

流体静压轴承及其应用

**LIU TI JING YA
ZHU CHENG JI
BI YING YONG**



科学技术文献出版社重庆分社出版

流体静压轴承及其应用

(英)F. M. 斯坦菲尔特著
重庆大学镗铣床研制组译

科学技术文献出版社重庆分社

一九七五年十二月

流体静压轴承及其应用

[英] F. M. 斯坦菲尔特 著

重庆大学镗铣床研制组 译

科学技术文献出版社重庆分社出版

(重庆市市中区胜利路91号)

重庆印制一厂印装

新华书店重庆发行所发行

各地新华书店经售

15176·111 开本16 字数190千字 印张8 0,001~10,000册 定价(7)¥0.95元

1975年12月第1版

1975年12月重庆第1次印刷

译 者 的 话

随着我国社会主义革命及社会主义建设的飞速发展，近几年来静压轴承新技术在国内应用得愈来愈多，由于它具有一些无与伦比的优点，现正被迅速推广之中。

为了希望有助于读者从基本原理上掌握这门新技术，特翻译了本书，连载在重庆大学镗铣床资料汇编第4、5、6期。现应读者的要求，印成单行本。

本书对流体静压轴承作了系统而简明的阐述。内容包括单向载荷静压导轨，可逆载荷静压导轨及径向、止推、圆锥等液体静压轴承，介绍了它们的工作原理，基本理论，机械结构、设计公式、制造及调整方法，并附有应用计算实例。对气体静压轴承也作了简略介绍。原著的不足之处是对诸如滑阀反馈及薄膜反馈等自调节流器未有阐述。

本书适用于具有静压轴承设备的机械的操作工人，机械设计人员参考，也可供理工科大专院校师生阅读。

F. M. Stansfield

《Hydrostatic Bearings for Machine Tools and Similar Applications》

The Machinery Publishing Co. Ltd. 1970

目 录

前 言	(1)
第一章 专用术语	
1. 引言 (略)	(1)
2. 语 汇	(1)
3. 符 号	(2)
4. 符号的足注	(4)
第二章 静压轴承引论	
1. 静压润滑原理	(7)
2. 静压轴承的优缺点	(10)
3. 液体及气体润滑剂的比较	(11)
4. 静压支承的设计	(13)
5. 静压轴承的应用	(16)
第三章 承受单向载荷的静压油垫	
1. 绪 言	(17)
2. 静压导轨的原理	(17)
(i)各种形状油垫的一般原理	(18)
(ii)圆形油垫	(26)
(iii)矩形油垫	(28)
(iv)其它形状油垫	(31)
3. 有关静压导轨性能的有关事项	(33)
4. 工作性能与设计参数的关系	(34)
5. 油腔压力的控制	(41)
6. 制造及调整	(44)
7. 一套典型静压油垫的特性及工作性能	(50)
第四章 对向油垫支承	
1. 绪 言	(55)
2. 直接对向油垫	(55)
3. 对斜油垫	(66)
第五章 径向轴承	
1. 绪 言	(71)
2. 设计问题	(75)
3. 设计原理	(80)

4. 设计工作中公式的应用.....	(84)
5. 径向静压轴承的应用.....	(88)
6. 径向静压轴承的制造.....	(89)
7. 典型实例.....	(92)
第六章 旋转推力轴承	
1. 单油腔及多油腔旋转推力轴承.....	(95)
2. 单油腔旋转推力轴承.....	(96)
3. 径向轴承及单油腔旋转推力轴承的组合.....	(99)
4. 多油腔推力轴承.....	(101)
5. 设计原理.....	(103)
6. 典型实例.....	(105)
第七章 圆锥静压轴承	
1. 绪 言.....	(108)
2. 单一圆锥轴承.....	(108)
3. 双圆锥多油腔轴承.....	(109)
4. 分析设计原理.....	(111)
5. 制 造.....	(116)
第八章 气体静压轴承	
1. 绪 言.....	(118)
2. 气体与液体静压轴承的异同.....	(118)
3. 提 要.....	(121)
附录 尺寸固定的毛细管及小孔节流器.....	(121)
参考文献.....	(122)

前 言

各种类型的性能良好的静压轴承的具体设计方法及其计算机顺序编制法,已由机床工业研究协会 (Machine Tool Industry Research Association) 提出,该协会还将继续从事特殊应用的静压轴承的设计,但本书的目的是帮助设计人员及其他人员洞悉静压轴承的特点以及掌握在特定应用条件下何者是最重要的考虑因素以设计出最合宜的静压轴承。

并不要求读者具有流体理论的专门知识,在不涉及专用术语的前题下,对静压轴承的作用作尽可能深入的讨论;本书仅对以液体作为工作介质的流体静压轴承阐明其必要的理论。有时为了强调说明在设计指标与实际性能之间的比较重要的关系而列出了经过简化的方程式;在这些情形下,列出的等式一般足以决定在特定应用条件下能否设计出合用的静压轴承,然而必须注意简化成该等式的简化假设及其所带来的限制。气体静压轴承的原理十分繁复,以致难以用简化的公式来说明,因此,列于书末的对气体静压轴承的叙述仅是定性的。

本书是以机床工业研究协会在静压轴承方面的工作及经验作为基础的。

第一章 专 用 术 语

1. 引言 (略)

2. 语 汇

静压轴承

一种轴承能容许组成构件间有相对滑动,且一件对另一件所施加的载荷由油 (气) 垫及其偶合表面间的流体压力来承受,此流体压力借助于泵来维持。

油 (气) 垫

静压轴承中一个表面的承受载荷的部分。此载荷主要由油腔或油室内的流体压力来承受,油腔或油室则是油 (气) 垫的组成部分。

油腔或油室

静压轴承油垫的凹进部分。它充满着压力流体,油腔由围槛 (sill) 或封油边包围着。

封油边或围槛

静压轴承油垫中包围油腔的部分。由一定宽度的长条所构成,在封油边的内侧,流体压力与油腔压力相等,在另一侧,其压力通常为大气压力。

封油边宽度

静压轴承中包围油腔的封油边或围槛的宽度。在此宽度上互相偶合的轴承表面被一层

狭窄的罅隙或间隙所隔开。

罅隙或间隙

静压轴承油垫中在封油边与其偶合表面间的距离或间隙

摩擦功率

静压轴承中二个表面间的切向相对运动，使封油边及其偶合表面间的油膜发生剪切，功率就这样消耗于维持此相对运动，此功率有时称为摩擦功率。

节流器或喷嘴

压力油源与静压轴承油腔之间的水力阻力——固定的或可变的。欲使轴承具有一定的刚性，除非对此轴承供以等流量的流体，否则必须应用节流器，一个节流器并非必须是一件单独分开的实体，它可以是流体进入轴承处的任何形式的结构。

毛细管节流器

具有较长通道的节流器。其对流体的阻力主要是由于流体的粘性（参阅附录）所引起的流体的剪切应力。

小孔节流器

一较薄的墙板上有一孔口所组成的节流器。它对流体的阻力主要是由于流体的惯性或密度（参阅附录）所引起的流体的直接应力（流体静压力）。

3. 符 号

A 面积；油垫面积

a 平面油垫*的外围宽度；系数；旋转止推轴承*油腔的径向宽度

B 面积

b 平面油垫*的外形长度

C 面积；系数

c 封油边宽度；环形节流器的平均径向间隙；流体的比热。

D 面积；外径*或大端直径*

d 微分符号（字首）；内径*或小端直径*；相对密度

$\frac{dT}{dh}$ 、 $\frac{dT}{dx}$ 、 $\frac{dT}{dy}$ 平面油垫支承的刚性，或斜面油垫支承的刚性

E 面积

e 环形节流器中的一个比值（径向振摆与平均径向间隙的比值）

F 面积；力

f 油腔中发生紊流时的摩擦系数

G 面积

H 面积

h 封油边及其偶合滑动表面*间的工作间隙

K 一双对向平面油垫或旋转止推轴承的 ξ_1/ξ_2 值

k 常数

L 长度*

l 毛细管节流器的长度

Log_e 以e为底的对数
 N 速率
 n 油腔或油垫的数目
 P 功率
 p 压力
 Q 流量
 R 水力阻力
 (Re) 雷诺数
 r 半径*
 S 旋转轴承的轴向或径向刚度
 s 非圆截面毛细管节流器的尺寸, 参阅第49页
 T 力矩或推力
 t 流体温度; 总和
 v 相对滑动速度
 $\overline{v}$ 平均流速
 W 径向载荷
 ω 非圆截面毛细管节流器的尺寸, 参阅第49页
 X 垂直于Y及Z轴的轴
 x X轴方向的距离或尺寸
 Y 垂直于X及Z轴的轴
 y Y轴方向的距离或尺寸
 Z 垂直于X及Y轴的轴
 Δ (前置符号) 量值的改变
 E 轴承的形状因数
 E_a 圆柱径向轴承的形状因素 L_{pa}/L_B
 E_c 圆柱径向轴承的形状因素 $L_{pc}/(\pi d_B/n)$
 γ 一双对向平面油垫或旋转止推轴承的 A_{v2}/A_{v1} 值
 η 指定温度下流体的动力粘度
 θ 角度*
 ξ 比值 R_i/R_o
 π (周长/直径) 的比值
 ρ 指定温度下流体的密度
 Σ 数值的总和
 ϕ 圆柱径向轴承的形状因素比值 $L_B/\pi d_{B/n}$

4. 符号的下注

大写字母一般指实体物件, 小写字母一般代表形容词。

* 参阅图1.1至图1.6静压轴承尺寸符号

a 轴向的
 (av) 平均的
 B 轴承
 c 周界的; 毛细管
 d 设计值; 流出
 (ext) 外部的
 f 流体摩擦
 (fl) 腹面
 h 高速的
 i 流进的
 (int) 内部的
 J 径向轴承
 L 封油边
 l 低速的
 O 外流的; 小孔
 P 油腔
 p 泵
 R 节流器
 r 静息的
 T 总和; 推力
 t 瞬时
 u 极限的
 v 有效的
 x 沿X轴的距离或与X轴的夹角
 y 沿Y轴的距离或与Y轴的夹角
 z 沿Z轴的距离或与Z轴的夹角
 1 供油 (压力)。
 2 油腔 (压力)
 3 回油 (压力), 常指大气压力
 (1)、(2)等 第1号、第2号油垫等。

各种类型的油垫及轴承的尺寸符号参阅图1.1至图1.5。

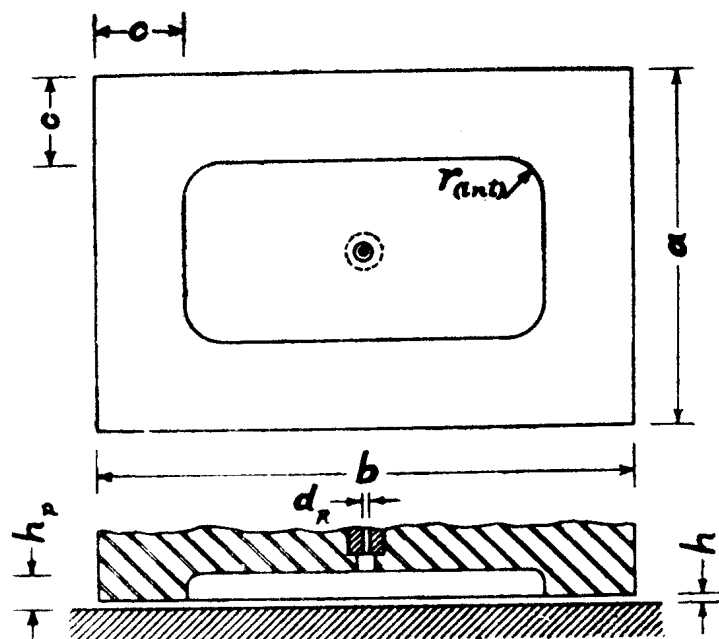


图1.1 长方形油垫的尺寸符号

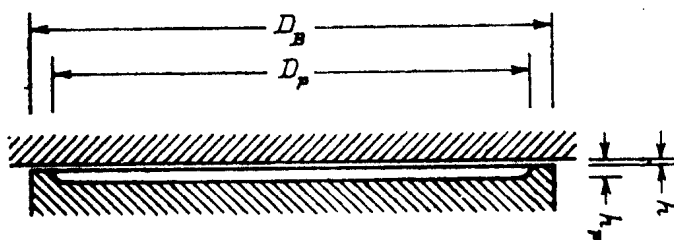


图1.2 圆形油垫的尺寸符号

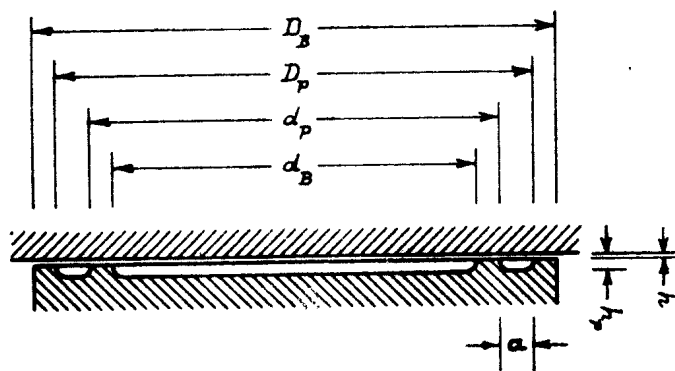


图1.3 环形油垫的尺寸符号

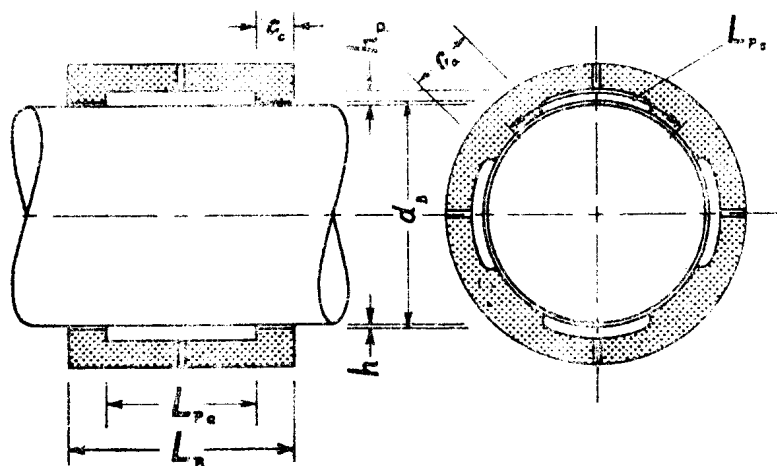


图1.4 径向轴承的尺寸符号

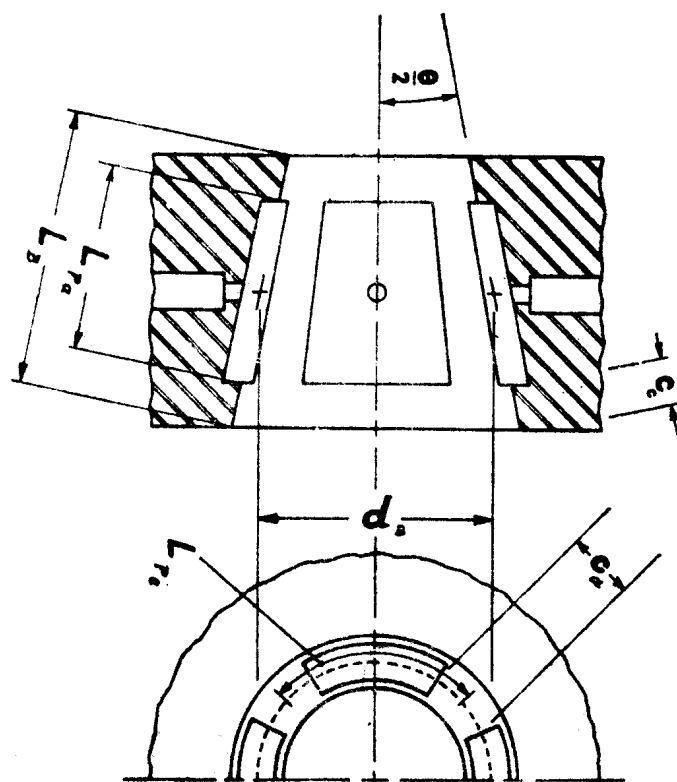


图1.5 圆锥轴承的尺寸符号

第二章 静压轴承引论

1. 静压润滑原理

虽然液体润滑及气体润滑的静压轴承其工作原理相同，但在性能及设计上有许多差别，在本章中对两种轴承都加以粗略的讨论，以后将分别在以下章节中作详细的论述。第三章到第七章讨论液体静压轴承，第八章讨论气体静压轴承。

虽然水力静压轴承 (hydrostatic bearing) 按其字面的确切意义是指由纯水静压力下用水润滑的轴承，但现已在更宽广的范围内使用此名称。普遍认为它是指由液体或气体的薄膜承受载荷的任何轴承，此薄膜所具有的压力，由外界的泵来维持。与此相反，动压轴承所需的流体压力是由轴承本身内支承件与被支承件间的相对运动所产生，许多动压轴承亦供以压力润滑剂，静压轴承工作于高速时亦产生动压作用——此事以后将讨论——但这两种轴承的工作原理有本质上的不同，并在工作特性上有重要的差别。

有两类静压润滑系统：定压供油润滑系统及定流量供油润滑系统，它们基本上相似。其基本原理可从定压供油系统得到最好的解释，定压供油系统能够工作于不论是液体抑或气体，而定流量供油系统在实用上仅能使用液体。

(i) 定压供油系统

采取定压供油的液体静压轴承的一个简单形式示于图 2.1，它是由一个被围槛或封油边包围着的凹形油垫所构成，通过节流器供以定压油液并能在一平面上滑动。这样的油垫被用以支承磨床、铣床或镗床的工作台，即将说明须应用三个以上这样的油垫或包含三个以上油腔的一个油垫才能正常地支承此部件。

操作此种机床时，必须首先启动供给压力油的油泵，使每一油垫的油腔升起压力，直至能抬起油垫浮于导轨之上。这个动作发韧一股油液流经节流器及轴承，于是油压从供油压力 p_1 最后降落至逸出压力 p_3 （在多数应用中 p_3 为大气压力），封油边表面上的压力亦从其内侧的 p_2 逐渐降落至外侧的压力 p_3 ，这就是图 2.1 所示的工作状况，图中封油边下面的间隙 h 为了清楚起见，特意夸大画出。

油压自 p_1 降落至 p_2 ，由两部分节流作用所控制，一是在油腔进口前的固定尺寸的通道，另一为出口处尺寸可变的通道即间隙 h ，对任一种一定粘度、一定流量的流体，经过固定的进流节流器时有一个相应的压力降落，因此（因 p_1 是定值） p_2 应是一个定值。但是进口流量与出口流量必须相等，且出口流量取决于出口通道的尺寸以及（因 p_2 为定值） p_3 的数值。于是流量、油腔压力及封油边间隙（出口通道的唯一可变尺寸）三者互有关联，油垫就抬升到导轨上方的一个平衡位置，在此位置上，液流产生了为平衡外加载荷所必需的压力。如果封油边较油腔的长度及宽度均窄，则全部载荷几乎均由油腔内的流体所承受，且除轴承的极小部分面积外，载荷是均等分布的。

流量愈小，流经进流节流器的压力降愈小，从而 p_2 值愈大，于是载荷的增加引起封油边间隙 h 的减小而减少其流量从而增大了 p_2 值以恢复平衡。反过来，载荷的减小引起 h

的增大而减小了 p_2 ，经过妥善的设计，可使 h 的变化极为微小，载荷的变化与由之而引起的 h 的变化之比值称为轴承的刚性，是轴承的一个重要指标，机床及其他精密机械常常要求有高的轴承刚性。

虽然图2.1中的轴承用的是液体润滑剂，但其工作原理基本上亦适用于气体润滑静压轴承，如果“油腔”及“封油边”等术语给予灵活的解释。不过从第八章可知一般的气体润滑静压轴承被认为只具有很小的油腔或根本没有油腔，且其封油边包括除进气孔外的所有轴承面积，而对于液体静压轴承而言则使用极小的油腔仅属个别的例外。在气体静压轴承中，“油腔”仅指紧接在进气孔下面的空间，它仅占轴承面积的微不足道的一小部分，流体压力在进气孔的边缘至轴承外缘的全程上逐渐降落，这种情况所产生的一个后果是在轴承的可利用面积上其支承载荷的效率不高，与具有较大油腔的轴承相比，必须设计成较大尺寸的轴承，由于以上及其他原因，与同样大小的液体静压轴承相比，气体静压轴承的承载能力一般较低。

在图2.1所示安置毛细管节流器的地方，可换用一小孔节流器。小孔节流方式与毛细管节流方式不同之处，简述如下：

1. 与细长的毛细管比较，在流体流动方向上，小孔是很短的。

2. 毛细管的作用，主要是在层流条件下由于流体的剪切运动所引起的对液流的阻力，它取决于流体的粘性而与其密度无关（参阅附录）；小孔的作用是由于进入和流经小孔的流体速度发生变化而引起的惯性效应，因此它优先取决于流体的密度而粘性则是一个非常次要的，通常略而不计的因素。

3. 流经毛细管的流量与其进出口的液流的压力差成正比，而流经小孔的流量则与其压力差的平方根成正比。

此外，还可采用能自行调节的节流器，它们或者对油腔压力 p_2 很敏感，或者对封油边间隙 h 很敏感，后者可由某种长度量规来控制。这种由轴承的反馈来控制的，能获得轴承的无穷大刚性，但其价格较高，仅在特殊情况下才值得采用。

(ii) 定流量供油系统

前已述及，这种系统不能使用气体作为润滑剂：原因是欲在变压力条件下，使可压缩流体维持等流量是不能实现的。工作于定流量系统的平面静压油垫示于图2.2，从图可见，它与图2.1所示的油垫仅有一点不同，即它没有进流节流器。我们知道，通过一定尺寸的外流通道，欲维持一定不变的流量，需要一定的压力降落。因此对一定粘度一定流量的油液而言，油腔压力 p_1 （现在油腔压力 p_2 与供油压力 p_1 相等——译者注）和封油边间隙 h 有直接的关联。增大载荷，促使 h 减小，欲维持流量不变，必须增大 p_1 才能恢复平衡，如果采用适当的方法能维持一定的流量，则同其他供油系统一样，定流量供油系统亦能获得轴承的高的刚性。每一油腔配置一个压力补偿的流量调节阀，则可使流量保持恒定，该调节阀从普通液压系统中供以定压力的油液，或者每一油腔使用一个恒流量输出的油泵。后者藉助于一个多元件定量油泵来实现此种功能，该油泵用功率适当的同步电动机在恒定速率下驱动之。

静压轴承适用于（现已应用于）种种不同目的的机构，从载荷以厘或克计的轻巧精密仪器，到庞大的机构如象西佛吉尼亚州绿堤（Green Bank）的140呎无线电望远镜（其静重不计风力时为2000吨），在这介绍性的章节中，将对用于各种形式及大小的静压轴承

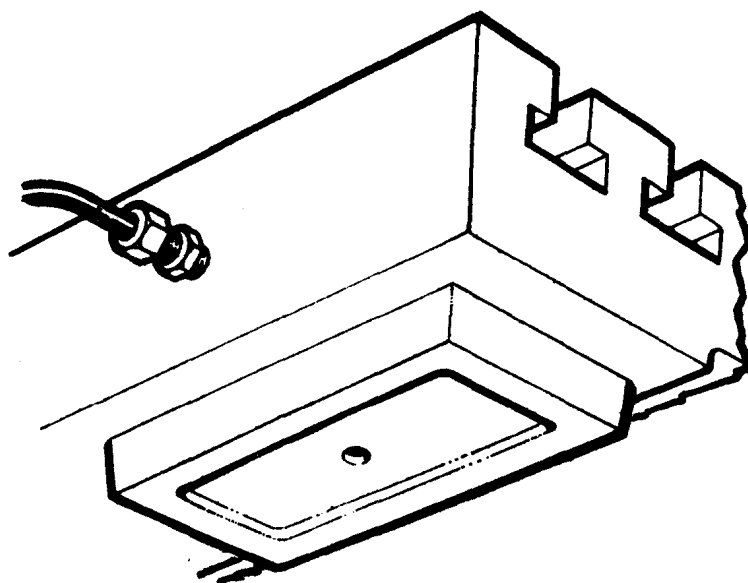
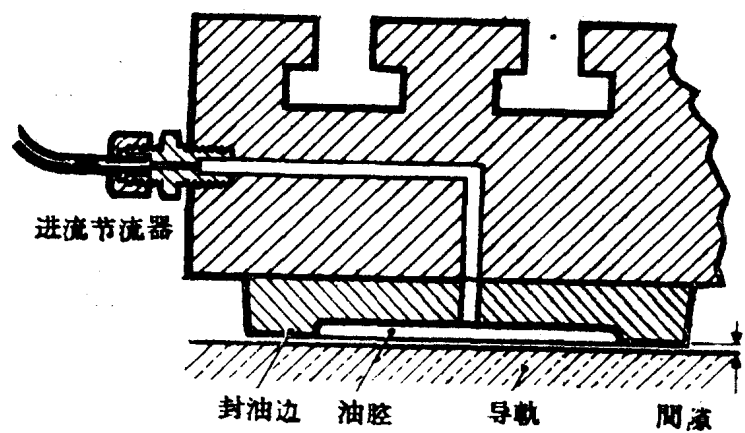


图2.1 用在平面导轨上的典型静压油垫

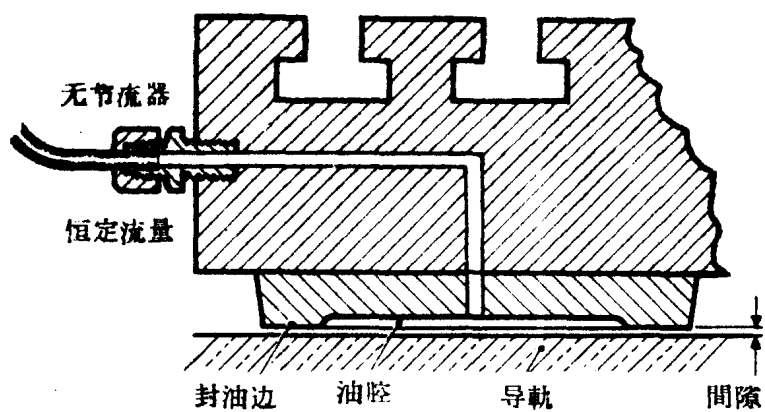


图2.2 按定流量原理工作的静压油垫

的工作原理作简短的讨论,随后将侧重于讨论能承受以磅或吨计的变载荷的大小适度的轴承,主要着重于在机床上的应用,但适用于机床的轴承同样亦适用于许多其他的用途。

2. 静压轴承的优缺点

关于静压轴承,须说明的首要之点是支承件及被支承件的表面完全被一层轴膜隔开,在其设计能力范围内的各种工作条件下,甚至两件间没有相对滑动的情况下,亦是如此。因此其唯一的滑动阻力,包括在由静止状态启动的瞬间,是来自流体的粘性。这个特点辅以经过适当设计后所达到的高度刚性,保证了轴承能切实地满足其容许“需要的相对运动”及限定其“不需要的相对运动”这个基本职能。由于保证无磨损,因此具有高度可靠性及长的寿命。此外,在整个操作时间内油液从轴承的周边连续不断地外流,可减少磨料进入轴承的危险,否则有害物将闯进封油边及轴颈表面之间的间隙。

静压轴承的另一优点是它的“均化”作用(averaging action),这就大大减小了制造中微小不精确性所产生的影响。这可从它与滚动(滚珠或滚柱)轴承的比较中加以说明。

设想滚柱轴承的一个跑道表面有一点疵病,当每一滚柱滚过这点时,将偏离其正确的路径,此偏移,至少其中的一部分将直接传至被支承件。而在静压轴承中,载荷通过油层分布于较大的面积,且油腔压力并非决定于某一点的最小封油边间隙而是取决于围绕着油腔的全部封油边的间隙的平均值,因此表面上的微小疵病只具有微小的不良影响。滚动轴承可比之于没有弹簧的车辆,随着路面的崎岖而颠簸,静压轴承如象一架气垫船,能超越粗糙的路面而作平稳的行驶。在理论上,不管使用何种润滑剂,上述作用皆属正确,不过对于通常采用很小间隙(其理由以后解释)的气体润滑轴承,在制造时要求较高标准的工艺技术。

其次须说明的是油腔压力是均等分布在油腔的全部面积上的,而油腔面积(使用不可压缩流体时)则占有有效支承面积的绝大部分。这就使得支承件或被支承件无须承受较大的局部压力;这亦是能提高可靠性及寿命的一个原因。甚至当使用可压缩流体时,亦不会出现如象滚珠或滚柱轴承中所产生的压力集中现象。

在工作条件下,由于相对运动着的固体表面间没有直接接触,因此无需特殊的润滑剂。常可使用在所有流体中最价廉且取之不竭的空气作为润滑剂,在某些情况下,水及蒸汽亦能适用。但由于种种原因,油液被应用得最为普遍。

从设计的观点来看,静压轴承的优点之一是通过理论分析及实验研究的结果,在给定的条件下,可精确地获得预期的轴承性能。从后面的章节中可以看到,静压轴承的使用性能取决于许多互相关联的参数,其数值设计者可(在一定限度内)自行选取。虽则此选择的自由,加以许多参数的复杂的相互关系,使设计工作变得错综复杂,但这亦说明静压轴承能设计成具有任何合理的性能,以满足多种多样的工作条件。

静压轴承的工作温度主要由二个因素确定:将流体压入轴承时油泵所化费的能量,及运动件相对于固定件滑动时剪切油膜所化费的能量。后者如在动压轴承中一样,随滑动速度而变,前者接近于恒值,这就使轴承有运行于均一的温度的趋势,热膨胀问题不至变得严重。在气体润滑轴承中尚有另外的效应——气体从压力 P_1 降至 P_2 而膨胀其体积时,产生了冷却作用,于是轴承有冷运行的趋向。冷运行的另一原因,容后陈述之。

前面曾提到在正常情况下必须使用三个以上的油垫或具有三个以上油腔的单一油垫。这是因为静压油垫的“均化作用”使它失去角方位稳定性。如果使用单一的如图2.1所示的油垫,则将无法阻止其搁止于一个棱边而让所有油液通过其他三个棱边而外流。

当机器停车不用时,油垫将直接安置于导轨上,滑动件的静重全部由围绕油腔的封油面承受,因此封油面必须具有足够的面积。静压轴承在没有流体的压力帮助下所能安全承受的载荷,称为息止载荷承载能力。

在考虑设备费用及维修费用时,不要忘记包括油泵、管路、滤油器等这一套静压轴承必不可少的“机外系统”,它们的设备费及维修费必须与轴承本身的费用一并考虑。在有些场合为了其他目的而已配置有一套适当的油压或气动系统如象机床所常见的情况时,稍加少量费用亦可使其供给轴承用油。如果使用油液之类的润滑剂,轴承将能设计成在较大的封油边间隙下工作,在这种情况下,无须小的制造公差及特别高的表面光洁度,这就可以降低制造费用。采用油液作为润滑剂的优点,以后将予以充分的讨论。

3. 液体及气体润滑剂的比较

液体不同于气体者有下列重要方面:

(1) 气体是可压缩的而液体则几乎是不可压缩的,在绝大多数情况下可以这样考虑。

(2) 液体的粘度大于气体的粘度(油液的粘度更大)。

(3) 温度升高时,气体的粘度增大,而液体的粘度则减小(大多数油液更为显著)。

(4) 由于气体是可压缩的,欲使一定容积的气体升至一定的压力,所耗费的能量较液体者为多。

(5) 由于上列第4条,以及由于受压力后容积的减小,一定容积的气体在高压下所含有的能量,较同容积同温度的液体者为多。

(6) 压缩一气体时,大量的能量耗费于升高其温度(其中一部分是不可避免地通过辐射及传导而散失),反之,当一压缩气体快速膨胀时,其温度下降。在泵压一液体时,虽则有一些功耗于升高温度,但其原因与气体者截然不同,且此作用为不可逆的。

除偶而遇到的特殊境况须使用特殊气体外,通常使用空气作为气体润滑静压轴承的润滑剂。因此这些轴承现在简称为“空气轴承”(须注意在此名称下,尚有按动压原理工作的空气轴承,不过本书所指的不是这种轴承)。

空气轴承与液体润滑轴承的差别不在于基本工作原理而在于程度上的差别,且为由两种流体的不同的物理性质所引起。如果在图2.1所示的轴承中使用了可压缩的流体,则在油腔中此大容积的流体的弹性,将导致极不稳定的机械性能,即引起轴承的振动。这亦是为什么空气轴承的油腔必须作得极小或根本没有油腔的理由之一。

液体和气体的物理性质的另一重要差别并对设计工作有显著影响者,为粘度的很大差异。空气的粘度非常低,需要用小的封油面间隙以限止其流量,虽则前曾提到空气是所有流体中最价廉且取之不竭的,但为了大量供应干燥适度压力合宜的空气,其化费亦甚可观。小的间隙减小了轴承中的空气容积,因而减小了不稳定性危险,至于滑动阻力,因空气的粘度极低,小的间隙亦是可行的,不过在制造时要求较高的加工精度而使费用有所