10.8002332
10	298	514	3.0	0.194552529	12.8225877

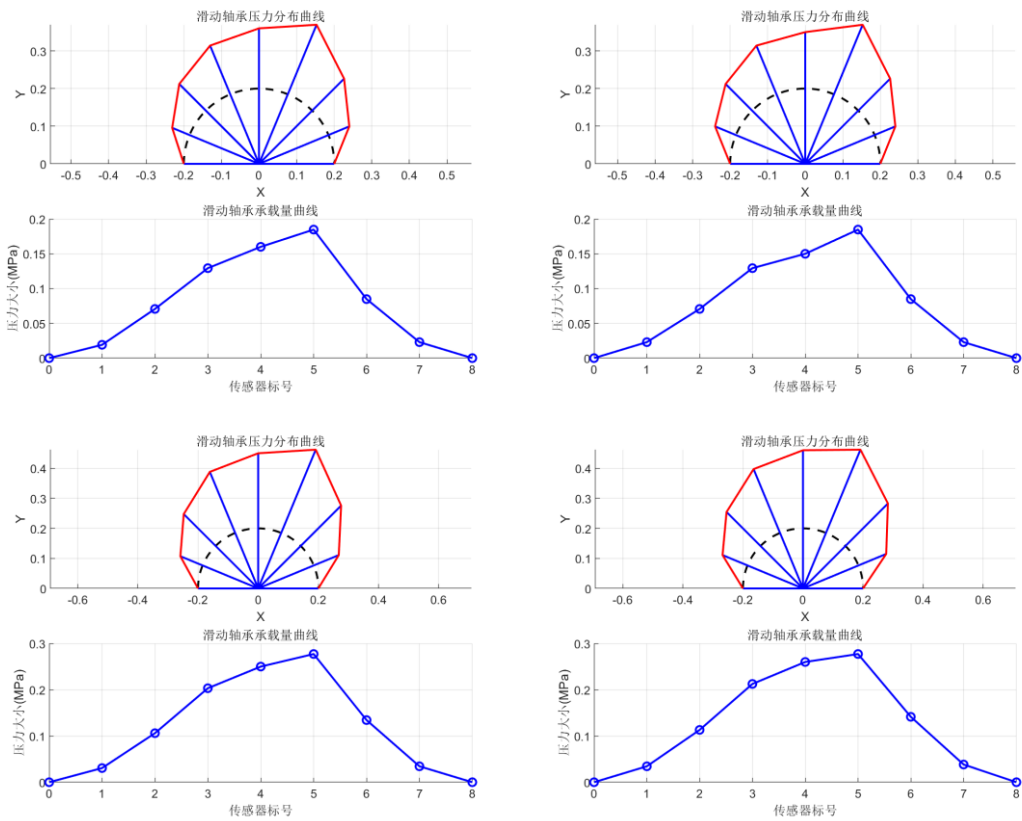


图 5 滑动轴承压力分布曲线

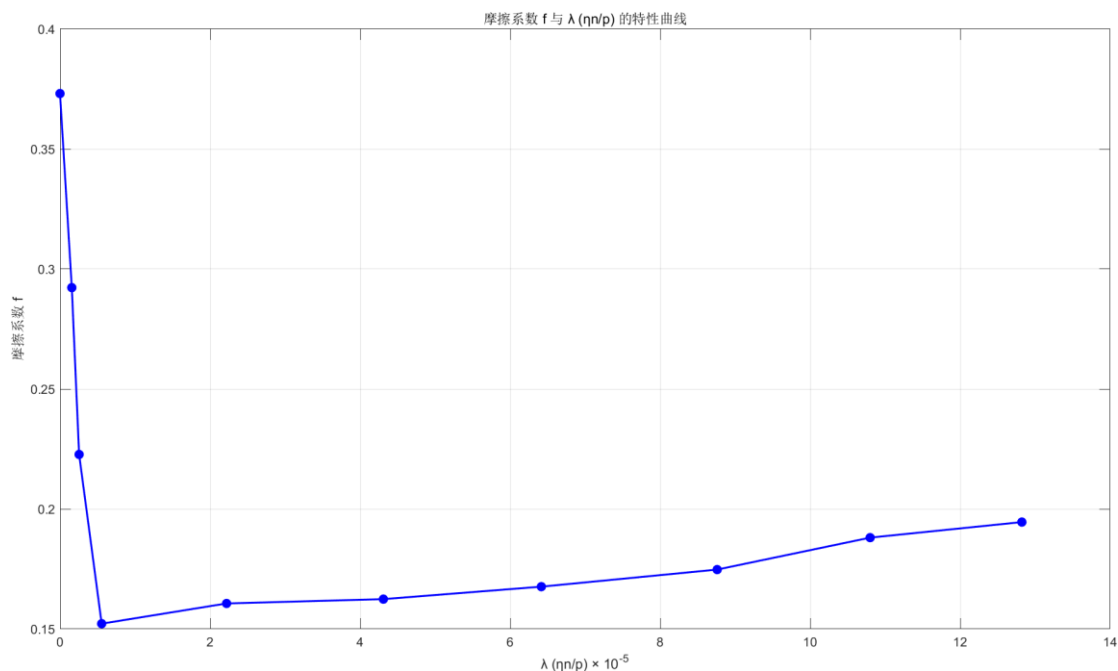


图 6 滑动轴承摩擦特性曲线

## 五、思考题

### 1、为什么油膜压力曲线会随转速的改变而改变？

从内摩擦力角度：由于牛顿内摩擦定律，转速改变导致液体的内摩擦力大小改变，引起进入楔形间隙的润滑油量改变，因此产生的油膜压力曲线也会发生改变。

从支撑力和惯性力角度：改变转速，转子产生的惯性力大小和方向都发生变化，支撑转子的油膜力大小和方向跟随改变，从而油膜压力曲线会随之改变。

### 2、为什么摩擦系数会随转速的改变而改变？

转速变化导致油膜压力曲线的变化，从而影响摩擦类型。在转速很慢时，轴与轴瓦之间是干摩擦。这时还没有形成油膜，轴与轴瓦直接接触，摩擦系数大。随着转速增大，逐渐变为边界摩擦（由于润滑油与金属表面的吸附作用，在金属表面上形成极薄的边界油膜）和流体摩擦（两接触表面被一层连续不断的润滑油膜完全隔开），这两种摩擦的摩擦系数都较小。

速度继续增大，动压油膜形成，摩擦系数最低。速度再继续增大达到混合摩擦（两接触表面同时存在着流体摩擦、边界摩擦和干摩擦）状态，摩擦系数增大，但始终比干摩擦系数小。

### 3、哪些因素会引起滑动轴承摩擦系数测定的误差？

- (1) 读数误差：百分表分度值大，读数不精确，对于格数小于 5 的尤为明显。
- (2) 转速存在波动，存在较大误差，转速低时影响更大
- (3) 调整转速后未等装置稳定，提前读数将造成极大误差
- (4) 实验过程中外载荷存在一定波动，引起误差

### 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。

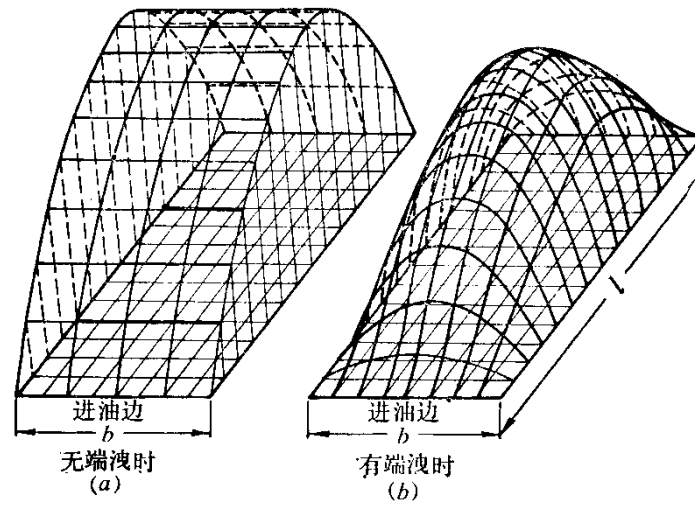
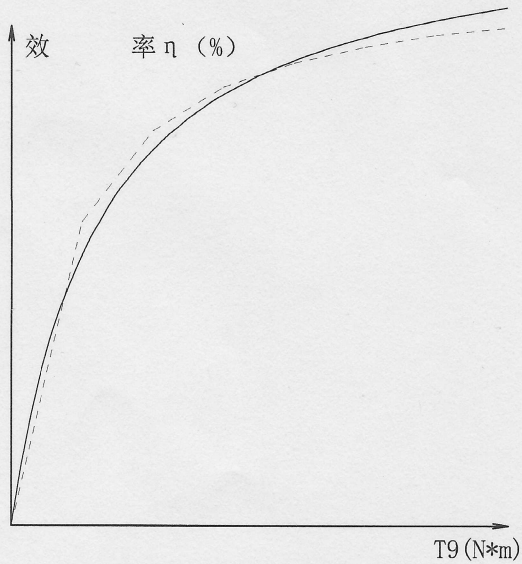


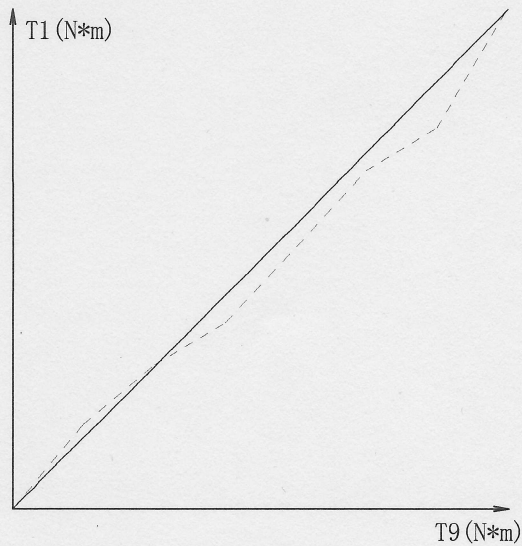
图 2—3 滑动轴承的压力分布

无端泄时，滑动轴承的压力分布为柱体，及在轴向压力基本不变；有端泄时，滑动轴承所有地方压力都减小。端泄会导致滑动轴承压力下降，其承载能力下降。但在供油充分的情况下，滑动轴承的端泄会减少发热，起到冷却的作用，可提高滑动轴承的承载能力。

测量次数:	1	2	3	4	5	6	7	8
电动机转速(r/m)	506.0	499.0	495.0	495.0	497.0	499.0	494.0	504.0
电动机输出转矩T1(N*m)	0.863	0.902	0.930	0.949	0.984	1.020	1.039	1.094
封闭力矩 T9 (N*m)	1.500	3.000	4.500	6.000	7.500	9.000	10.500	12.000
效率 $\eta$ (%)	65.152	83.619	89.073	91.749	93.207	94.166	94.923	95.334



当前曲线为指数方程拟合的



S=0.008 r=0.995

拟合次数:	二次拟合	三次拟合	四次拟合	五次拟合	六次拟合	七次拟合	八次拟合	指数拟合
剩余标准差S:	0.03237			0.01111				0.01054
相关指数R*R:	0.91293			0.98975				0.99419