



国外摩擦学

上海机械工程学会摩擦学学组 主编



GUOWAIMOCAOXUE

科学技术文献出版社



1960/06

11111
3

目 录

流体静压轴承基本特性及设计原理
——[日] 稻崎一郎..... 1

流体动压径向轴承的计算机最优设计
——[英] D. Dowson J. N. Ashton15

预测紊流轴承特性的设计图表
——[美] D. R. Garner G. J. Jones F. A. Martin.....31

可倾瓦轴承的运行界限
——[美] A. J. Leopard50

边界润滑套筒轴承的新设计方法
——[美] W. A. Glaeser K. F. Dufrane.....68

弹性流体动压润滑的基本原理
——[日] 森 美郎.....84

弹性流体动压油膜理论在工业齿轮传动中的应用
——[英] E. J. Wellauer G. A. Holloway.....108

论机械磨损理论
——[英] J. Halling..... 126

低速柴油机缸套的磨损
——[英] J. Nadel T. S. Eyre141

耐磨高锰铸铁
——[英] B. Lambert P. Poyet P. L. Dancoisne
..... 150

摩擦技术用材选择及摩擦测量作用

——[英] A. W. J. de Gee..... 163

铁谱术

——[英] R. Bowen D. Scott W. Seifert V.
C. Westcott.. 178

密封技术的最新发展动向

——[日] 清水英雄 高桥美实..... 189

极压、抗磨添加剂和双曲线齿轮油

——陶德华编译..... 204

流体静压轴承基本特性及设计原理

[日] 稻崎一郎

一、前言

静压轴承与其他动压轴承，滚动轴承等相比，具有下列基本优点：

(1) 在相对滑动速度极小，包括零的情况下也具有充分的承载能力；

(2) 摩擦阻力小；

(3) 由于能实现完全的流体润滑，不发生金属直接接触，所以只要工作流体供给系统不发生故障，则轴承的寿命是无限大的；

(4) 可按特定要求进行设计，实现各种轴承特性（承载能力、功率、温升、摩擦力、刚度等）。

另一方面，虽说其设备费用高，但若机床中的轴承和导轨面等应用静压润滑方式后，能得到在其它方法中难以得到的高刚度及良好的运动精度。轴承本身无磨损这一点，在机床中就能长期地维持它的精度。另外，摩擦力小意味着功率损耗减小，并且轴承部分的允许加工误差也可取较大值。这些优点也完全足以补偿静压轴承初期设备费用高这一缺点。

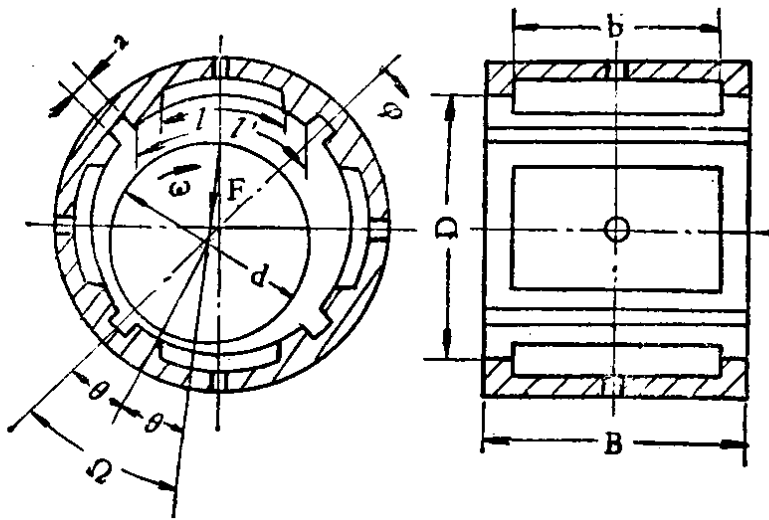
根据上述理由，近年来静压轴承作为机床的润滑元件有着应用越来越广的倾向。然而，当设计时要给出足够的具体资料

和指导却是比较困难的。尤其是关于相对滑动速度对静压轴承的工作情况具有怎样影响尚未搞清楚的问题还是很多。此外,上述的优点(4)实际上由于决定轴承系统工作情况的参数过多,因而,在设计具有特定性能要求的轴承时,要得出非常确切的设计步骤是极为困难的。

本文将介绍流体静压轴承中最常用的定压型工作方法(使用毛细管节流)的基本特性并列出其应用于机床轴承时的实用的设计步骤。

二、静压轴承的基本特性

一般的静压径向轴承的结构如图1所示,圆周方向具有四个油腔。油腔数越多,则轴承刚性的异向性越小,实际上只要偏心率不特别大,四个油腔已完全能满足要求了。图1中表示的是在轴向封油面上开有回油槽(有周向回油——译者注)的情况,但也有不开回油槽(无周向回油)的情况。后者比前者具有承载能力大,刚性高,及从回油槽混入空气的危险小等的优



$$\beta = B/D, \quad l' = \pi D_j/4, \quad l = \pi D_j k/4, \quad b = iB$$

图1 静压径向轴承的形状

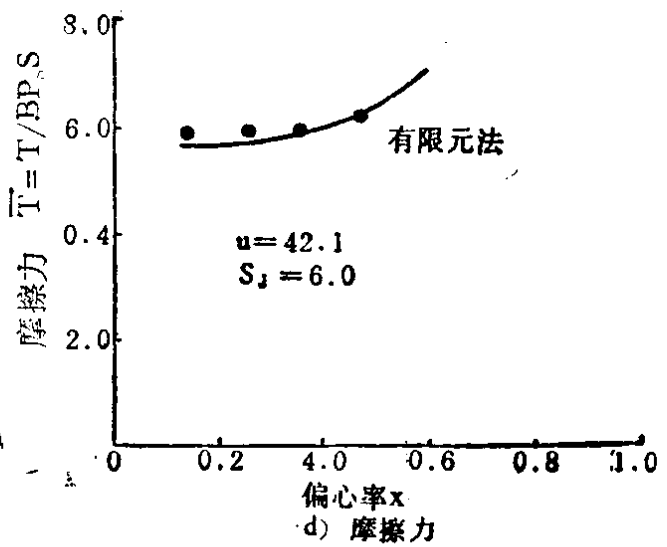
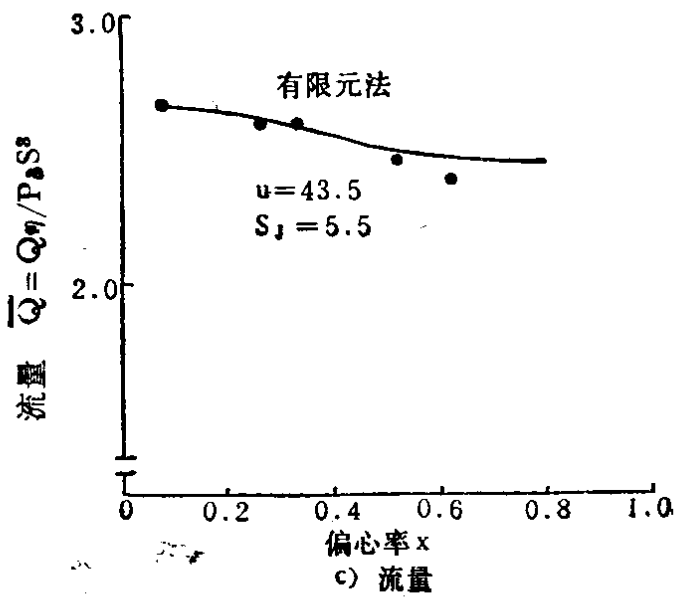
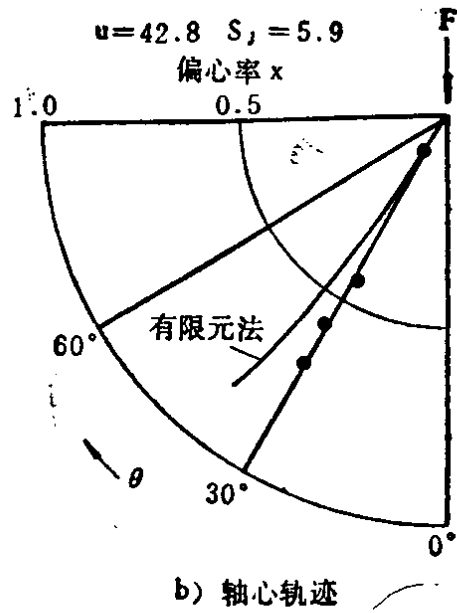
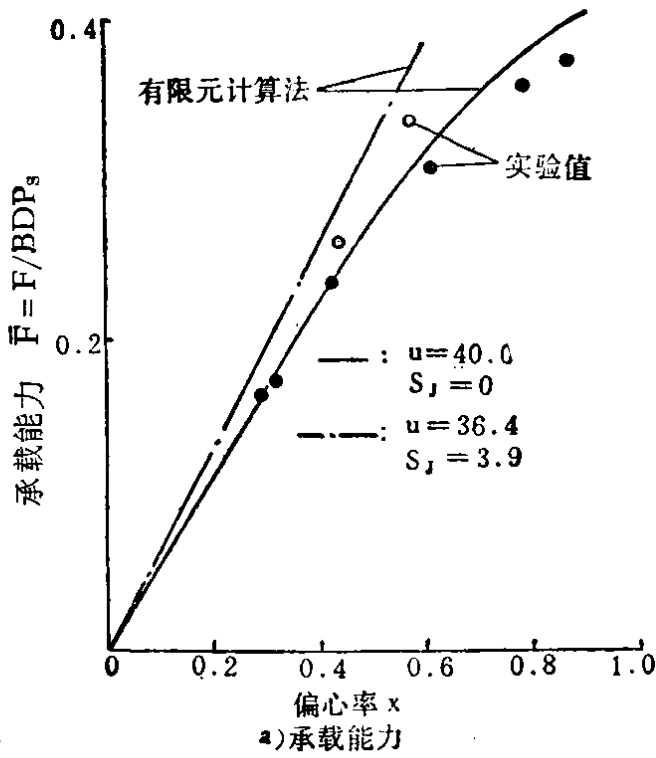
点。然而另一方面由于轴承内工作流体进行循环，故具有使流体的温度显著上升和粘度显著变化的缺点。本文将仅对前一种形式、即具有四个油腔，并具有回油槽的轴承的基本特性作介绍。

静压轴承具有不同间隙的油腔和封油面，同时采用各种不同的形状。因此，在计算轴承面内的压力分布和分析它的特性时，不得不采用某种数值解法。尤其是当轴在转动时如要考虑它的动压效应，则数值解法也是相当复杂的。通常应用的数值解析法有差分法或有限元法。一般认为从编制好的计算机程序的通用性这一点来看，有限元法比较优越。下面列出了一个用有限元法计算流量 Q ，摩擦力 T ，承载能力 F 等的例子（图 2）^[1]，在图 2 中，与计算结果一起还列出了由 Heil^[2]所做的实验结果。图 2 的纵座标为各特性的无因次量，横座标为偏心率 $x(=e/s)$ 。表示动压效果的程度的参数为 $S_J(=\eta\omega D^2/P_s s^2)$ ，式中： η ——粘性系数， ω ——轴的回转角速度， D ——轴承直径， P_s ——供油压力， s ——平均半径间隙）在 S_J 值比较小的时候，计算值和实验值相当接近。图中参数 $u(=\delta^4/\lambda s^3)$ ，式中： δ ——毛细管直径， λ ——毛细管长度）表示轴承系统的节流特性。轴偏心为零时，油腔的压力 P_r 和供油压力 P_s 的比（节流比）与 u 之间有下列的关系

$$\bar{P}_0 = \frac{P_r}{P_s} = 1 / \left[1 + \frac{1}{u} \frac{128\bar{B}}{\pi} \right] \quad (1)$$

这里 \bar{B} 为流量系数，是仅根据轴承的几何形状所决定的无因次量。 \bar{B} 值对于已知轴承形状，可用有限元法等求出。

当轴的回转速度增大，动压效果的影响显著时，由理论计算知，在轴承间隙增大的一侧开始产生负压，正如后面讲的那样，从保持静压轴承的总消耗功率（泵功率+摩擦功率）最小和



$\beta=1.0, i=0.75, j=0.85, k=0.64, \Omega=45^\circ$, 油腔深度(S_r)
为平均半径间隙(S)的8.4倍

图 2 静压径向轴承的各特性

尽可能降低系统温升的观点来看，是不希望产生负压状态的。因此，如果把讨论集中在不产生负压，也即动压效果比较小的范围(S_J 值小)内则关于承载力，摩擦力和流量可得出^[3]如下的简单的表达式：

$$\text{承载力的径向分力： } F_r = BDP_s f_r \quad (2)$$

$$\text{承载力的切向分力： } F_t = BDP_s S_J f_t \quad (3)$$

$$\text{流量： } Q = P_s s^3 n_p / \eta \quad (4)$$

$$\text{摩擦力： } T = B P_s s S_J n_f \quad (5)$$

上式中 f_r 、 f_t 、 n_p 、 n_f 等是根据轴承表面的几何形状、油腔深度、节流比、偏心率等决定的，无因次量。由式(2)(3)可知，承载力的径向分力与轴的转速无关，仅与静压效果有关，而切线方向分量则与转速成正比，如图3所示。

数值计算的结果表明，若保持节流比为0.5，则对应于各种偏心率的承载能力最大的场合，封油面越狭，总消耗功率也越小。因此在 $\beta=1.0$ ， $i=0.867$ ， $j=0.85$ ， $k=0.8$ ， $\bar{P}_0=0.5$ 时，对应于各个偏心率计算出的 f_r ， f_t ， n_p ， n_f 的值示于图4。图中

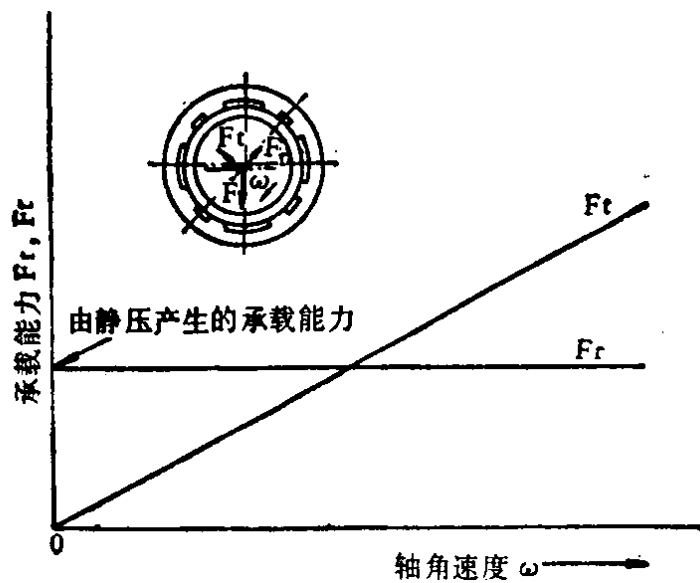


图3 静压径向轴承的承载能力的组成

各值是按油腔深度 $S_r > 300s$ 计算的。在该范围中, 承载能力, 摩擦力也就是 f_r, f_t, n_f 等参数, 它们是和油腔深度无关的, 而成为只与各个偏心率特有的值。换句话说, 若把油腔深度做成平均半径间隙的 300 倍以上, 则可以把油腔内的压力看作是一定的。这意味着油腔中产生的摩擦力与封油面上摩擦力相比, 可以忽略不计。

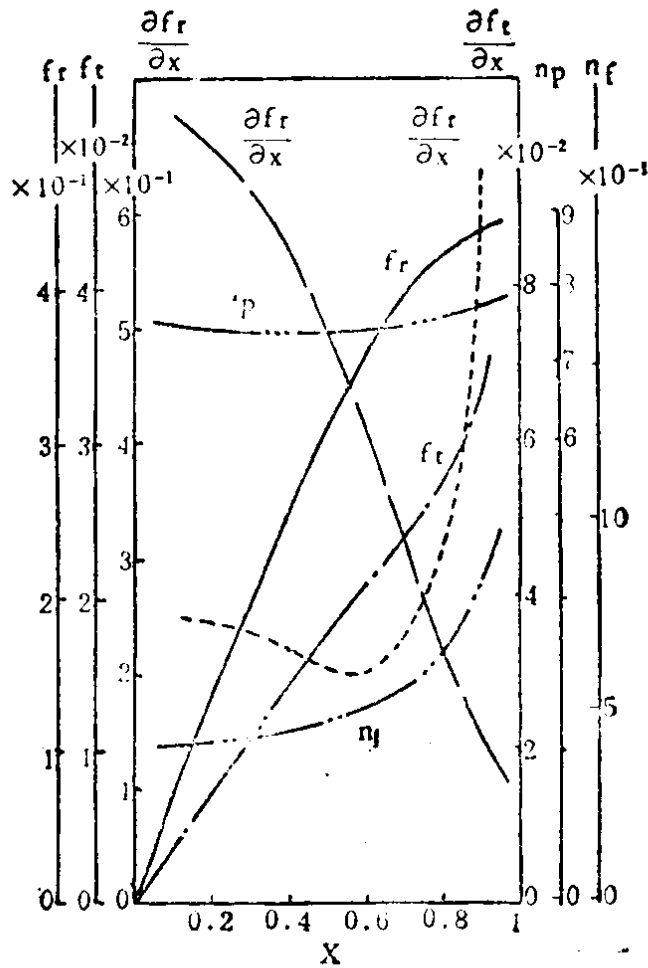


图 4 各参数与偏心率的关系

由式(2)(3)可得到总承载力 F 及静刚度 $K = \frac{\partial F}{\partial (xS)}$ 如下:

$$F = BDP_s \sqrt{f_r^2 + (S_j f_t)^2} \quad (6)$$

$$K = \frac{F}{s} \cdot \frac{f_r \left(\frac{\partial f_r}{\partial x} \right) + f_t S_J^2 \left(-\frac{\partial f_t}{\partial x} \right)}{f_r^2 + (S_J f_t)^2} \quad (7)$$

图 4 中也同时表示出 $(\partial f_r / \partial x)$, $(\partial f_t / \partial x)$ 的值。因此, 利用图 4 与式(4)~(7)可计算出轴承的基本特性值。

三、静压径向轴承的最佳工作条件

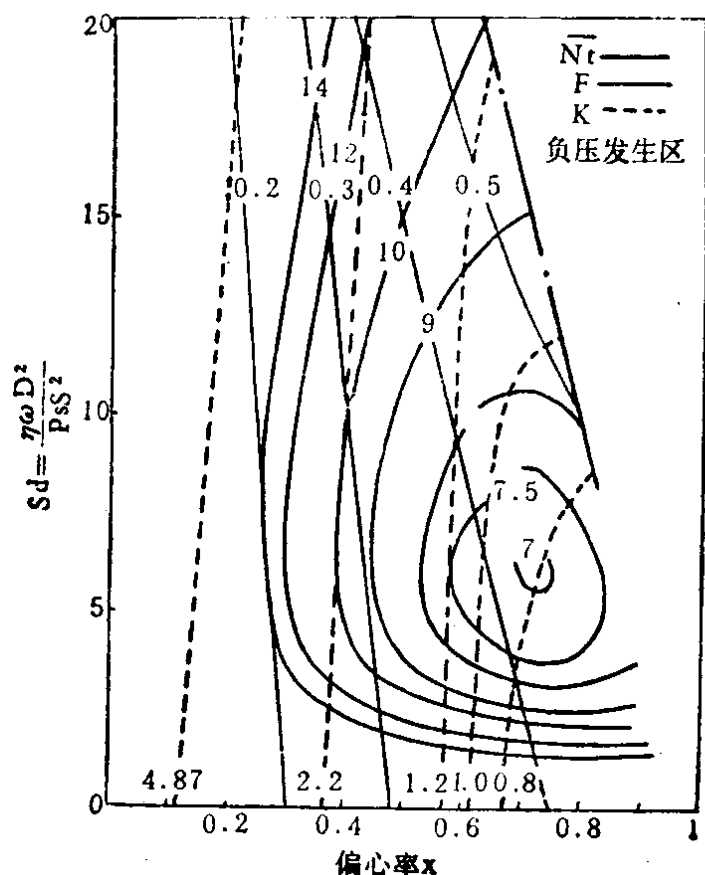
对于机床的主轴轴承, 首要的性能是回转精度高、温升高、刚度低。静压轴承能很好地满足这些要求。因此, 适宜用作机床主轴轴承。本节要说明, 当把轴的回转速度和负载作为已知的设计条件时, 确定满足这些条件并使轴承系统的平均温升最小(总消耗功率最小)的工作条件的步骤以及满足这种要求的轴承面的形状。

油泵功率 N_p 和摩擦功率 N_f 的和, 即总消耗功率 N_T 可由式(4)(5)得出如下的计算式

$$N_T = FS\omega \frac{n_p / \beta S_J + n_f S_J / 2}{\sqrt{f_r^2 + (S_J f_t)^2}} \quad (8)$$

从上式可知, 设载荷 F 和轴的角速度 ω 已给定, 则只要轴承制造上允许, 平均半径间隙 S 做得越小越好。因此, 若把该最小间隙取为 s_{min} , 则只要求出对于给定的轴承形状, 使无因次量 $\bar{N}_T = N_T / F s_{min} \omega$ 成为最小时的偏心率 x 和参数 S_J 的值就可以了。但是节流比根据前面所述的理由取为 0.5。

图 5 是把由式(6)、(7)求得的无因次承载力 $\bar{F} = F / BDP_s$, 无因次静刚度 $\bar{K} = Ks / F$, 及无因次总消耗功率 \bar{N}_T 画在 $S_J - x$ 坐标中。由图可知, 在 $S_{Jopt} \doteq 5.7$ $x_{opt} \doteq 0.7$ 处得到总消耗功率的最小值时 $N_f / N_p \doteq 1.3$, 该最佳点不处在轴承中产生负压的



(轴承形状与图4同)

图5 静压径向轴承的工作特性

注：原文图中F、K应为 \bar{F} 、 \bar{K} ——译者注

领域。

下面说明利用图5决定最佳工作条件的步骤。此时已知值为： \bar{F} ， s_{\min} ， ω 及轴承形状，应求的值是 P_s ， δ ， λ ， η ， N_P ， N_F ， K 。

(1) 可读得通过最佳点 $S_{J_{opt}}=5.7$ ， $x_{opt}=0.7$ 的承载力的曲线上的值为 $F=0.42$ 。因此，从 $P_s = F/0.42BD$ 可确定供油压力 P_s 。

(2) 对于已知轴承形状 ($\beta=1.0$ ， $i=0.867$ ， $j=0.85$ ， $k=0.8$)，由于流量系数根据有限元法求得为 $\bar{B}=3.73$ ，所以，将该值及 $\bar{P}_0=0.5$ 代入式(1)中即可求得 u 。因而，根据 $u = \delta^4 / \lambda s_{\min}^3$

的关系式求出毛细管的直径 δ ，长度 λ 。

(3) 工作流体的最佳粘性系数可由 $\eta_{opt} = S_{Jopt} P_s s_{min}^2 / \omega D^2$ 决定。根据上述过程求得的工作条件，偏心率 $x = 0.7$ 是自动满足的。

(4) 所需的油泵功率 N_P 及摩擦功率 N_F 可由：

$$N_P = 3.1 F \cdot s_{min} \omega, \quad N_F = 3.8 F s_{min} \omega \text{ 求得。}$$

上面的设计步骤中，未涉及轴承的静刚度 K 。从图 5 可以看出最佳工作点的无因次静刚度的值 $\bar{K} = 0.85$ (原文错为 $K = 0.85$ ——译者注)。因此，此时的静刚度可由 $K = 0.85 F / S_{min}$ 求得，但这是轴的微小位移给与的与定常的偏心方向一致时 (所产生) 的承载力的变动量 ΔF ，而实际上最终的承载力 $F + \Delta F$ 的作用方向和定常的承载力 F 的方向是不一致的。当分析机床主轴上的作用力时，安装在主轴上的工件或工具等的自重 (定常的承载力) 的作用方向和切削力 (承载力的变动量) 的作用方向也是随加工条件而变的，因此，主轴轴承系统的静刚度的详细的分析是相当复杂的。所以本文所述的静刚度的计算方法是比较初步的。

当研究机床的主轴系统的性能时，不仅轴承的静刚度，而且它的动刚度，即振动特性也是很重要的。关于这种静压径向轴承的振动特性，现在尚无对设计上有用的充分的资料。若根据在笔者的研究室中进行的，关于动刚度的基础的分析结果，可知下列性质：

(1) 轴在静止状态时，节流比越小，则动刚度越高，然而偏心率的影响不太大；

(2) 轴在转动时，在它转数的 $1/2$ 附近的频率激振，并出现共振；

(3) 轴承系统的静刚度，动刚度随变动力的作用方向而不

同。

最后谈谈轴承面的形状对总消耗功率的影响。其中最重要的因素是封油面的宽度,该值越小,也即 i, j 的值越大时,则总消耗功率越小。因此,这里把 $i=0.867, j=0.85, k=0.8$ (此时轴向与周向的封油面宽度相等)作为推荐值,前面的说明全都是针对这种形状的轴承而言的。

四、静压推力轴承的基本特性和设计步骤

在静压推力轴承的情况下,若两滑动面保持平行时,可不考虑由所谓油楔效应而引起的动压效应。因此其特性的分析比径向静压轴承容易。在用作机床主轴轴承时,一般采用的是对置油腔的型式。因此,这里就图 6 所示型式的轴承的特性进行说明假定节流器仍采用毛细管。

设计时首先遇到的问题是用几个油腔。这对考虑起着很大

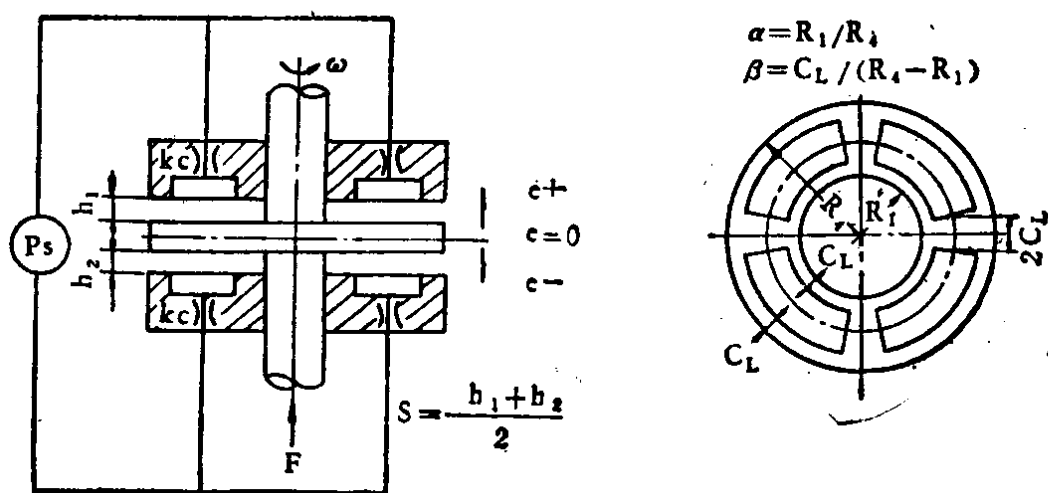


图 6 对置油腔形静压推力轴承

作用的力矩的恢复力是重要的。若用一个油腔(即圆环状油腔),则它对力矩的恢复力极小,机床主轴轴承不能得到良好的性能。若做成多个油腔,根据力矩所起的作用的方向不同,产生的恢复力也有差异,但是这种异向性,也包括起作用的力矩迅速不断变化的(动态的)情况,在通常使用范围内,采用四个以上油腔时一般就认为(异向性)已基本消除^{[4][5]}。例如图7是表示在静力矩起作用的情况下,力矩方向不同时倾斜率的情况。虽然,这是单侧油腔型式的情况,但可认为,当力矩作用于油腔中心方向(R)或封油面中心方向(L)时,它的倾斜率并无显著的差别。因此下面仅讨论具有四个扇形油腔的推力轴承。

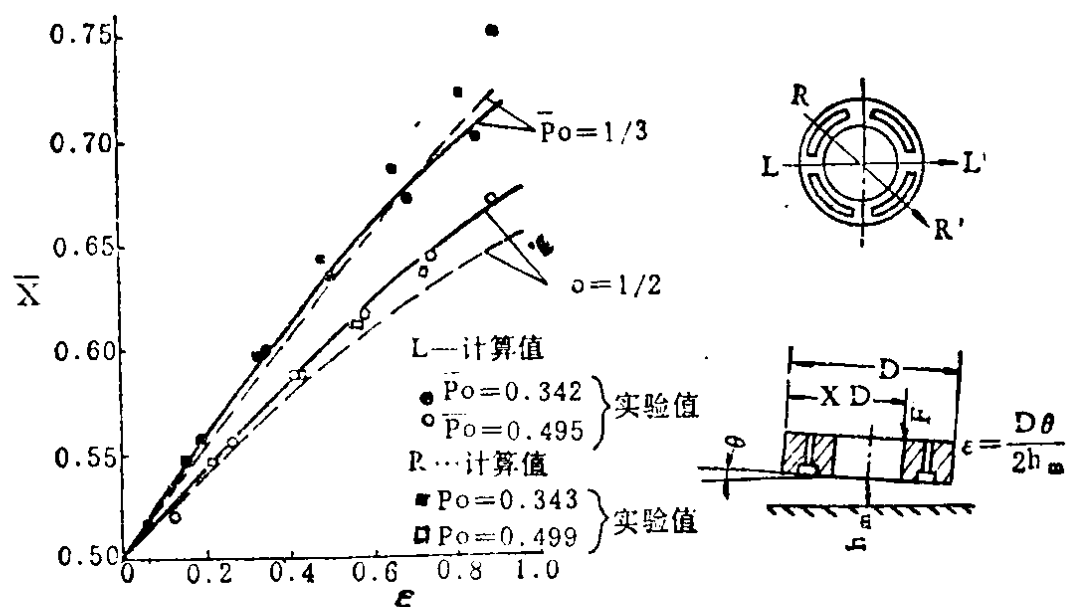


图7 静压推力(单侧油腔)的倾斜特性

与静压径向轴承的情况相同,也是把总消耗功率作为目标函数,要使它达到最小值,这里

$$N_T = F s \omega \left(n_p S_T C_f + n_f \frac{1}{S_T} C_f \right) \quad (9)$$

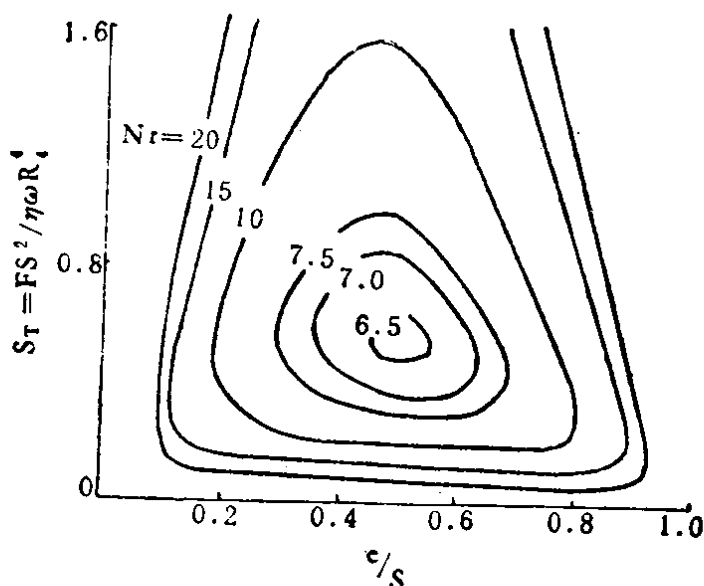


图 8 静压推力轴承的工作特性 ($\alpha=0.6 \beta=0.2$)

式中

$$C_p = \left(\frac{a^3}{\sqrt{a^3/b^3+1}} + \frac{b^3}{\sqrt{b^3/a^3+1}} \right) / \left(\frac{1}{\sqrt{a^3/b^3+1}} - \frac{1}{\sqrt{b^3/a^3+1}} \right)$$

$$C_f = \frac{2}{ab}, a = 1 - \frac{e}{s}, b = 1 + \frac{e}{s}, s = \frac{h_1 + h_2}{2}, S_T = \frac{Fs^2}{\eta \omega R_4^4} \quad (10)$$

s_r 是由轴承的工作条件决定的无因次量。 n_p, n_f 是仅由轴承面的几何形状决定的无因次量，对各种轴承形状必须根据有限元法进行数值计算。

如果是图 6 中所示的轴承面形状，即在油腔间的封油面上不开回油槽，其形状是根据参数 α 及 β 决定。

下面摘要列出在笔者的研究室中得到的数值解的结果^[6]。在轴静止的情况下，只要考虑油泵的功率就可以了，此时对于任何工作条件，都是在 $\beta=0.3$ 时消耗功率最小。另一方面当轴旋转时，则总消耗功率随 β 减小而减小，然而当 $\beta < 0.2$ 时，

消耗功率的减小速度慢，所以兼顾到轴静止的情况时，一般希望取 $\beta=0.2$ 。分析的结果表明 $N_F/N_P=1.0$ 时总消耗功率为最小。在该条件下，参数 α 越小，则总消耗功率越小。因此，考虑到轴承尺寸上的限制，推荐 $\alpha=0.6$ 。

另外，在任意的偏心量 e/s 下，若按下式计算毛细管尺寸，则为了支持一定的负载所必需的供油压力 P_s 将为最小。

$$\frac{\delta^4}{\lambda} = \frac{128}{\pi} \bar{B} s^3 \sqrt{a^3 b^3} \quad (11)$$

此时必要的供油压力 P_s 为

$$P_s = \frac{F}{\pi R_4^2 (1-a^2) \bar{A} \left(\frac{1}{\sqrt{a^3/b^3+1}} - \frac{1}{\sqrt{b^3/a^3+1}} \right)} \quad (12)$$

图 8 中表示出 $\alpha=0.6$, $\beta=0.2$ 的对置油腔型式推力轴承的无因次总消耗功率的等高线。由该图可知： $S_T=0.56$, $e/s=0.5$ 时， \bar{N}_r 得到最小值，约为 6.4。当负载 F ，轴的角速度 ω ，轴承半径 R_4 ，最小允许间隙 s_{\min} 给定时，利用图 8 决定轴承最佳工作条件的步骤如下：

(1) 由图 8 (原文为图 7 ——译者注) 读得轴承面形状取为 $a=0.6$, $\beta=0.2$ (此时 $\bar{B}=10.35$, $\bar{A}=0.79$) 时， S_T , e/s 的最佳值为 $S_T=0.56$, $e/s=0.5$ 。

(2) 由 $\eta_{opt} = F s_{\min}^2 / 0.56 \omega R_4^4$ 求出最佳粘性函数。

(3) 由式(11)求出最佳毛细管尺寸 δ , λ ，并由式(12)求得此时的供油压力 P_s 。

(4) 上面决定了使总消耗功率保持最小的工作条件，此时的轴承静刚度为

$$K = 1.5 \frac{F}{s_{\min}}$$

(5) 必要的功率是 $H_p = H_F = 3.2 F S_{\min} \omega$

由于在静压推力轴承的情况下所给出的各特性值的公式比较简单,所以,也可用其它方法例如把静刚度,流体的粘性系数等作为限制条件,以总消耗功率作为目标函数,按非线性的设计法来求出最佳点。上述的步骤未考虑这些限制条件的情况。

关于静压推力轴承的动刚度,当振动形式为直线运动(在保持轴承面平行状态下,与轴承面垂直的振动的情况)时,可以认为由上述步骤得出的条件,通常能保证足够的动刚度。

五、后 记

本文简述了静压径向,推力轴承的基本特性,并列出了为使总消耗功率达到最小的简化设计步骤,只要对刚度的要求不特别高,按本文所示的步骤,能简便地设计出最佳的轴承系统。

在轴承的工作过程中,流体的温度在毛细管的流入处和流出处,尤其是在封油面上各处是不同的,因此粘度是不同的,严格地说应考虑这些影响并加以修正,本文中把该问题省简了。

(参考文献略)

丁振乾译 毛伟华校

选自《高精度》 Vol. 8, No. 1 (1977年)