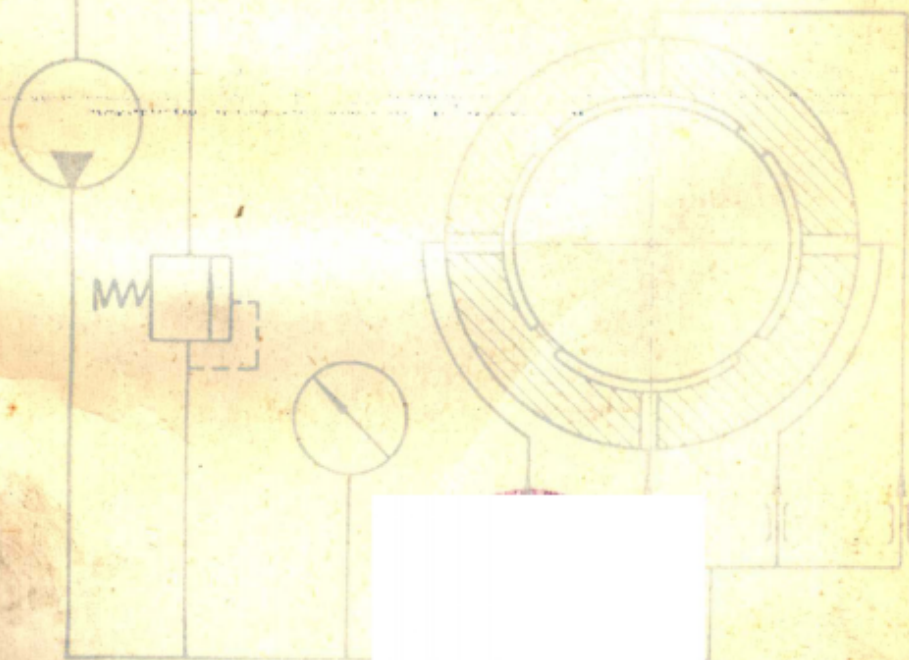


液体静压轴承

设计步骤

[英国] W. B. ROWE, J. P. O' DONOGHUE 著
郑州工学院机械系译



郑州工学院机械系资料室印

1975, 10

毛主席语录

古人、外国人的东西也要研究，拒绝研究是错误的，但一定要用批判的眼光去研究，做到古为今用，外为中用。

我们不能走世界各国技术发展的老路，跟在别人后面一步一步地爬行。我们必须打破常规，尽量采用先进技术，在一个不太长的历史时期内，把我国建设成为一个社会主义的现代化的强国。

译 者 的 话

在毛主席的无产阶级革命路线指引下，特别是经过无产阶级文化大革命，广大工人和工程技术人员对静压轴承的研究和应用得到了较好的成效，从而推动了静压技术的飞快发展，为我国的社会主义革命和社会主义建设事业作出了贡献。

我们遵照毛主席“洋为中用”的伟大教导，翻译了《液体静压轴承的设计步骤》这本书，供从事静压轴承工作的工人、技术人员和教师参考。

本书系根据英国1971年出版的W. B. Rowe和J. P. O' Donoghue 著的《液体静压轴承的设计步骤》译出的。前八章着重介绍最常用的静压轴承、静压导轨等的简化设计步骤，每章所阐述的设计步骤是各自独立的。第九章简要地介绍了静压轴承设计中的一些基本概念，对前八章介绍的设计步骤有一定的指导作用。

英文中“hydrostatic bearing”一词有静压轴承和静压导轨两种含意，故翻译时，有时将此词译为静压轴承、静压导轨或静压支承。

遵照毛主席“批判地吸收外国文化”的教导，我们对原文作了少量的删改。由于我们的思想水平和业务能力所限，译文中缺点和错误在所难免，希望读者批评指正。

郑州工学院 机械系

1974. 8.

目 录

译者的话	
第一章 径向静压轴承.....	(1)
第二章 开式静压导轨.....	(12)
第三章 锥形径向静压轴承.....	(23)
第四章 闭式静压导轨.....	(33)
第五章 复合径向止推静压轴承 (Yates轴承)	(42)
第六章 多油腔静压支承.....	(55)
第七章 球面静压轴承.....	(64)
第八章 环形多油腔静压止推轴承.....	(75)
第九章 静压支承设计步骤的基础.....	(82)

第一章 径向静压轴承

静压轴承的主要特点是用控制元件来补偿，其作用可根据外载荷的大小来调整油腔中的压力。常见的静压轴承型式见图 1，此轴承有四个充油的油腔，每个油腔分别与一个毛细管相通。在其它类型的轴承中，采用的控制元件可以是：小孔节流器、（每个油腔分别采用独立的）定流量阀或定流量泵、薄膜反馈节流器等。

设计者首先确定轴承油腔的尺寸，然后按设计步骤确定节流器。设计者常常愿意选用毛细管节流器，因为这时轴颈位置不受温度的影响，并且制造简单。但小孔节流式轴承的刚度比毛细管节流式的高，更有一优点是流量受温度变化的影响较小。采用定流量控制元件的轴承，刚度更加改善，并且流量变化更小。采用薄膜反馈节流器时，适当选择膜片的刚度可得到很高的轴承刚度。

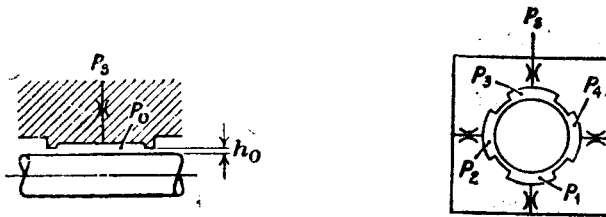


图 1 典型的四油腔径向静压轴承示意图

在设计步骤中，用给出的公式来预估流量，对窄封油面的轴承是精确的，对宽封油面的轴承则估计稍高。通常设计者应最少用超过额定流量的20%的流量来补偿制造公差和温度变化的影响。

在下述步骤中，设计者要确定轴承承受的最大载荷和轴承的转速，并要计算刚度和流量，以此作为选择轴承尺寸的依据。本设计步骤最重要的特点是按照下述的步骤通常可得到最小的功率损耗。

如果制造公差较宽，相应的要选较大的轴承间隙，则轴承中所消耗的总功率要比间隙小的轴承大。另外，为了避免温度过高和散热器过多，设法达到最小的功率损耗仍是重要的。

图 2 是两种型式的轴承结构示意图。图 2, x 的轴承油腔被轴向回油槽分开。这种轴承受载后，产生的轴颈偏离量与所受的载荷方向是一致的，而图 2, y 所示轴承在高速和大的

偏心率时不是这样的。还有，在同样的轴承间隙时，轴承x需采用比较大的流量。在大多数的实例中，一般多采用没有轴向回油槽的y型轴承，这是因为摩擦面积小，并且制造简单，同时，回油槽会引起空气进入轴承。

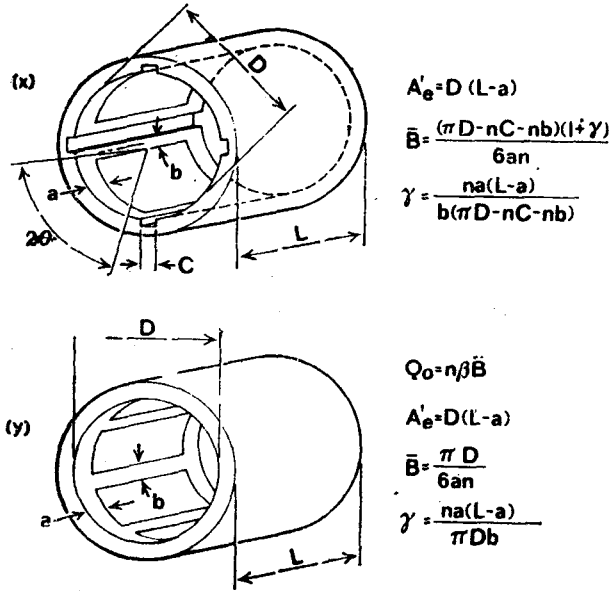


图2 窄封油面径向静压轴承

(x) 有轴向回油槽的轴承； (y) 没有轴向回油槽的轴承。 建议采用后者

使功率损耗最小的设计步骤是根据泵的功率等于轴承运转时滑动摩擦所消耗的功率拟订的。在理论上可以证明，如果严格按设计步骤进行，损耗的功率常在要求的最小功率损耗的15%以内，这是切合实际的。

设计步骤的依据

在文献〔2〕上给出径向轴承刚度方程式的导数〔所有文献列于每篇文章末〕和 Opitz〔3〕关于最小功率损耗条件的探讨。Rowe 和 O' Donoghue〔4〕详细的讨论了有关静压轴承设计的基本理论。其他的有关论文列于〔1〕、〔5〕中。

符 号

<p>P_s 供油压力</p> <p>P_r 油腔压力</p> <p>注脚_o 表示设计状态</p> <p>h 轴承间隙</p> <p>D 轴承直径</p> <p>L 轴承长度</p> <p>a 轴向封油面宽度</p> <p>b 周向封油面宽度</p> <p>c 轴向回油槽宽度</p> <p>W' 轴承的外载荷</p> <p>2θ 一个油腔所对应的夹角</p> <p>$\beta = \frac{P_{ro}}{P_s}$ 设计压力比</p> <p>γ 周向流动阻力=周向流量系数</p> <p>λ 刚度</p> <p>$\frac{\lambda}{\lambda}$ 无量纲刚度= $= \frac{\lambda h \omega'}{P_s D (L-a)}$</p> <p>$\frac{\lambda}{\lambda}^*$ 当$\beta = 0.5$时, 按毛细管公式得到的设计值</p>	<p>A_L 围绕一个油腔的封油面面积</p> <p>A_R 一个油腔的面积</p> <p>\bar{B} 油腔的流量系数</p> <p>v 轴承的滑动速度</p> <p>ΔT 油流过轴承引起的最大温升</p> <p>ρ 油的密度</p> <p>$S.G.$ 油的比重</p> <p>K_c 毛细管常数</p> <p>K_{or} 节流孔常数</p> <p>C_f 流量系数</p> <p>N'_t 由层流转变为紊流状态的临界速度</p> <p>ω Raimondi和Boyd速度系数</p> <p>$S.H.$ 油的比热</p>
---	--

轴承的设计步骤

- (1) 确定外载荷 W' 。
- (2) 确定轴承油腔数目 n 。
 当高精度轴承上的载荷方向不定时, n 应取为 6; 一般情况时, n 取为 4, 以便于制造。
- (3) 确定设计压力比 $\beta = P_{ro}/P_s$ 。
 取 $\beta = 0.5$, 可使轴承具有较高刚度。 β 不能大于 0.5, 但是为了减少流量, β 值可以降低到 0.2。
- (4) 确定轴承直径 D 。
 一般 $D_{(最小)} = \sqrt{0.015 W'}$, 单位取磅和吋, 这样能使供油压力不超过 300 磅/吋²。
- (5) 确定轴承长度 L 。
 一般取 $L = D$, 除非在空间上受限制。

(6) 确定轴承间隙h。

为了使消耗的功率最小和得到高的刚度，间隙应尽量地小并与制造公差相适应，也就是说 h_0 在制造公差的5~10倍范围内，一般取 h_0 为制造公差的7倍。

(7) 确定轴向封油面宽度a。

一般取 $a=b=L/4$ 到 $L/6$ 。

(8) 确定周向封油面宽度b。

一般取 $b=\pi D/3n$ (即当 $L=D$ 时，约取 $b=a$)。

(9) 对具有轴向回油槽的轴承，确定c。

一般取 $c=\pi D/8n$ 。

(10) 计算周向流量系数：

(a) 无轴向回油槽时，
$$\gamma = \frac{na(L-a)}{\pi Db}$$
;

(b) 有轴向回油槽时，
$$\gamma = \frac{na(L-a)}{b(\pi D - nc - nb)}$$
。

(11) 有轴向回油槽的轴承计算，

$$\theta = \frac{\pi}{n} - \frac{b+c}{D}$$

(12) 具有轴向回油槽的轴承，系数K值的计算。

$$K = \sin \theta \left[\frac{\sin \theta}{\theta} + r \cos \theta \right]。$$

(13) 计算 λ_0^*

对于毛细管节流式，从表1或从表2选用适当的公式，并取 $\beta=0.5$ ，对其他的控制元件，都用 $\beta=0.5$ 。这个规则是重要的，因为只有用这样的值才能使轴承有最大的安全载荷，并且对毛细管节流式是最可靠的。

表1 n个油腔无轴向回油槽的径向轴承的无量纲刚度 $\bar{\lambda}$ 。

n	毛细管节流式	小孔节流式	定流量式	薄膜反馈节流式
3	$\frac{1.08\beta(1-\beta)}{1+1.5\gamma(1-\beta)}$	$\frac{2.16\beta(1-\beta)}{2-\beta+3\gamma(1-\beta)}$	$\frac{1.08\beta}{1+1.5\gamma}$	$\frac{1.08\beta(1-\beta)}{1+1.5\gamma(1-\beta) - \frac{6\beta(1-\beta)}{\lambda_d}}$
4	$\frac{3.82\beta(1-\beta)}{1+\gamma(1-\beta)}$	$\frac{7.65\beta(1-\beta)}{2-\beta+2\gamma(1-\beta)}$	$\frac{3.82\beta}{1+\gamma}$	$\frac{3.82\beta(1-\beta)}{1+\gamma(1-\beta) - \frac{6\beta(1-\beta)}{\lambda_d}}$
5	$\frac{4.12\beta(1-\beta)}{1+0.69\gamma(1-\beta)}$	$\frac{8.25\beta(1-\beta)}{2-\beta+1.38\gamma(1-\beta)}$	$\frac{4.25\beta}{1+0.69\gamma}$	$\frac{4.25\beta(1-\beta)}{1+0.69\gamma(1-\beta) - \frac{6\beta(1-\beta)}{\lambda_d}}$
6	$\frac{4.30\beta(1-\beta)}{1+0.5\gamma(1-\beta)}$	$\frac{8.60\beta(1-\beta)}{2-\beta+\gamma(1-\beta)}$	$\frac{4.30\beta}{1+0.5\gamma}$	$\frac{4.30\beta(1-\beta)}{1+0.5\gamma(1-\beta) - \frac{6\beta(1-\beta)}{\lambda_d}}$

表 2 n个油腔有轴向回油槽的径向轴承的无量纲刚度 λ 。

n	毛细管节流式	小孔节流式	定流量式	薄膜反锁节流式
3	$\frac{4.5K\beta(1-\beta)}{1+\gamma(1-\beta)}$	$\frac{9K\beta(1-\beta)}{2-\beta+2\gamma(1-\beta)}$	$\frac{4.5K\beta}{1+\gamma}$	$\frac{4.5K\beta(1-\beta)}{1+\gamma(1-\beta)-\frac{6\beta(1-\beta)}{\lambda d}}$
4	$\frac{6K\beta(1-\beta)}{1+\gamma(1-\beta)}$	$\frac{12K\beta(1-\beta)}{2-\beta+2\gamma(1-\beta)}$	$\frac{6K\beta}{1+\gamma}$	$\frac{6K\beta(1-\beta)}{1+\gamma(1-\beta)-\frac{6\beta(1-\beta)}{\lambda d}}$
5	$\frac{7.5K\beta(1-\beta)}{1+\gamma(1-\beta)}$	$\frac{15K\beta(1-\beta)}{2-\beta+2\gamma(1-\beta)}$	$\frac{7.5K\beta}{1+\gamma}$	$\frac{7.5K\beta(1-\beta)}{1+\gamma(1-\beta)-\frac{6\beta(1-\beta)}{\lambda d}}$
6	$\frac{9K\beta(1-\beta)}{1+\gamma(1-\beta)}$	$\frac{18K\beta(1-\beta)}{2-\beta+2\gamma(1-\beta)}$	$\frac{9K\beta}{1+\gamma}$	$\frac{9K\beta(1-\beta)}{1+\gamma(1-\beta)-\frac{6\beta(1-\beta)}{\lambda d}}$

$$K = \sin \theta \left[\frac{\sin \theta}{\theta \text{ (radians)}} + \gamma \cos \theta \right]$$

(14) 计算供油压力 P_s 的最小值。

$$P_s(\min) = \frac{3W'}{\lambda_o^* D(L-a)}$$

如果计算的 P_s 太大，再按步骤 (4) 或 (5) 增大 D 或 L (或两者都增大)，并再重新计算。

(15) 决定所采用的 P_s 值。

(16) 由表 1 或表 2，按相应的控制元件计算 λ_o 。

(17) 计算刚度 λ 。

$$\lambda_o = \frac{P_s D(L-a)}{h_o} \cdot \lambda_o$$

如果刚度太低，增大 D 、 L 或 P_s 值，并重新计算。

(18) 用下面的近似公式计算最小的工作间隙，

$$h' = h_o - \frac{W'}{\lambda_o}$$

(19) 计算流量系数 \bar{B} ：

(a) 无轴向回油槽时， $\bar{B} = \frac{\pi D}{6 a n}$ ；

(b) 有轴向回油槽时， $\bar{B} = \frac{(\pi D - nc - nb)(1+\gamma)}{6 a n}$ 。

(20) 确定运转速度 v

$$v = \frac{\pi DN}{60}$$

式中 N ——每分钟转数。

如果 $v = 0$ ，或很低，如按步骤 (24) 计算的粘度很大而不切合实际时，则可忽视速度

的影响，并确定一个适用的粘度。

(21) 计算轴承中一个油腔的封油面的面积 A_L 。

(22) 计算轴承中一个油腔的油腔面积 A_R 。

(23) 计算一个油腔的有效摩擦面积 A_f

$$A_f = \frac{A_R}{4} + A_L \quad [\text{参考文献 5}]。$$

(24) 计算粘度 η

最佳的值可由下式计算

$$\eta = \frac{P_s h_o^2}{\nu} \sqrt{\left(\frac{\beta \cdot B}{A_f} \right)}$$

式中单位要用相适应的单位系统，对英制磅、吋、秒系统， η 的单位为雷 (reyns)，
(1 雷 = 1 磅·秒·吋⁻²)。

如果 η 是不切实用的低，首先将封油面的宽度降至最小值 $100 h_o$ ，然后，如果还需要的话，再增大 h_o ，从相应的步骤再重新计算。

(25) 计算总流量 q_o

$$q_o = \frac{P_s h_o^3}{\eta} \cdot n \beta B$$

(26) 计算经过轴承的最大温升：

(a) 当 $\nu \neq 0$ ，对最佳化轴承

$$\Delta T = \frac{2 P_s}{\rho \cdot F \cdot (S \cdot H)}；$$

(b) 当 $\nu = 0$

$$\Delta T = \frac{P_s}{\rho \cdot F \cdot (S \cdot H)}。$$

式中 F ——热功当量。

取相应的单位为磅·吋·秒系统，对采用轻介质的油时，

(a) 当 $\nu \neq 0$ 时

$$\Delta T \approx \frac{P_s}{70} (^\circ F)；$$

(b) 当 $\nu = 0$ 时

$$\Delta T = \frac{P_s}{140} (^\circ F)。$$

应指出，除非油中的热量在经过轴承之后被逸散掉，否则总的温升是相当大的。

毛细管节流器的设计步骤

(1) 决定油的密度 ρ

采用磅·时·秒单位时

$$\rho = S.G. \times 9.33 \times 10^{-6}$$

(磅·秒²/吋⁴)。

(2) 计算毛细管常数 K_c

$$K_c = \frac{(1 - \beta) P s}{q_0 \eta}$$

注：式中 q_0 只是用一个油腔的数值。

(3) 选择毛细管内径 d (参考图 3)。

(4) 计算 l

$$l = \frac{\pi d^4 K_c}{128}$$

l/d 值最好取大于 100, 以消除油流进及排出时的影响。

如果 l/d 太低, 应增加 d , 并重新计算 l 。

(5) 计算雷诺数 Re

$$Re = \frac{4 \rho q_0}{\pi d \eta}$$

如果 Re 大于 1000, 应增大 d , 并重新计算。

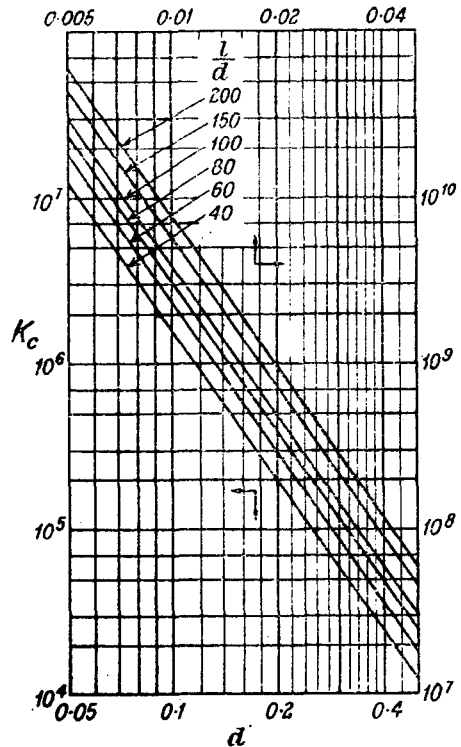


图 3 毛细管节流式径向静压轴承, 选择毛细管内径的关系曲线

小孔节流器的设计步骤

径向静压轴承的典型小孔节流器如图 4 所示。并参考图 5。同时, 应指出本设计步骤适用于 $d/D < 0.4$ 的情况。

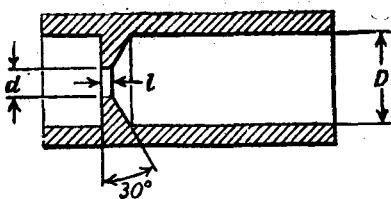


图 4 径向静压轴承的典型小孔节流器

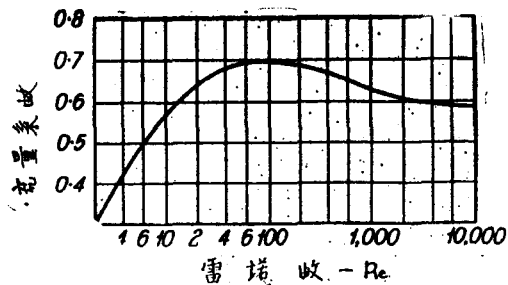


图 5 采用轻介质的机床油时, 雷诺数与流量系数的关系曲线

(1) 计算 $(q_0)^2$

注: 只用一个油腔的 q_0 值。

(2) 决定油的密度 ρ

用磅、时、秒单位时

$$\rho = S.G. \times 9.33 \times 10^{-5} \text{ (磅} \cdot \text{秒}^2 / \text{时}^4 \text{)}.$$

(3) 计算节流孔常数 K_{or}

$$K_{or} = \frac{(1 - \beta) P_s}{q_0^2}.$$

注: q_0 值只是一个油腔的数值。

(4) 计算节流孔面积 A

$$A = \frac{1}{C_f} \sqrt{\frac{\rho}{K_{or}}}.$$

除要求更精确外, 一般可设 $C_f = 0.6$ 。

(5) 计算节流孔直径

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}.$$

(6) 计算雷诺数 Re

$$Re = \frac{4\rho q_0}{\pi d \eta}.$$

(7) 如果需要修正 C_f 值, 则重新计算 (参考图 5)。

例 题

一个小孔节流式径向轴承, 无轴向回油槽, 轴承的载荷为 600 磅, 轴的转速 1800 转/分, 按设计步骤计算六个油腔轴承的相应项目。

解:

(1) $W' = 600$ 磅。

(2) $n = 6$ 。

(3) $\beta = 0.5$ 。

(4) $D = \sqrt{0.015 W'} = 3.0$ 吋。

(5) $L = 3.0$ 吋。

(6) $h_0 = 0.0015$ 吋。

(7) $a = 0.50$ 吋。

(8) $b = 0.50$ 吋。

(9) C ——不用。

(10) $\gamma = \frac{na(L-a)}{\pi Db} = 1.6$ 。

(11) e ——不用。

(12) K——不用。

(13) $\lambda_o^* = 0.76$ (由表1, 毛细管节流式的公式计算, 并取 $\beta = 0.5$)。

(14) $P_s (\text{min}) \approx 300$ 磅/时²。

(15) $P_s = 300$ 磅/时²。

(16) $\lambda_o = 0.93$ (由表1, 小孔节流式的公式计算)。

(17) $\lambda_o = 1.4 \times 10^6$ 磅/时。

(18) $h' \approx 0.0011$ 时。

(19) $\bar{B} = \frac{\pi D}{6 a n} = 0.52$ 。

(20) $\gamma = 280$ 时/秒。

(21) $A_L = 1.83$ 时²。

(22) $A_R = 2.67$ 时²。

(23) $A_f = 2.50$ 时²。

(24) $\eta = 0.75 \times 10^{-8}$ 雷。

(25) $q_o = 2.10$ 时³/秒。

(26) 流量 = 0.45加仑/分。

(27) $\Delta T = 4 \frac{1}{2}^\circ \text{F}$ 。

建议油腔深度为油膜厚度的20倍。

在高速时的探讨

(1) 层流的假设

在高速时, 层流可能变为紊流, 因此使上述的设计步骤失效, 从层流转变为紊流状态的临界速度, 可按Taylor方程式〔6〕、〔8〕计算

$$\pi D N_t' h \frac{\rho}{\eta} = 41.1 \sqrt{\frac{D}{2h}},$$

式中: D ——轴颈直径(时);

h ——径向间隙(时);

N_t' ——临界转速, 转/秒;

ρ ——油的密度;

η ——动力粘度, 即绝对粘度, 磅·秒/时²(雷)。

(2) 速度引起的动压效应

轴承速度引起更多的油流入承受高载荷的油腔, 比承受低载荷的油腔流进得多, 因此, 常使刚性增加而减小偏心率。但是, 当 β 值较低时, 如果偏心率大, 可能引起刚度的降低。

Raimondi 和 Boyd〔7〕给出一速度参数, 参数高时就出现动压效应; 等于零时, 为

纯静压轴承。

$$\omega = \frac{24 \pi N'_a (L-a) \eta}{h^2 P_s}$$

式中： ω ——速度参数；
 N' ——轴颈转速，转/秒；
 a ——轴向封油面宽度
 η ——动力粘度；
 h ——径向间隙；
 P_s ——供油压力。

Raimondi和Boyd发现一种典型毛细管节流式径向轴承，在偏心率为0.6及 $\omega=20$ 时，承载能力几乎增加一倍。

(3) 功率与温升

在低速时，功率只是消耗于将油压到供油压力。在高速时，由于轴承的摩擦需要能量，总的功率损耗 H_t 是油泵功率 H_p 与摩擦功率 H_f 的和。

当 H_f 在 $H_p \leq H_f \leq 3 H_p$ 范围内，最小功率损耗条件等于零。

因为油是热的不良导体，大多数热量是由油从轴承中带走。温升与经过轴承的供油压力成正比。

如果用 $H_p = H_f$ 进行最佳化，温升正好等于压油引起的温升的两倍，所以这个因素是设计步骤的基础。关于这一点的详细证明见Rowe和O'Donoghue写的一篇文章〔4〕。

参 考 文 献

(1) DeGast; "A New Type of Controlled Restrictor for Double Film Hydrostatic Bearings and its application to High precision Machine Tools". Proceedings of 7th M.T.D.R. Conference held at Birmingham University 1966(Pergamon Press)pp 273-298.

(2) W.B.Rowe; "Experience with Four Types of Grinding Machine Spindle". Proceedings of 8th M.T.D.R. Conference, held at Manchester University 1967 (Pergamon Press)pp.453-476.

(3) H.Opitz; "Externally Pressurized Bearings". Proceedings of Lubrication and wear Conference, I, Mech. E., Sept. 1967. pp.67-82.

(4) W.B.Rowe and J.P.O'Donoghue; "Hydrostatic Bearing Design", Tribology, vol.2, No.1, February 1969, pp.25-71.

(5) F.M.Stanstield; "The Design of Hydrostatic Journal Bearings". Proceedings of 8th International M.T.D.R. Conference held at the University of Manchester, Sept. 1967(Pergamon Press)pp.419-445.

(6) Wilcock, D.F.; "Turbulence in High speed Journal Bearings". Trans A.S.M.E., v. 72, 1950, pp.825-834.

(7) Raimondi and Boyd; "An Analysis of Orifice and Capillary compensated Hydrostatic Journal Bearings". Lubrication Engineering, January 1967pp.28-37.

(8) Fuller, D. D.; "Theory and Practice of Lubrication for Engineers". Wiley.

(9) Davies, P.B. et al; "The Behaviour of a Multi-recess Hydrostatic Journal Bearing". Proceedings of 9th International M. T. D. R. Conference held at Birmingham University Sept. 1963(Pergamon Press).

第二章 开式静压导轨

导轨要求摩擦小，磨损小和精度高，静压支承可以用于导轨上。对很多机床导轨来说，静压导轨的制造费用不比同样精度的其他导轨高。

空气支承对很多的应用场合是很有效的，并且不需回收油液。但是，空气支承支持的最大载荷和动态刚度都比油静压支承低，因此，设计高速切削机床时都宁愿采用油润滑。

设计者对方形的及简单的对称的静压导轨不需要有很多的经验就能快速而可靠地得到满意的设计。如果是一个既有方向性载荷又有力偶同时作用在一个复杂的静压导轨上的问题，就必须小心从事，并应参考作者们写的一篇更深入的文章〔1〕，这篇文章涉及所有静压支承的情况。

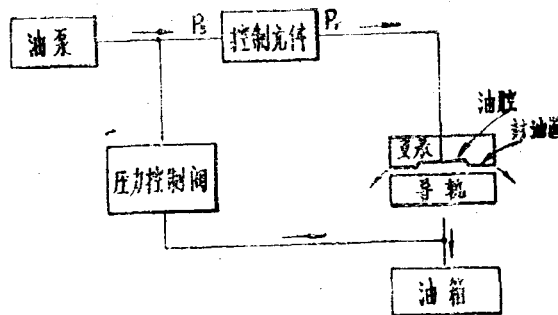


图1 静压支承原理

在导轨设计时，通常温升不是一个问题，导轨与很多其他静压轴承的应用情况相比，运转速度低，并可设计成小的流量。在低速支承中，散逸的热量与供油压力及流量成正比，一般不需配备专用的散热器。如果设计者对最小功率和温升的最佳化原理不清楚，可参考文献〔2〕和〔3〕。

图1是静压支承工作原理的简图，图中表示油从一个定压供油源经过一个控制元件到支承的油腔中去。所谓支承的油腔是指封油面所包围的和油腔压力相等的油膜。通常用的控制元件是毛细管节流器或小孔节流器，但也可以是定流量的阀或油泵，也可以是更先进的薄膜反馈节流器。控制元件在资料〔1〕和〔4〕中有详细的叙述。控制元件控制着载荷 W 和间隙的关系如下：对给定的载荷 W ，油腔中压力必须等于：

$$P_r = \frac{W}{A_e},$$

式中： A_e ——油腔有效面积。

这个油腔压力根据压力——流量特性决定经过控制元件的流量 q 。根据给定的流量和油腔压力，用下面的关系式决定导轨的间隙，

$$q = \frac{P_r h^3}{\eta} \cdot \bar{B},$$

式中： h ——导轨间隙；
 η ——油的绝对粘度；
 \bar{B} ——流量系数

符 号

<p>P_r 油腔压力</p> <p>P_s 供油压力</p> <p>W 支持的载荷或支承的推力</p> <p>A 支承的总投影面积</p> <p>A_e 假设P_r所作用的有效面积</p> <p>$\bar{A} = \frac{A_e}{A}$ 油垫面积系数（或载荷系数）</p> <p>h 导轨间隙</p> <p>η 绝对粘度即动力粘度</p> <p>$\bar{B} = \frac{q\eta}{P_r h^3}$ 油腔的流量系数</p> <p>注脚o 表示在设计工作状态</p>	<p>$\bar{W} = \frac{W}{P_s A_e}$ 无量纲载荷</p> <p>λ 刚度</p> <p>$\bar{\lambda} = \frac{\lambda h_o}{P_s A_e}$ 无量纲刚度</p> <p>$\bar{X} = \frac{h}{h_o}$ 无量纲导轨间隙</p> <p>$\beta = \frac{P_r o}{P_s}$ 设计压力比</p> <p>H 油泵功率</p> <p>$\bar{H} = \frac{H A^2 \eta}{W h^3} = \frac{\bar{B}}{A^2}$ 无量纲油泵功率</p> <p>ΔT 油从入口到出口处的最大温升（导轨速度为零）</p>
---	---

基 本 关 系 式

设计者的主要目的要保证以下几点：

- （1）流量（ q ）不应过大；
- （2）导轨应有足够的刚度（ λ ）；
- （3）导轨应能支持最大的外载荷，并不损伤导轨。设使导轨产生失效的载荷为 $W_{\text{极限}}$ ，实际上，一般设计时最大载荷小于 $W_{\text{极限}}$ ，并以 W_{max} 表示最大载荷。

计算的基本关系式可以用供油压力 P_s 、设计间隙 h_o 、油的粘度 η 和支承的总投影面积 A 等主要设计参数表示，以避免对导轨油腔几何形状和控制元件特性的计算，并可利用无量纲系