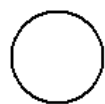


# 第7篇

## 滑 动 轴 承

---



主编单位 天津大学

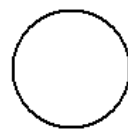
编写单位 天津大学  
机械工业部洛阳轴承研究所  
清华大学

主 编 卜 炎

副主编 董 刚

编写人 卜 炎 董 刚 车建明 王云飞  
滕云鹤 杨本照

主 审 吴宗泽

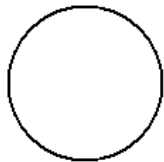


# 常用符号表

$A$ --- 面积 ( $m^2$ )	$n$ --- 转速 ( $r/s$ )
$a$ --- 间隙比 ( $=h_1/h_2$ )	$P$ --- 功耗 ( $W$ )
悬臂距 ( $m$ )	$p$ --- 压力 ( $Pa$ )
$B$ --- 轴承宽度 ( $m$ )	$Q$ --- 品质因素
磁通密度 ( $T$ )	$q$ --- 流量 ( $m^3/s$ )
$b$ --- 槽宽 ( $m$ )	$R$ --- 轴承半径 ( $m$ )
封油面尺寸 ( $m$ )	气体常数
$C$ --- 电容 ( $F$ )	电阻 ( $\Omega$ )
系数	$R_a, R_r$ --- 表面粗糙度参数 ( $\mu m$ )
$c$ --- 半径间隙 ( $m$ )	$Re$ --- 雷诺数
比热容 [ $J/(kg \cdot K)$ ]	$r$ --- (轴颈) 半径 ( $m$ )
封油面尺寸 ( $m$ )	$S$ --- 轴承特性数
$D$ --- 轴承 (瓦) 直径 ( $m$ )	安全系数
$d$ --- (轴颈) 直径 ( $m$ )	$s$ --- 厚度 ( $m$ )
阻尼系数 [ $m/(N \cdot s)$ ]	$T$ --- 转矩 ( $N \cdot m$ )
$E$ --- 弹性模量 ( $Pa$ )	热力学温度 ( $K$ )
$e$ --- 偏心距 ( $m$ )	$t$ --- 温度 ( $^{\circ}C$ )
$F$ --- 载荷 ( $N$ )	时间 ( $s$ )
$f$ --- 频率 ( $Hz$ )	节距 ( $m$ )
$G$ --- 功耗比	$U$ --- 电压 ( $V$ )
电导 ( $S$ )	$u$ --- 线速度 ( $m/s$ )
$H$ --- 磁场强度 ( $A/m$ )	$v$ --- 线速度 ( $m/s$ )
厚度 ( $m$ )	$y$ --- (轴) 挠度 ( $m$ )
$H_c$ --- 矫顽力 ( $N$ )	偏移量 ( $m$ )
$h$ --- 膜厚 ( $m$ )	$Y_v$ --- 多孔质轴承
间隙 ( $m$ )	供气参数
$K$ --- (静) 刚度 ( $m/N$ )	$Z$ --- 油楔数
(动) 刚度系数	瓦块数
系数	匝数
功耗比数	节流器数
$k$ --- 系数	油腔数
$L$ --- 电感 ( $H$ )	$\alpha$ --- 包角 ( $^{\circ}, rad$ )
瓦长 ( $m$ )	(滑移) 系数
支点距 ( $m$ )	缝因子
$l$ --- 长度 ( $m$ )	$\beta$ --- 螺旋角 ( $^{\circ}, rad$ )
$M$ --- 磁化强度	系数
力矩 ( $N \cdot m$ )	$\gamma$ --- 锥半角 ( $^{\circ}$ )
$m$ --- 质量 ( $kg$ )	阻力比



角度 ( $^{\circ}$ )	$\rho$ —密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$\delta$ —槽深 (m)	$\sigma$ —挤压数
瓦高 (m)	应力 (Pa)
变形 (m)	透气因子
$\epsilon$ —偏心率	$\varphi$ —偏位角 ( $^{\circ}$ , rad)
$\epsilon_r$ —介电常数	位置角 ( $^{\circ}$ )
$\zeta$ —(波箔轴承) 柔度系数	$\chi$ —孔隙度
$\eta$ —粘度 ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ )	$\psi$ —相对间隙
$\theta$ —角坐标	$\omega$ —角速度 (1/s)
$\mu$ —摩擦系数	$\Delta$ —压缩数
磁导率 (H/m)	$X$ —柱面油垫系数
$\nu$ —泊松比	$\Psi$ —透气系数
振动频率 (Hz)	$\Omega$ —涡动角速度 (1/s)
运动粘度 ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )	$\Delta$ —过盈量 (m)
$\xi$ —系数	



# 第 1 章 概 论

轴承是机器和仪器、器械的重要基础件,它们常轴承在作相对回转运动的零件间传递力,因此,轴承的功能是:

- (1) 支承运动部件;
- (2) 减小摩擦力;
- (3) 减少磨损量;
- (4) 提供便于更换的磨损表面。

轴承分为滑动轴承和滚动轴承两大类。仅在滑动摩擦下运转的轴承是滑动轴承,其最基本的结构要素是轴瓦(套)和轴颈。与轴颈相配的整体管状元件为轴套,对开元件为轴瓦(以后统称为轴瓦)。

除了极简单的回转支承为了降低成本采用滑动轴承外,滑动轴承主要用于滚动轴承难以满足支承要求的场合,如高回转速度、长寿命、低摩擦、耐大冲击载荷、低噪声、无污染等要求的场合,故宇航器的高精度陀螺仪、汽轮发电机组、水轮发电机组、自动化办公设备、家用电器等绝大部分采用滑动轴承,使用广泛的内燃机大部分采用滑动轴承,相当部分机床(特别是高速、高精度机床)采用滑动轴承。由于工艺原因,极大型和极微型轴承采用滑动轴承为宜。

典型的滑动轴承结构见图 7-1-1,除轴瓦外,还有支承轴瓦的套瓦和轴承座,轴承座(盖)上的进出油管,

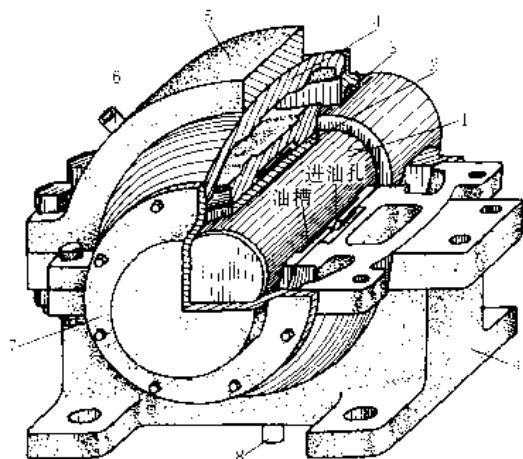


图 7-1-1 典型滑动轴承结构

- 1—轴颈 2—轴瓦 3—密封毡圈 4—球面套瓦
- 5—轴承盖 6—进油管 7—端盖 8—出油管
- 9—轴承座

油路,轴瓦上的油孔及其内表面上的油槽组成轴承的供油结构。

轴瓦分为单层和多层两种,多层轴瓦由衬层和衬背组成。衬背用来支持衬层而使轴瓦具有所需强度和刚度;衬层起减摩作用,称为减摩层。有时为改善磨合性在衬层上再敷一层磨合层。

由于厚度不同,轴瓦又分为薄壁轴瓦(图 7-1-2)和厚壁轴瓦(图 7-1-1)。薄壁轴瓦一般采用卷制法制造,故又称卷制轴瓦。多层卷制轴套见图 7-1-3。

根据轴瓦型式不同,厚壁轴瓦有带档边和不带档边两种(图 7-1-1)。

GB 2931—82 对卷制轴套的尺寸作了规定,GB 3162—82、GB 7308—87 对薄壁轴瓦的尺寸作了规定,GB 2509—81、GB 2510—81 对整体轴套的型式与尺寸作了规定,GB 2685~2687—81 对粉末冶金轴套的型

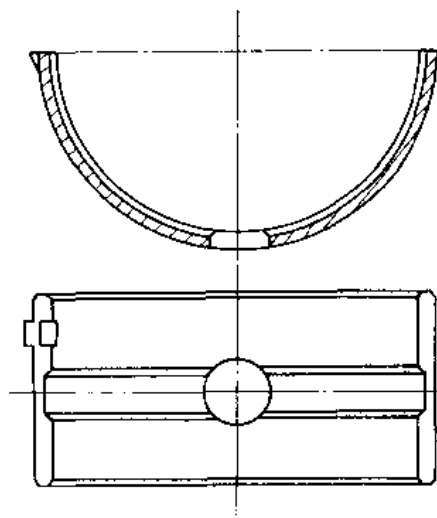


图 7-1-2 薄壁轴瓦

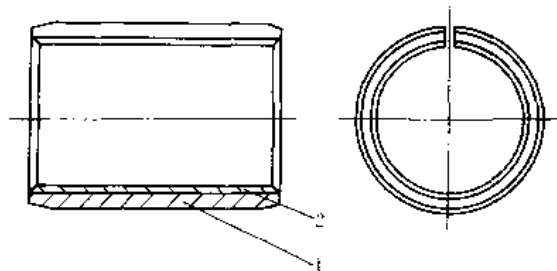


图 7-1-3 多层卷制轴套

- 1—衬背 2—衬层



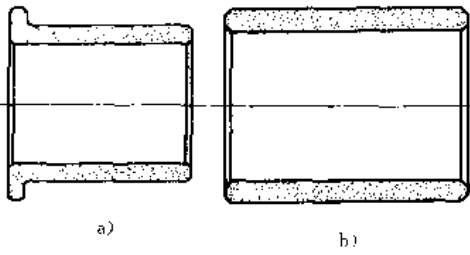


图 7-1-4 厚壁轴套

a) 不带挡边 b) 带挡边

式与尺寸作了规定。

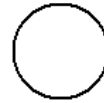
滑动轴承有时以机器的箱体零件作为轴瓦的支承件,有时以轴承座作为轴瓦的支承件,以便独立使用。常以灰铸铁制造轴承座,分整体式和对开式两种,JB 2560~2563-91 对轴承座的型式和尺寸作了规定。

### 1 滑动轴承的分类

滑动轴承种类繁多,可根据不同的依据分类,见表 7-1-1。

表 7-1-1 滑动轴承分类

分类依据	轴承类型	说明
承载方向	径向轴承 径向止推轴承 止推轴承	受径向载荷 受径向轴向联合载荷 受轴向载荷
载荷性质	静载轴承 动载轴承	载荷大小和方向不变 载荷大小和(或)方向变化
润滑机理	动压轴承 静压轴承 动静压混合轴承 自润滑轴承 磁力轴承 静电轴承	流体摩擦 流体摩擦 流体摩擦 流体摩擦、混合摩擦或固体摩擦 几乎无摩擦 几乎无摩擦
润滑剂	液体润滑轴承 气体润滑轴承 脂润滑轴承 固体润滑轴承	油、水、磁流体、液态金属等 空气、氢、氧、氮等 润滑脂 MoS <sub>2</sub> 、石墨、铅、软金属、聚合物等
轴瓦材料	普通金属轴承 粉末冶金轴承 多孔质轴承 塑料轴承 宝石轴承 橡胶轴承 木轴承	轴承合金、铜合金、铝合金、铸铁等 铜基、铁基、铅基粉末冶金 粉末冶金、成长铸铁、聚合物等 聚四氟乙烯、聚酰胺等 人造刚玉、玛瑙等 合成橡胶、天然橡胶 愈疮木、枫木、橡木等
轴瓦结构	轴瓦形状	圆轴承 部分瓦轴承 椭圆轴承 多油楔轴承
	轴瓦自调性	内孔各横截面均为圆形 局部圆弧瓦面 双圆弧瓦面 内孔呈特殊形状,能形成若干动压楔
	其他	(固定)瓦块轴承 可倾瓦块轴承
	浮环轴承 螺旋槽轴承 自位轴承	轴颈与轴承间有浮动环 轴颈或轴承表面有螺旋槽 能自动调整轴线位置



## 2 滑动轴承的选用

### 2.1 滑动轴承的性能比较

选择滑动轴承类型的依据是各种滑动轴承的性能及其使用范围

几种主要滑动轴承的性能比较见表 7-1-2。其中混合润滑轴承是指处于混合摩擦状态下的轴承。

表 7-1-2 滑动轴承性能比较

项 目	动 压 轴 承		静 压 轴 承		混合润滑轴承 (含油轴承)	无润滑轴承	
	液体润滑	气体润滑	液体润滑	气体润滑			
	$K = dF/d\epsilon$						
油(气)膜厚度							
轧制	最大	中等	最大	较大	较小	最小	
位置精度	较高	较高	最高	最高	中等	低	
轴 耗	较大	较小	中等	最小	较大	最大	
	与润滑油粘度、转速成正比		与润滑油粘度、转速成正比。另有泵功耗		与载荷有较大关系	与轴瓦材料有较大关系	
起动转矩	中	大	较小	最小	大	最大	
运转噪声	很小		轴承本身很小, 但另有泵噪声		很小	稳定载荷下较小	
工作寿命	有限寿命, 决定于起动次数		理论上轴承本身无限寿命; 供油(气)装置有限寿命		有限寿命, 决定于轴瓦材料的耐磨性		
润 滑	循环润滑, 供油量较多, 重要轴承采用压力供油装置	可以采用环境气体润滑, 无需特殊供气装置	循环润滑, 供油量最多, 供油装置压力较高, 润滑系统较复杂	专门的供气装置, 提供干燥、清洁的气体	使用前浸渍润滑油。使用时无需润滑装置	无需润滑	
维 护	经常检查, 定期清洗润滑系统和更换润滑油	采用环境气体润滑时无需维护	经常检查定期清洗润滑系统和更换润滑油	经常检查并定期清洁供气系统	定时补充润滑油	无需维护	
环 境 适 应 性	高 温	温度限制取决于润滑油的抗氧化能力	温度限制取决于轴颈或轴瓦材料	温度限制取决于润滑油的抗氧化能力	温度限制取决于轴颈或轴瓦材料	温度限制取决于润滑油的抗氧化能力	温度限制取决于轴瓦材料
	低 温	温度限制取决于起动转矩	必须使气体干燥	温度限制取决于起动转矩	必须使气体干燥	温度限制取决于起动转矩	
	真 空	可以, 但要用特殊润滑剂	不可以	可以, 但要用特殊润滑剂	不可以	可以, 但要用特殊润滑剂	最好
润 滑	好	好, 但轴瓦和轴颈材料必须耐腐蚀	好	好, 但轴瓦和轴颈材料必须耐腐蚀	可以, 注意密封	可以, 但轴瓦和轴颈材料必须耐腐蚀	



(续)

项 目	动 压 轴 承		静 压 轴 承		混合润滑轴承 (含油轴承)	无润滑轴承
	液体润滑	气体润滑	液体润滑	气体润滑		
环 境	灰 尘 可以, 注意润 滑系统密封和 润滑剂过滤	可以, 密封很 重要	可以, 注意润 滑系统密封和润 滑剂过滤	好, 注意润 滑剂过滤	好, 注意密封	可以, 注意密 封
适 应 性	辐 射 受润滑剂限制	好	受润滑剂限制	好	受润滑剂限制	好
制 造 和 装 配 误 差	差		中		好	
运 动 适 应 性	频 起 动	中	差	优		
	双 向 转 向	有时可以		可以		
	摆 动	不可以		可以		
标 准 化 程 度	较差		最差		好	较好
成 本	取决于润 滑系统的复杂性	制造成本高, 运转成本可以 为零	取决于供油装 置的成本	取决于供气 装置的成本	最低	较低

### 2.2 径向轴承的极限载荷与转速

几种主要径向滑动轴承在给定轴颈直径条件下, 宽径比为1时的极限承载能力和极限转速曲线见图7-1-5, 可供选择径向滑动轴承类型时参考。对动压轴承, 按中等粘度润滑油进行计算; 对无润滑轴承和混合润滑轴承, 按磨损寿命为10<sup>4</sup>h计算。为了便于比较, 还

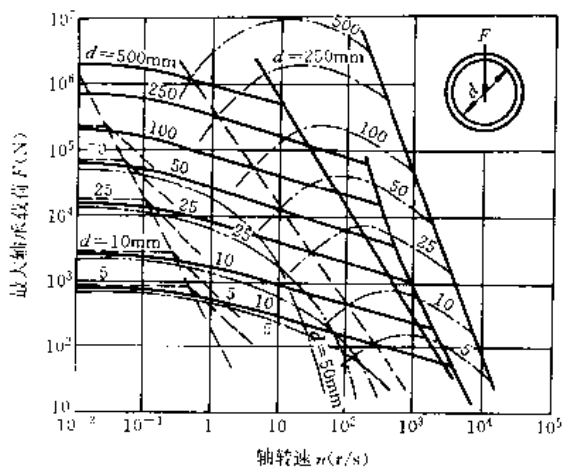


图 7-1-5 径向滑动轴承的极限载荷与转速<sup>[3]</sup>  
 --- 无润滑轴承    滚动轴承    - · - 液体动压轴承  
 压轴承    - - - 多孔质金属含油轴承

将疲劳寿命为10<sup>4</sup>h的滚动轴承的极限承载能力和极限转速曲线标出。对静压轴承, 理论上在材料强度允许的载荷与转速范围内均可应用。

### 2.3 止推轴承的极限载荷与转速

几种主要止推滑动轴承在给定轴径条件下, 内外

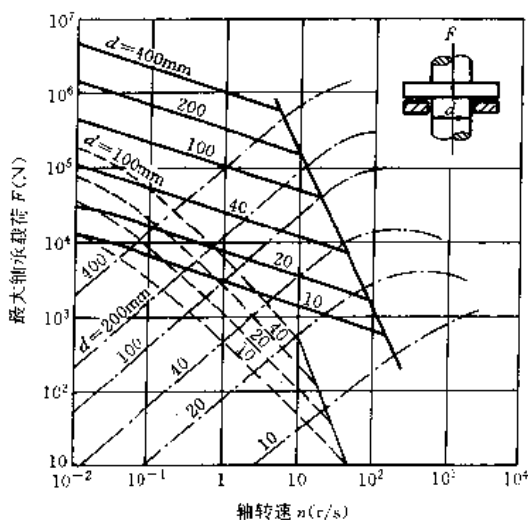


图 7-1-6 止推滑动轴承的极限载荷与转速<sup>[3]</sup>  
 --- 无润滑轴承、多孔质金属含油轴承  
 - · - 滚动轴承    - · - 液体动压轴承





径比为1/2时的极限承载能力和极限转速曲线见图7-1-6,可供选择止推滑动轴承类型时参考。其余计算条件与径向轴承完全相同,并且也列入滚动轴承的相应曲线供比较。

### 3 轴承设计

轴承设计乃是在有限的给定条件下,确定全部轴承参数与性能。这些参数相当多,例如:几何参数;工况参数;润滑剂与润滑装置参数;温度参数;轴承材料;运转特性参数;与轴承生产、安装和控制有关的说明;关于维护保养的规定等等。这些参数中,只有少量的可以通过轴承分析计算获得,大量参数需凭设计师的经验选定。有些参数往往只有处在很窄的范围内,设计方能成功,因此,轴承设计是一项困难的工作。另一方面,还有一些环境因素的可变性,影响轴承分析的可靠性,所以可认为,滑动轴承设计还没有完全脱离开经验,设计师的经验、技巧和能力对设计成功有重要作用。

#### 3.1 轴承参数

滑动轴承参数很多,可以分为下列几种:

1. **几何参数** 包括各种尺寸(例如直径、宽度、长度、间隙等)和结构参数(例如瓦块数、支点位置等);
2. **工况参数** 包括载荷(大小、方向、特性等)和两表面的运动学特性(例如转速);
3. **润滑剂及供油参数** 包括润滑剂品种、特性(特别是粘度、粘温指数、粘压指数等)、供油压力、流量及油路各部分尺寸;
4. **热流动状况参数** 包括功耗、散热量、油膜平均温度、进油温度、出油温度等;
5. **轴承材料参数** 材料的物理、力学性能、热处理性能;
6. **工艺与安装参数** 包括表面微观几何形貌(例如波度、表面粗糙度等)、加工公差、安装允差等;
7. **运转参数** 包括最小油膜厚度及其极限值、轴心轨迹、刚度、阻尼、失稳转速等。

#### 3.2 轴承设计方法

设计方法因轴承类型不同而异,但设计要求基本一致,除一般机械零件设计的要求外,主要是:

- (1) 承受的载荷比较大;
- (2) 摩擦损失比较小;
- (3) 在两表面之间保持一个特定形状的空间;
- (4) 转子系统稳定运转。

#### 3.2.1 流体膜润滑轴承的设计

设计的准则是通过润滑分析计算,保证轴承在给定的外部条件下,能在流体膜润滑状态下稳定运转。设计方法有下列三种:

1. **表格曲线法** 将轴承性能参数无量纲化,用数值计算方法解润滑方程,得出这些无量纲特征数与偏心率或最小油膜厚度的关系曲线,再辅之以一些经验数据表格和曲线,设计时根据这些数据表格和曲线,确定需要的轴承参数。

这种方法简便、经济、迅速,大多数滑动轴承都适用。

2. **拟合公式法** 得出无量纲特征数与偏心率或最小油膜厚度的关系曲线之后,找出这些曲线的拟合公式,再辅之以选择某些轴承参数的经验公式,通过计算确定需要的轴承参数。

3. **数值计算法** 除已知参数外,再根据经验选定一些必需的参数,然后用数值计算法直接解润滑方程,计算出轴承的主要参数。这种方法适用于大型、重要轴承。

可以将各种类型滑动轴承的计算程序及不同目标的优化设计程序,编制好后放入程序库,并且建立起滑动轴承设计的工程设计数据库(包括载荷谱、结构参数、性能参数、标准、规范、材料数据、经验知识和推理规则等),构成滑动轴承设计的专家系统。

动压轴承在起动和停车过程中,形成动压油膜前,处于混合润滑状态,为此,在选择轴瓦材料时,应按混合润滑轴承的设计计算方法,使轴瓦材料许用的 $[\rho]$ 、 $[\rho v]$ 值大于轴承实际的 $\rho$ 、 $\rho v$ 值。

#### 3.2.2 无润滑、固体润滑、混合润滑轴承的设计

这种轴承的设计更多地依赖于经验和试验。因为这种轴承磨损不可避免,磨损计算是其主要依据。设计的准则是控制其磨损率,保证轴承有预期的工作寿命。

目前这种轴承的计算方法主要是表格曲线法。

### 4 轴承材料

#### 4.1 轴承材料应具备的工作特性

1. **摩擦相容性** 轴颈与轴承材料接触时防止发生粘附的性能。影响摩擦副摩擦相容性的材料因素是:

- (1) 匹配材料冶金上构成合金的难易程度;
- (2) 与润滑剂的亲和力;



- (3) 无润滑时的摩擦系数;
- (4) 材料的微观组织;
- (5) 热导率;
- (6) 表面能的大小和氧化膜特性。

**2. 嵌入性** 轴承材料允许硬质颗粒嵌入而防止刮伤或磨粒磨损的能力。对金属材料而言,硬度低和弹性模量低者嵌入性就好。非金属材料则不一定,例如碳石墨材料,弹性模量较低,但嵌入性不好。

**3. 磨合性** 在磨合过程中减小轴颈或轴瓦(套)加工误差、同轴度误差、表面粗糙度,使接触均匀,从而降低摩擦力、磨损度的能力。

**4. 摩擦顺应性** 材料靠表层的弹塑性变形补偿滑动表面初始配合不良的性能。材料弹性模量低则顺应性好。

**5. 耐磨性** 材料抵抗磨损的能力。在规定的摩擦条件下,耐磨性可以用磨损率或磨损度的倒数来表示。

**6. 抗疲劳性** 在循环载荷下材料抵抗疲劳破坏的能力。在使用温度下轴承材料的强度、硬度、抗冲击强度和组织的均匀性对抗疲劳性是十分重要的。磨合性、嵌入性好的材料,通常抗疲劳性也低。

**7. 耐蚀性** 材料抵抗腐蚀的能力。润滑油氧化产生酸性物质,这些酸性物质和油中的极压添加剂都会腐蚀轴承材料,因此,需重视轴承材料的耐蚀性。

**8. 耐气蚀性** 材料抵抗气蚀的能力。由于油中气泡在固体表面附近破裂,产生局部冲击高压或局部高

温,引起的材料磨损称为气蚀,通常,铜铅合金、锡基轴承合金和铝锌硅系合金的耐气蚀性较好。

4.2 分类 (表 7-1-3)

表 7-1-3 滑动轴承材料的分类<sup>[2]</sup>

轴承种类	材料品种	轴瓦结构	轴承材料
无润滑轴承	塑料类	单层轴瓦	聚四氟乙烯类 聚缩醛类 其他塑料类
		双层轴瓦	聚四氟乙烯类 聚缩醛类 其他塑料类
	金属类	单层轴瓦	高密度复合粉末冶金类 含油粉末冶金类 含油成长铸铁类
		双层轴瓦	高密度复合粉末冶金类
润滑轴承	金属类	单层轴瓦	铜合金类 铝合金类 经表面处理的钢材类
		双层轴瓦	轴承合金类 铜铅合金类 铝合金类
	非金属类	油润滑轴瓦	塑料类
		水润滑轴瓦	酚醛塑料、聚四氟乙烯、 橡胶等 碳石墨类 陶瓷类

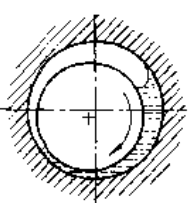
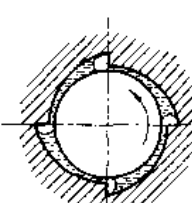
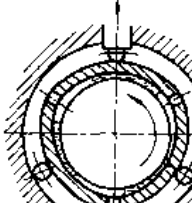
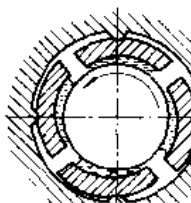
## 第2章 液体润滑动压轴承

液体润滑动压轴承,从润滑理论分析,可以利用油楔效应、表面伸缩效应和挤压效应形成承载油膜。实际上,绝大多数液体动压轴承都是利用油楔效应的。油楔

几何参数将影响动压轴承的性能,是其主要参数之一。

### 1 油楔形成方法 (表 7-2-1)

表 7-2-1 油楔形成方法<sup>[2]</sup>

形成方法	轴颈偏心	成形加工	弹性变形	可倾瓦块
示意图				

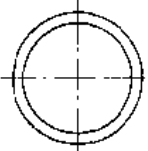
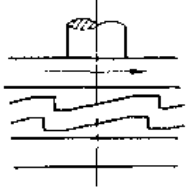
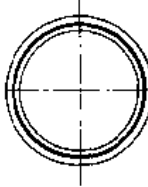
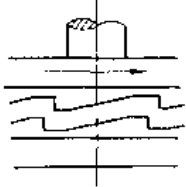
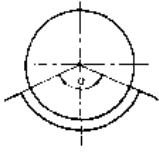
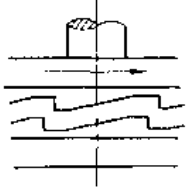
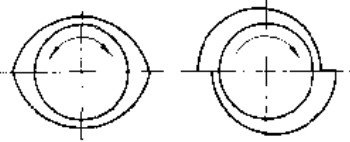
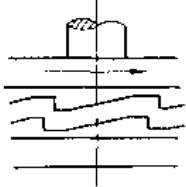


(续)

形成方法	轴颈偏心	成形加工	弹性变形	可倾瓦块
铸 件	装配与加工工艺简单, 只需加工出两个尺寸略有差异的圆柱表面。油楔参数随偏心距改变, 只能用于径向轴承, 构成单油楔圆轴承, 承载能力大而稳定性差	油楔形状和参数靠加工获得, 加工工艺复杂, 但装配工艺简单。由于工艺原因不能加工出合理的油楔参数。常用成型面有: 阿基米德螺旋面、偏心圆弧面、阶梯面、斜面等。可用于径向和止推轴承, 构成固定瓦多油楔轴承	油楔形状和参数靠装配时或受载后轴瓦弹性变形获得, 故其可以调整, 便于维修。轴承孔通常加工成圆柱面, 工艺简单, 但对装配、调整技术要求高。轴瓦刚度较低, 可用于径向和止推轴承, 构成固定瓦多油楔轴承	瓦块能自动调整油楔参数, 以适应工况的变化。加工工艺较简单, 维护调整方便。支点刚度较低, 影响轴承系统的刚度。稳定性较好, 故常用于高速轻载转子的支承。可用于径向和止推轴承, 构成可倾瓦块轴承

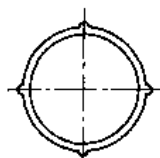
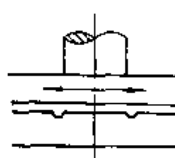
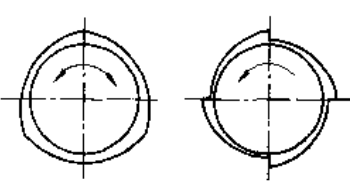
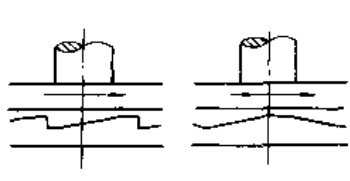
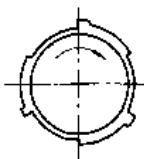
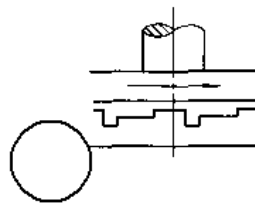
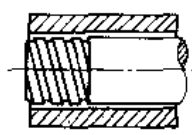
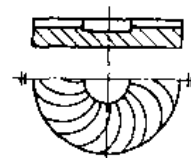
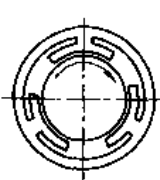
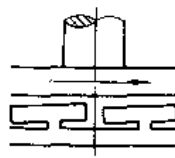
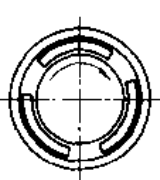
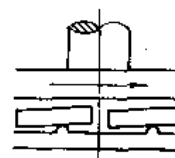
2 液体动压轴承的分类 (表 7-2-2)

表 7-2-2 液体动压轴承的分类

名 称		轴 承 管 图	
		径 向 轴 承	止 推 轴 承
单 油 楔	圆 轴 承	 结构简单, 制造方便, 高速稳定性差	
	浮 动 环 轴 承	 流量大, 温升低, 高速稳定性好, 可用于小尺寸的高速轻载轴承	
	部 分 瓦 轴 承	 $\alpha \leq 180^\circ$ , 结构简单, 功耗、温升都低于圆轴承。承载能力大而高速稳定性差。适用于载荷方向基本不变的重载轴承	
多 油 楔	 流量较大, 温升较低, 高速稳定性较好。工艺性比多楔轴承好		



(续)

名称		轴承简图	
		径向轴承	止推轴承
多 油 楔	多沟轴承		
	多楔轴承		
	阶梯面轴承		
	螺旋槽轴承		
	弹性支承可倾瓦块轴承		
可 倾 瓦	摆动支承可倾瓦块轴承		

结构简单、制造方便，承载能力低，只能在轻载下使用（止推轴承  $p_{av} < 0.7 \text{MPa}$ ），径向轴承的高速稳定性稍好于圆轴承

油楔数在3以上，径向轴承的高速稳定性好，工艺性不如圆轴承和椭圆轴承

承载能力较高，是止推轴承最佳油膜形状

除楔形效应外尚有泵唧效应，承载能力高，温升高，高速稳定性好

能自动随工况调节瓦块斜度，工艺性差，支承刚度较高，高速稳定性好，主要用于高速轻载

能自动随工况调节瓦块斜度工艺性较好，支承刚度较低，高速稳定性好，主要用于高速轻载



### 3 液体动压轴承的基本原理

#### 3.1 性能计算公式

轴承的液体动力润滑的基本方程是压力分布微分方程, 又称雷诺方程, 其一般形式为

径向轴承 (图 7-2-1a)

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(v_1 - v_2) \frac{dh}{dx} + 12U' \quad (7-2-1)$$

止推轴承 (图 7-2-1b)

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(v_1 - v_2) \frac{dh}{dx} + 12U' \quad (7-2-2)$$

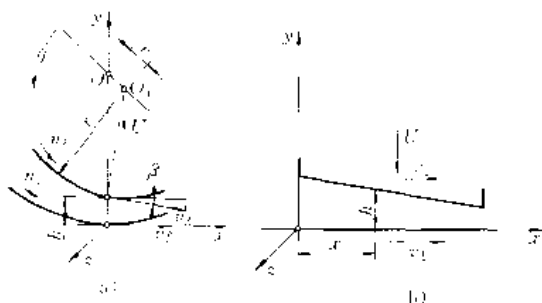


图 7-2-1 轴承工作原理图  
a) 径向轴承 b) 止推轴承

由上两方程可见: 径向轴承在稳定载荷 ( $U=0$ ) 下, 轴瓦和轴颈若同向同速回转, 即  $v_1 = v_2$ , 油膜承载能力将比轴瓦固定时高一倍; 若轴瓦与轴颈反向同速回转, 即  $v_1 = -v_2$ , 则油膜无承载能力; 止推轴承恰恰相反, 当  $U=0$  时, 若  $v_1 = v_2$ , 油膜没有承载能力; 若  $v_1 = -v_2$ , 油膜承载能力要比轴瓦固定的高一倍。

为求得解析解, 通常按无限宽或无限窄轴承的假设, 将方程 (7-2-1) 和方程 (7-2-2) 简化, 在稳定载荷下, 当轴瓦固定而轴颈速度为  $v$  时, 方程 (7-2-1) 和方程 (7-2-2) 简化为

按无限宽轴承假设得

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 6v \frac{dh}{dx} \quad (7-2-3)$$

按无限窄轴承假设得

$$\frac{d}{dz} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dz} \right) = 6v \frac{dh}{dz} \quad (7-2-4)$$

在等温、等粘度下方程 (7-2-3) 和方程 (7-2-4) 的解析解分别见表 7-2-3 和表 7-2-4。通过数值计算可直接求得方程 (7-2-1) 和方程 (7-2-2) 更准确的数值解。

#### 3.1.1 无限宽止推轴承

1. 间隙比  $a$  由表 7-2-3 和表 7-2-4 中公式可以看出, 间隙比  $a (=h_1/h_2)$  影响轴承的承载能力、摩擦系数和压力中心位置。恰当地选取  $a$  值是个重要问题。由图 7-2-2 可见:  $a$  在 1.8~2.8 之间承载能力较高 ( $a=2.2$  时最高);  $a$  在 1.9~3.6 之间摩擦系数较低 ( $a=2.5$  时最低)。因此, 从承载能力和摩擦系数两方面出发, 应在 2~3 之间选取  $a$  值。但为了增大流量, 加强散热, 有时也选取更大的  $a$  值。

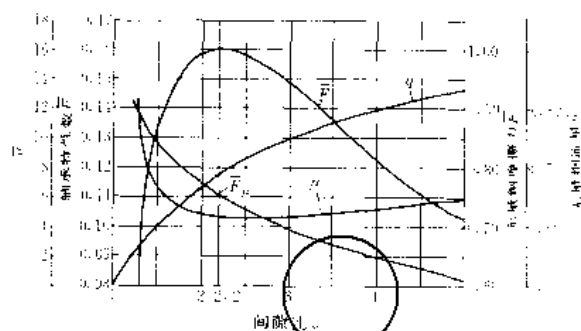


图 7-2-2 滑块轴承  $F, F_p, \mu, q$  与间隙比的关系曲线

实际轴承都是有限宽的, 随着瓦块宽长比减小, 最佳  $a$  值将增大。

2. 最小油膜厚度  $h_2$  当间隙比  $a$ 、瓦的尺寸、轴的转速和油粘度不变时, 减小最小油膜厚度  $h_2$ , 既能显著提高轴承的承载能力, 还能降低轴承的摩擦系数, 但轴承温升较高。

3. 压力中心位置 表征压力中心位置的比值  $L_p/L$  只是间隙比的函数, 无限宽滑块轴承  $L_p/L-a$  关系曲线见图 7-2-3。选定  $a$  之后,  $L_p/L$  就确定了,  $a=2.2$  时,  $L_p/L=0.58$ 。

可倾瓦块轴承压力中心必定通过轴瓦的支点  $A$  (图 7-2-3 中右下角示意图), 因此, 能适应载荷和速度的变化, 自动调节轴瓦斜度, 保持不变的  $a$  值。故设计时应按最佳间隙比  $a$  值确定支点  $A$  至进油端的距离  $L_p$ 。

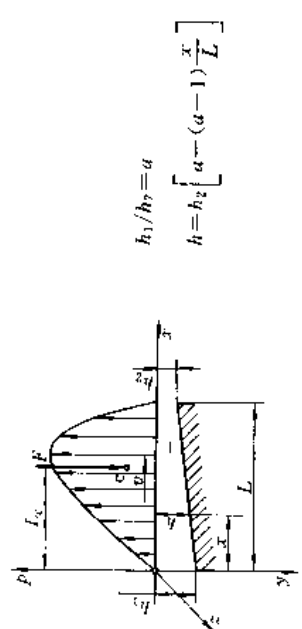
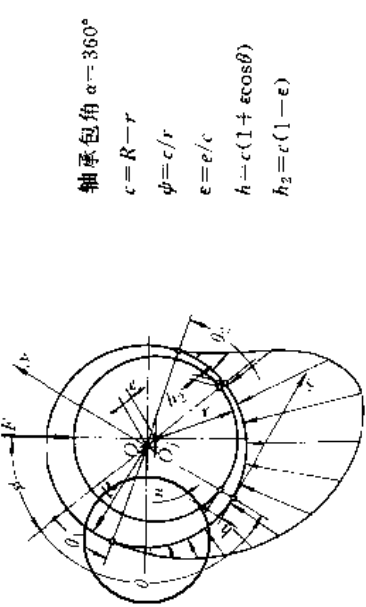
4. 油楔数 将长为  $L$  的单油楔改为长度为  $L/Z$ 、而其他参数均不变的  $Z$  个油楔, 则由其承载能力

$$F = Z \cdot \frac{12\pi\eta n R B (L/Z)^2}{h_2^3} \times \frac{1}{(a-1)^2} \left[ 1 + \frac{2(a-1)}{a+1} \right]$$

可知,  $Z$  个油楔的承载能力只有原来 1 个油楔的  $1/Z$ 。若需保持同样的承载能力, 对可倾瓦块轴承,  $h_2$  必须



表 7-2-3 无限宽轴承性能计算

项 目	滑 块 轴 承	径 向 轴 承
原理图 和符号	 <p style="text-align: center;"><math>h_1/h_2 = a</math> <math>h = h_2 \left[ a - (a-1) \frac{x}{L} \right]</math></p>	 <p style="text-align: center;">轴承包角 <math>\alpha = 360^\circ</math> <math>c = R - r</math> <math>\psi = c/r</math> <math>e = \psi/c</math> <math>h = c(1 + e \cos \beta)</math> <math>h_2 = c(1 - e)</math></p>
压方分布	$p = \frac{6\eta v L}{h_2^3} \frac{(a-1) \left( 1 - \frac{x}{L} \right) \frac{x}{L}}{(a+1) \left[ a - (a-1) \frac{x}{L} \right]^3} \quad (1)$	$p = 12\pi \frac{\eta n}{\psi^2} \frac{1}{(1-e^2)^{3/2}} \left[ \beta - e \sin \beta - \frac{(2+e^2)\beta - 4e \sin \beta + e^2 \sin \beta \cos \beta}{2(1-e \cos \beta_2)} \right] \quad (8)$
平均压力	$p_{av} = \frac{6\eta v L}{h_2^3} \frac{1}{(a-1)^2} \left[ \ln a - \frac{2(a-1)}{a+1} \right] = \frac{F \eta v L}{h_2^3} \quad (2)$	$p_{av} = 3\pi \frac{\eta n}{\psi^2} \frac{1}{(1-e^2)^{1/2} (1-e \cos \beta_2)} \left[ \frac{e^2(1-\cos \beta_2)^4}{1-e^2} + 4(\sin \beta_2 - \beta_2 \cos \beta_2)^2 \right]^{1/2} = \frac{F \eta n}{\psi^2} \quad (9)$
承载能力	$F = \frac{6\eta v L^2 B}{h_2^3} \frac{1}{(a-1)^2} \left[ \ln a - \frac{2(a-1)}{a+1} \right] = \frac{\eta v L^2 B}{h_2^3} \bar{F} \quad (3)$	$F = 3\pi \frac{\eta n B D}{\psi^2} \frac{1}{(1-e^2)^{1/2} (1-e \cos \beta_2)} \left[ \frac{e^2(1-\cos \beta_2)^4}{1-e^2} + 4(\sin \beta_2 - \beta_2 \cos \beta_2)^2 \right]^{1/2} = \frac{\eta n B D}{\psi^2} \bar{F} \quad (10)$
轴 承 特 性 数	$\bar{F} = \frac{p_{av} h_2^3}{\eta v L} = \frac{6}{(a-1)^2} \left[ \ln a - \frac{2(a-1)}{a+1} \right] \quad (4)$	$\bar{F} = \frac{p_{av} \psi^2}{\eta n} = \frac{3\pi}{(1-e^2)^{1/2} (1-e \cos \beta_2)} \left[ \frac{e^2(1-\cos \beta_2)^4}{1-e^2} + 4(\sin \beta_2 - \beta_2 \cos \beta_2)^2 \right]^{1/2} \quad (11)$
压力中心 位 置	$\frac{L_c}{L} = \frac{a(a+1) \ln a - (a-1)(2.5a+0.5)}{(a^2-1) \ln a - 2(a-1)^2} \quad (5)$	



(续)

项 目		滑 块 轴 承	径 向 轴 承
摩 擦 力	承载区	$F_p = \frac{\eta_0 BL}{h_0} \frac{2}{a-1} \left[ 2 \ln a - 3 \frac{a-1}{a+1} \right] \cdot \frac{\eta_0 BL}{h_0}$	$F_p = \frac{\eta_0 \pi B L}{\psi} \frac{1}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}} (1 - \varepsilon \cos \beta_2) [\beta_2 + 3 \varepsilon \sin \beta_2 - 4 \varepsilon \cos \beta_2 - \bar{F}_p \frac{\eta_0 B L}{\psi}]$ (12)
	非承载区		$F_p = \varepsilon \pi^2 \eta_0 B D / \psi$ (13)
	承载区	$\mu = \frac{F_p}{F} = \frac{h_0}{L} \frac{2(a-1)[2(a+1) \ln a - 3(a-1)] - h_2}{3(a+1) \ln a - 6(a-1)} = \frac{h_2}{L}$	$\frac{\mu}{\psi} = \frac{\beta_2}{2(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \bar{F}_p + \varepsilon \frac{\sin \beta_2}{2}$ (14)
	非承载区		$\frac{\mu}{\psi} = \frac{\pi \varepsilon}{2} \frac{1}{\bar{F}}$ (15)
流 量		$q = B h_0 \frac{a}{a+1} - B h_0 \bar{q}$ (16)	
偏 位 角			$\tan \phi = \frac{2(1-\varepsilon^2)^{1/2} (\sin \beta_2 - \beta_2 \cos \beta_2)}{\varepsilon(1-\cos \beta_2)^2}$ (17)

滑块轴承无量纲数  $\bar{F}$ 、 $\bar{F}_p$ 、 $\bar{\mu}$ 、 $\bar{q}$  以及比值  $L_0/L$  都只是间隙比  $a$  的函数，其关系曲线分别见图 7-2-2 和 2-3。

图 7-2-3

$\beta$  是积分代换角坐标，与  $\theta$  的关系为

$$\cos \beta = \frac{\varepsilon + \cos \theta}{1 + \varepsilon \cos \theta}$$

$\beta_2$  是与  $\theta_2$  对应的  $\beta$  值，其值由 b 图确定；系数  $\varepsilon$  值见图 a)

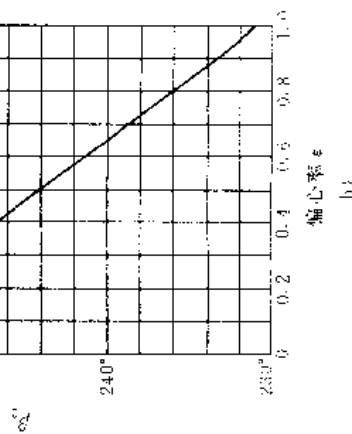
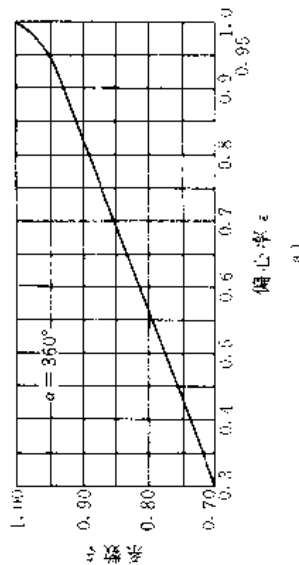
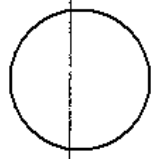


表 7-2-4 无限窄轴承性能计算

项 目	滑 块 轴 承	径 向 轴 承 ( $\alpha = 360^\circ$ )	
压力分布	$p = \frac{6\eta\omega L^2}{h_2^3} \frac{a-1}{[La-(a-1)x]^3} \left( \frac{B^2}{8} - \frac{z^2}{2} \right)$	$p = \frac{6\eta\omega}{\psi^2} \left( \frac{B^2}{D^2} - \frac{4z^2}{D^2} \right) \frac{\varepsilon \sin\theta}{(1+\varepsilon \cos\theta)^3}$	
平均压力	$p_{av} = \frac{7\eta\omega L}{h_2^3} \left( \frac{B}{L} \right)^2 \frac{a^2-1}{4a^2} = \bar{F} \frac{\eta\omega L}{h_1^3}$	$p_{av} = \frac{\pi\eta\omega}{\psi^2} \left( \frac{B}{D} \right)^2 \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2} [16\varepsilon^2 + \pi^2(1-\varepsilon^2)]^{1/2}$	
承载能力	$F = \frac{7\eta\omega BL^2}{h_2^3} \left( \frac{B}{L} \right)^2 \frac{a^2-1}{4a^2} = \bar{F} \frac{\eta\omega BL^2}{h_2^3}$	$F = \frac{7\eta\omega BD}{\psi^2} \left( \frac{B}{D} \right)^2 \frac{\pi\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2} [16\varepsilon^2 + \pi^2(1-\varepsilon^2)]^{1/2}$	
轴承特性数	$\bar{F} = \frac{p_{av} h_2^3}{\eta\omega L} = \left( \frac{B}{L} \right)^2 \frac{a^2-1}{4a^2}$	$\bar{F} = \frac{p_{av} \psi^2}{\eta\omega} = \left( \frac{B}{D} \right)^2 \frac{\pi\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2} [16\varepsilon^2 + \pi^2(1-\varepsilon^2)]^{1/2}$	
摩擦系数	承载区	$F_\mu = \frac{7\eta\omega LB}{h_2} \left[ \left( \frac{B}{L} \right)^2 \frac{3(a-1)(a^2-1)}{8a^2} + \frac{\ln a}{a-1} \right] = F_\mu \frac{\eta\omega BL}{h_2}$	$F_\mu = \frac{7\eta\omega \pi^2 BD}{\psi (1-\varepsilon^2)^{1/2}} = F_\mu \frac{7\eta\omega BD}{\psi}$
	非承载区		$F'_\mu = \frac{\eta\omega}{\psi} \frac{\pi^2 BD}{(1+\varepsilon)(1-\varepsilon^2)^{1/2}} = \frac{1}{1+\varepsilon} F'_\mu$
摩擦系数	承载区	$\mu = \frac{F'_\mu}{F} = \frac{h_2}{L} \left[ \frac{3(a-1)}{2} - \frac{4a^2 \ln a}{(a-1)(a^2-1)} \right] \left( \frac{L}{B} \right)^2 - \frac{h_2}{L}$	$\frac{\mu}{\psi} = \frac{\pi (1-\varepsilon^2)^{3/2}}{\pi^2 (1-\varepsilon^2) + 16\varepsilon^2} \left[ \frac{D}{B} \right]^2$
	非承载区		$\frac{\mu'}{\psi} = \frac{\pi (1-\varepsilon^2)^{3/2}}{\varepsilon (1+\varepsilon) [\pi^2 (1-\varepsilon^2) + 16\varepsilon^2]^{1/2}} \left( \frac{D}{B} \right)^2$
压力中心位置	$L_c/L = \frac{a}{a+1}$		
承载区流量	$q = \nu h_2 B \frac{a}{a+1} = \bar{q} \nu h_2 B$	$q = \frac{\psi \eta B D^2 \pi \varepsilon}{2} = \bar{q} \eta B D^2 \psi$	
流量系数	$\bar{q} = \frac{q}{\nu h_2 B} = \frac{a}{a+1}$	$\bar{q} = \frac{q}{\psi \eta B D^2} = \frac{\pi \varepsilon}{2}$	
偏位角		$\tan\phi = \frac{\pi (1-\varepsilon^2)^{1/2}}{4 \varepsilon}$	



注: 1. 所有符号定义见表 7-2-3 中插图。  
 2.  $z$  为轴承宽度方向的坐标, 原点取在轴承宽度的中点。





减至原单油楔的  $1/\sqrt{Z}$ 。对固定瓦轴承, 则因  $h_2$  的改变将改变  $\alpha$  值,  $h_1$  值必须减至更小。所以, 油楔数不宜过多。

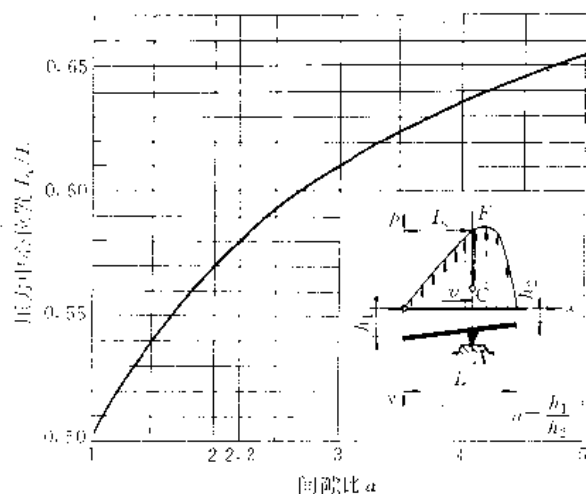


图 7-2-3 压力中心位置

### 3.1.2 无限宽径向轴承

表 7-2-3 中径向轴承的公式只适用于包角  $\alpha = 360^\circ$  的轴承。无限宽径向轴承的轴承特性数、摩擦数和偏位角都是偏心率  $\epsilon$  的函数。轴承载荷愈大, 偏心率就愈大, 因而最小油膜厚度就愈薄, 承载区的摩擦系数愈低, 偏位角愈小。

当宽径比大于 4 时, 表 7-2-3 中的公式具有工程足够的准确度。

### 3.1.3 无限窄径向轴承

轴承性能计算公式见表 7-2-4, 其轴承特性数和摩擦数不仅是偏心率的函数, 还是宽径比  $B/D$  的函数。偏心率为定值时,  $B/D$  越大, 轴承特性数越大, 摩擦数越小。

对于宽径比  $B/D \leq 1$  的轴承, 当偏心率  $\epsilon \leq 0.6$  时, 无限窄轴承理论给出的结果与方程 (7-2-1) 的数值解的误差在工程计算中可以忽略。

## 3.2 轴承的稳定性

在径向轴承动压油膜上旋转的轴, 当转速  $n$  高到某一值时, 其中心开始绕其平衡位置沿某一轨迹涡动, 称作油膜振荡。它与质量不平衡造成的同步振动不同, 一般说来, 同步振动的频率恒等于轴的转速, 而油膜振荡, 在轴转速低于二倍第一临界转速  $n_{cr}$  时, 其频率略低于轴转速的一半, 在轴转速超过二倍第一临界转速时, 其频率与转速无关, 约等于  $n_0$ 。频率略低于轴转

速一半的振荡称为半频振荡, 频率约等于  $n_0$  的振荡称为共振振荡。半频振荡、共振振荡和同步振动的频率  $f$  与转速  $n$  的关系见图 7-2-4。

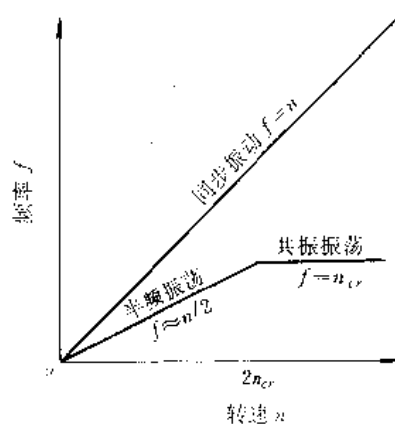


图 7-2-4 油膜振荡的频率

$f$ —振荡频率

油膜振荡是自激振荡, 一旦发生, 就在很广的转速范围内存在。

半频振荡振幅较小, 又称小振荡, 共振振荡振幅较大, 又称大振荡。

### 3.2.1 油膜振荡特性

油膜振荡的几种形式见图 7-2-5。图 7-2-5a 为

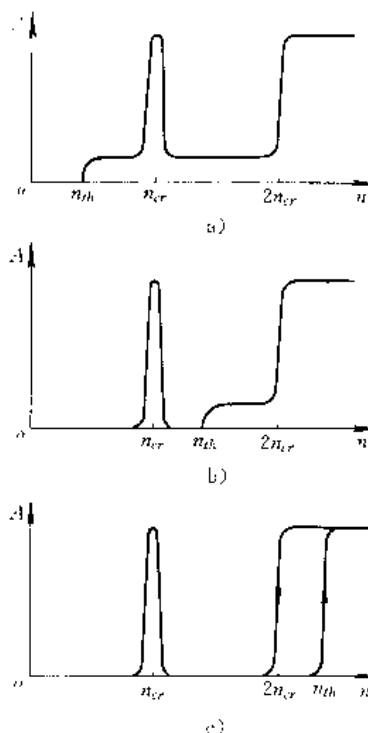


图 7-2-5 轴的振幅与转速的关系

A—振幅



轻载荷轴，当转速还在  $n_r$  之下时，轴就失去稳定，产生小振幅的半频振荡。开始振荡的转速称作失稳转速  $n_m$ 。当转速达到  $n_r$  时，又出现大振幅的同步振荡（共振），但转速一超过  $n_r$ ，同步共振迅速消失，仍有振幅较小的半频振荡。转速继续提高到  $2n_r$  时，出现共振振荡，振幅加大。若继续增加转速，仍维持同样频率的大振幅的共振振荡。图 7-2-3c 为重载荷轴，转速在  $n_r$

以下时，不发生失稳，达到  $n_r$  时，产生同步共振，可是一超过  $n_r$ ，共振迅速消失。当转速超过  $2n_r$ ，达到失稳转速  $n_m$  时，就突然发生大振幅的共振振荡。降低转速，直到低于  $2n_r$  时，共振振荡才会停止，如图中回程箭头所示。这种现象称作“惯性效应”，图 7-2-3b 为中等载荷轴，介于上述两者之间。

油膜振荡的特性见表 7-2-5，为了便于比较，表中

表 7-2-5 油膜振荡特性

项目	油膜振荡		同步振动
	半频振荡	共振振荡	
引起振荡的力	油膜力	油膜力	质量力
振荡频率	$\approx n/2$	$\approx n_r$	$n$
发生振荡的转速范围	$< 2n_r$	$\geq 2n_r$	全部，在 $n_r$ 时共振
维持振荡的转速范围	$n_m \rightarrow 2n_r$	$2n_r$ 以上	共振只维持在 $n_m$ 附近的一个窄范围
涡动方向	轴的转向	轴的转向	轴的转向
轴心涡动轨迹	封闭的	发散的	封闭的
振幅	较小	较大	随转速增大，共振时更大

也列入同步振动的特性。

3.2.2 稳定性判别

支承在动压轴承上的转子，其工作转速  $n$  应低于失稳转速  $n_m$ 。影响失稳转速的主要因素有：转子和轴承的刚度；油膜的刚度和阻尼特性。油膜刚度和阻尼特性由轴承工况（载荷、偏心率、油粘度等）、轴承结构及其几何参数（宽径比、间隙等）决定。计算出油膜的刚度系数和阻尼系数，采用劳斯-赫尔维茨 (Routh-Hurwitz) 判别法，可判断转子在工作转速下是否稳定。

1. 刚度系数和阻尼系数 对滑动轴承支承的刚性对称转子，处于某一平衡位置的轴颈，在微小扰动下的运动方程式为

$$\begin{cases} m\ddot{x} + k_{xx}x + k_{yy}y - d_{xx}\dot{x} - d_{xy}\dot{y} \\ m\ddot{y} + k_{yy}y + k_{xx}x - d_{xy}\dot{x} - d_{yy}\dot{y} \end{cases} \quad (7-2-5)$$

方程组 (7-2-5) 有 4 个刚度系数  $k_{ij}$  和 4 个阻尼系数  $d_{ij}$ ，它们的第一个角标  $i$  ( $=x$  或  $y$ ) 代表油膜力方向，第二个角标  $j$  ( $=x$  或  $y$ ) 分别代表轴颈中心位移方向或速度方向， $k_{ij}$  和  $d_{ij}$  的数学表达式分别为

$$\begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial x} & \frac{\partial F_x}{\partial y} \\ \frac{\partial F_y}{\partial x} & \frac{\partial F_y}{\partial y} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} d_{xx} & d_{xy} \\ d_{yx} & d_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \\ \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \end{bmatrix}$$

式中  $F_x, F_y$  为油膜力  $F$  在  $x, y$  方向的投影。在轴承几何参数和润滑油粘度已知时，可由稳态特性计算求出油膜力，它是轴颈中心位置的函数。

2. 劳斯-赫尔维茨判别法 方程 (7-2-5) 有非零解的特征方程为

$$a_4 r^4 + a_3 r^3 + a_2 r^2 + a_1 r + a_0 = 0 \quad (7-2-6)$$

其中系数  $a_k$  ( $k=0, 1, 2, 3, 4$ ) 是质量  $m$  (转子转化到轴颈中心的质量)、刚度系数  $k$  和阻尼系数  $d$  的函数。如果考虑的平衡位置是稳定的，则方程 (7-2-6) 的每个根的实部必须为负值，若任一根的实部不为负，此平衡位置就是非稳定的。判别上述方程有无实部为正和零的根，并不需要将它的根都解出来，只要分析它的系数就行了。

方程 (7-2-6) 的系数可写成下述矩阵：

$$[a_k] = \begin{bmatrix} a_4 & a_3 & 0 & 0 \\ a_1 & a_2 & a_1 & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 & 0 \\ 0 & a_0 & a_2 & a_1 \end{bmatrix} \quad (7-2-7)$$



常用劳斯-赫尔维茨判别法进行判别,该判别法给出如下定理:方程(7-2-6)的根实部均为负的充分必要条件是矩阵(7-2-7)的所有系数为正,且四个主子式均为正。

### 3-2-3 提高稳定性的措施

轴承类型和结构对稳定性有很大影响,圆轴承、椭圆轴承、双油楔轴承、三油楔(叶)轴承、四油楔(叶)轴承和可倾瓦块轴承的动态性能比较见图7-2-6。由图可见,可倾瓦块轴承的稳定性最好,圆轴承的稳定性最差。

轴承类型	圆轴承	椭圆轴承	双油楔轴承	三油楔轴承	四油楔轴承	可倾瓦块轴承
稳定极限特性	→	→	→	→	→	→
轴承刚度	→	→	→	→	→	→

图7-2-6 径向轴承动态性能比较

圆轴承、椭圆轴承和三油楔轴承的稳定极限比较见图7-2-7。由图中看出,三油楔轴承的稳定区最大,圆轴承的稳定区最小。

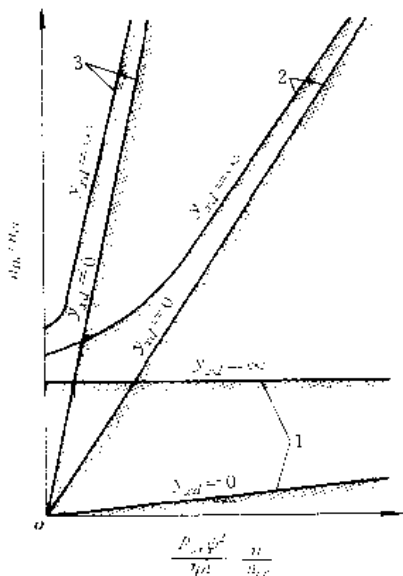


图7-2-7 三种轴承稳定区的比较

1—圆轴承 2—椭圆轴承 3—三油楔轴承  
 $y_{ed} = \infty$   $y_{ed} = 0$   $y$  轴的静挠度  $e$ —半径间隙  
 曲线右下方为稳定区,左上方为非稳定区

提高轴承运转稳定性,消除油膜振荡的措施为:

- (1) 采用稳定性好的轴承结构,如多油楔轴承,可倾瓦块轴承等;
- (2) 改变轴承工况,例如压强、间隙、润滑油粘度、

轴承宽度,使轴承特性数增大或减小,以避开不稳定区。

### 3-3 湍流的影响

轴承中流体的流动特征与轴承的运转速度、轴承间隙和润滑油粘度有关,通常用雷诺数  $Re$  判断。雷诺数

$$Re = \frac{\rho v h}{\eta}$$

对径向轴承  $h$  为半径间隙,  $v$  为轴颈圆周速度;对止推轴承  $h$  为平均油膜厚度,  $v$  为平均圆周速度。当雷诺数超过临界值 ( $Re_{cr}$ ) 时,流体的流动不再是层流,而出现二次流(泰勒涡);当超过更高的 ( $Re_{cr}$ ) 时,则流动变为湍流。

临界雷诺数值见表7-2-6。

表7-2-6 临界雷诺数

轴承类型	径向轴承	止推轴承
$(Re_{cr})_1$	$11.2/\sqrt{\psi}$	750~800
$(Re_{cr})_2$	$(100 \sim 150) / \sqrt{\psi}$	1000~2000

湍流对轴承性能的影响为:提高承载能力,偏位角增大,使轴心轨迹偏向层流轴承的外侧;增加摩擦,功耗增大;减少流量,温升提高。

因此,按层流条件确定的计算公式不能用于湍流状态。

### 4 压力供油径向圆轴承

轴承孔横截面为圆的轴承为圆轴承。压力供油是动压轴承的主要供油方式之一,润滑油在一定压力下泵入供油槽,进入轴承的收敛楔形间隙,形成一个完全的承载油膜,见图7-2-8。间隙最大处的油膜厚度为最大油膜厚度  $h_1$ ,间隙最小处的油膜厚度为最小油膜厚度  $h_2$ 。轴颈中心偏离轴承孔中心的距离为偏心距  $e$ ,它与半径间隙  $e$  之比称为偏心率  $\epsilon$ 。

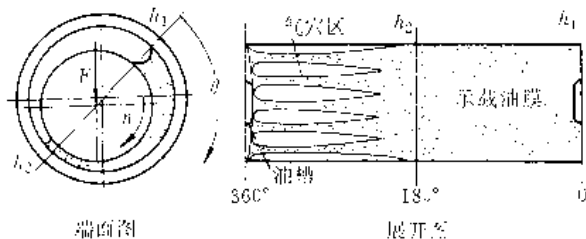


图7-2-8 完全油膜

轴承上供油用油槽分轴向油槽和周向油槽两种



### 4.1 稳态性能计算

计算目的在于确定轴承在液体动力润滑状态下安全运转的稳态参数。下面的计算方法适用于压力供油、稳定载荷作用下的圆轴承。

#### 4.1.1 承载能力

轴承单位投影面积上的载荷为平均压力  $p_m$ ，即  $p_m = \frac{F}{BD}$ 。它与润滑油粘度  $\eta$ 、轴转速  $n$  和相对间隙  $\phi$  组成无量纲数群， $\bar{F} = \frac{p_m \phi^2}{\eta n}$ ，称为轴承特性数。轴承油膜各处温度不同，因而油的粘度也不同，采用平均油温为有效油温，轴承特性数中用有效温度下的油粘度。  $\bar{F}$  与轴承的偏心率、宽径比有关，不同宽径比的轴承特性数与偏心率的关系曲线见图 7-2-9。确定偏心率之后，可由曲线查出  $\bar{F}$ ，求出承载能力  $F$ 。

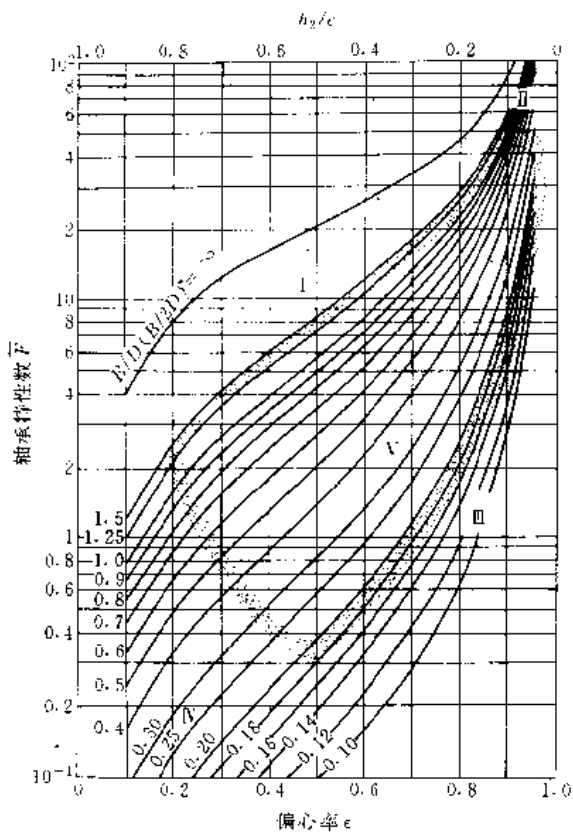


图 7-2-9  $\bar{F}-\epsilon$  关系曲线

I—轴承过宽 II—载荷过大 III—轴承过窄（周向油槽除外） IV—半膜振荡危险增大 V—推荐使用区  
· 括号内的  $B/(2D)$  用于周向油槽轴承

$$\bar{F} = \frac{p_m \phi^2}{\eta n}$$

#### 4.1.2 摩擦功耗

摩擦功耗与相对间隙、有效温度下的油粘度、轴承直径与宽度、轴转速组成无量纲摩擦功耗  $\bar{P}_\mu$ ， $\bar{P}_\mu = \frac{P_\mu \phi}{\eta B D^2 n^2}$ ，它亦是偏心率  $\epsilon$  和宽径比  $B/D$  的函数，并与供油槽的型式和位置有关。不同供油槽型式的轴承，其  $\bar{P}_\mu$  和  $\epsilon$  的关系曲线见图 7-2-10、图 7-2-11 和图 7-2-12。

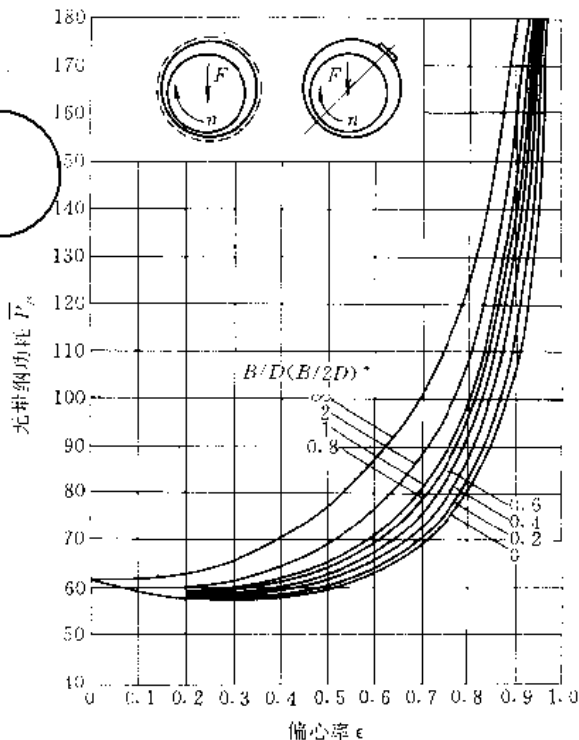


图 7-2-10  $\bar{P}_\mu-\epsilon$  关系曲线

(周向油槽或单轴向油槽位于最大油膜厚度处)  
· 括号内  $B/(2D)$  用于周向油槽

$$\bar{P}_\mu = \frac{P_\mu \phi}{\eta B D^2 n^2}$$

#### 4.1.3 偏位角

轴颈中心与轴承孔中心连心线与载荷作用线的夹角（锐角）称为偏位角  $\phi$ ，其值见图 7-2-13，可根据偏心率  $\epsilon$  和宽径比  $B/D$  查出。

#### 4.1.4 流量

通过供油槽向轴承的供油量是轴承尺寸、润滑油粘度和运转条件的函数。流量对间隙的变化非常敏感，另外，它还与供油槽型式和尺寸有关。

1. 轴向油槽的供油量 轴承采用轴向油槽时，供油量  $q$  由  $q_0$  和  $q_1$  两部分组成， $q_0$  是由旋转轴颈从油槽



带入轴承间隙的速度供油量,  $q_p$  是因供油压力从油槽压向轴承间隙的压力供油量。

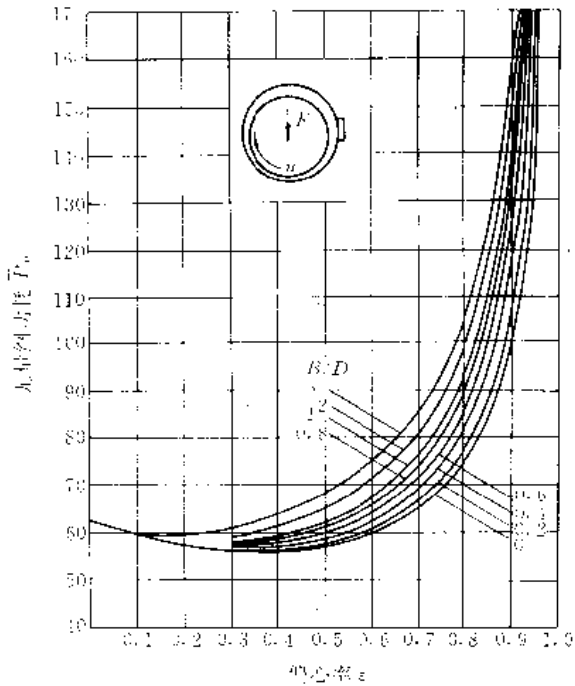


图 7-2-11  $\bar{q}_E-\epsilon$  关系曲线<sup>1)</sup>

(单轴向油槽位于与载荷作用线垂直的半径方向)

$$\bar{P}_s = \frac{P_s \phi}{\eta_s B D^2 n^2}$$

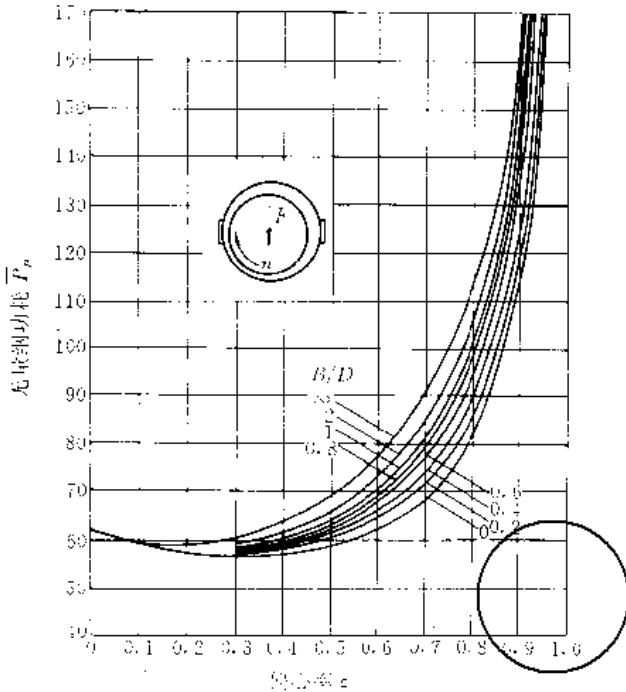


图 7-2-12  $\bar{q}_E-\epsilon$  关系曲线<sup>2)</sup>

(双轴向油槽位于与载荷作用线垂直的半径方向)

$$\bar{P}_s = \frac{P_s \phi}{\eta_s B D^2 n^2}$$

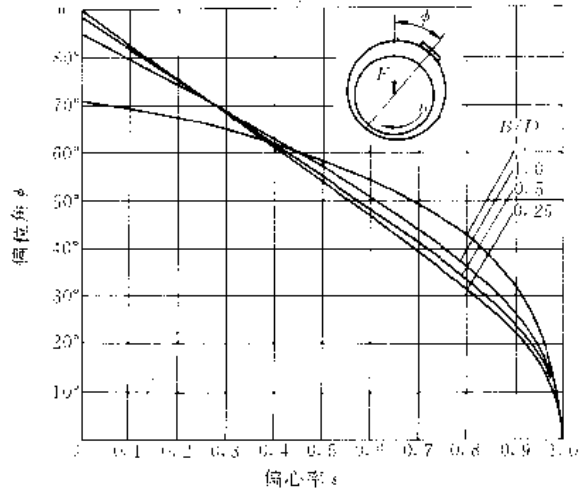


图 7-2-13 圆轴承的偏位角<sup>3)</sup>

轴承所需的油流量为  $q_E$ 。若  $q_v + q_p \geq q_E$ , 则润滑油能充满轴承间隙, 由  $q_E$  确定轴承油膜的有效温度和油粘度。若  $q_v + q_p < q_E$ , 则轴承在进油口处出现空穴, 由  $q = q_v + q_p$  作为计算用油流量。

轴向油槽轴承的无量纲所需油流量  $\bar{q}_E$  与  $\epsilon$  的关系曲线见图 7-2-14。图 7-2-15, 无量纲速度供油量  $\bar{q}_s$  与

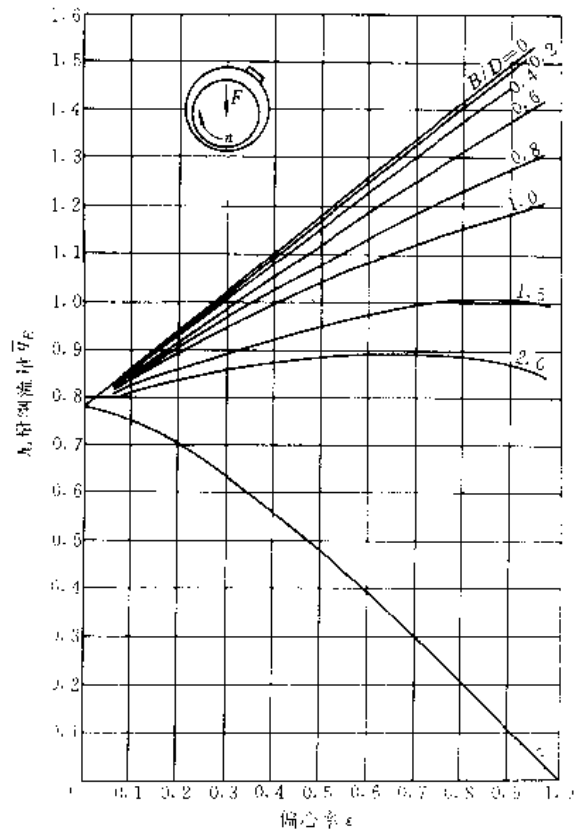


图 7-2-14  $\bar{q}_E-\epsilon$  关系曲线<sup>3)</sup>

(单油槽位于最大油膜厚度处)

$$\bar{q}_E = \frac{q_E}{\phi D^2 B n}$$



$\epsilon$  的关系曲线见图 7-2-16、图 7-2-17，无量纲压力供油量  $\bar{q}_p$  与供油槽型式和尺寸的关系曲线见图 7-2-18。

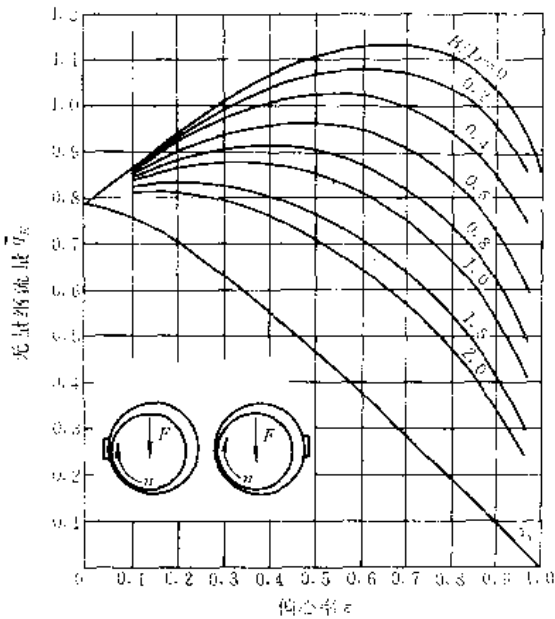


图 7-2-15  $\bar{q}_p$ - $\epsilon$  关系曲线<sup>[1]</sup>  
(单或双供油槽位于与载荷作用线垂直的直径上)

$$\bar{q}_p = \frac{q_p}{\phi F^2 B n}$$

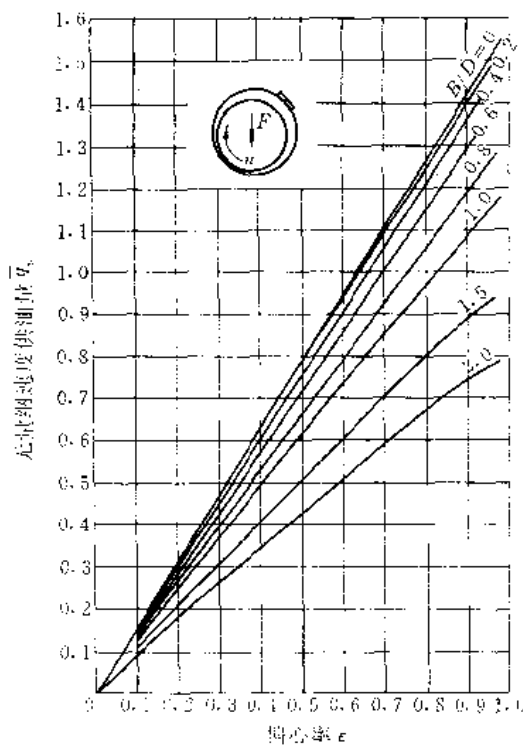


图 7-2-16  $\bar{q}_p$ - $\epsilon$  关系曲线<sup>[1]</sup>  
(单供油槽位于最大油膜厚度处)

$$\bar{q}_p = \frac{q_p}{\alpha \phi D^2 n}$$

$\alpha$ —供油槽长度 (见图 7-2-18)

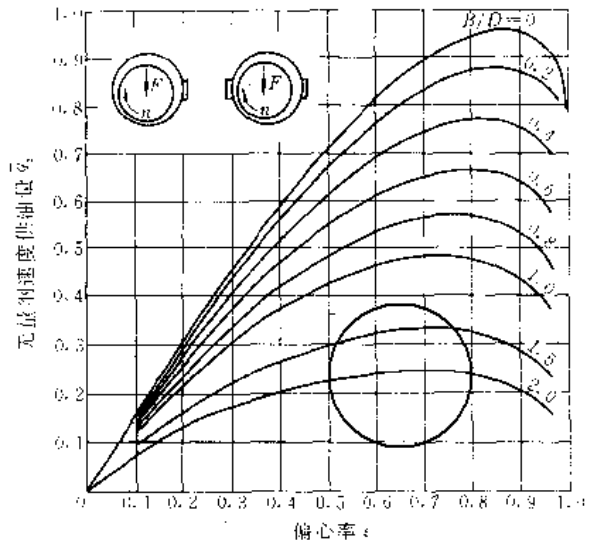


图 7-2-17  $\bar{q}_p$ - $\epsilon$  关系曲线<sup>[1]</sup>  
(单或双供油槽位于与载荷作用线垂直的半径方向)

$$\bar{q}_p = \frac{q_p}{\alpha \phi D^2 n}$$

$\alpha$ —供油槽长度 (见图 7-2-18)

2. 周向油槽的供油量 轴承采用中间周向供油槽时，只有压力供油量  $q_p$ ，其计算公式为<sup>[3]</sup>

$$q_p = q_p = \frac{0.5232 p_s c^2}{\eta_e (B/D)} (1.5 \epsilon^2 - 1) \quad (7-2-8)$$

式中  $p_s$ —供油压力 (Pa)；

$c$ —半径间隙 (m)；

$\eta_e$ —有效油温下的油粘度 (Pa·s)。

#### 4.1.5 温升

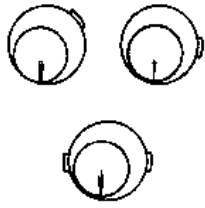
轴承中摩擦产生的热，有很大部分传给了润滑油，使油温升高，其余靠传导、对流和辐射传给周围环境。传给润滑油的部分在总散热量中所占比率称为功耗比数  $K$ ，严格计算  $K$  值十分困难，通常取  $K=0.8$  足够准确<sup>[4]</sup>。

在润滑油进口处的油温为进口油温  $t_1$ ，油流过轴承间隙，温度升高，油温的最高值为最高油温  $t_{max}$ ，出口处的油温为  $t_0$ ，称为出口油温。给定进口油温后，可根据油流量和功耗计算油的温升及出口油温、最高油温。

计算轴承性能时采用其平均油温，称为有效油温  $t_e$ 。

温升与油温的计算与供油槽型式有关，计算公式见表 7-2-7。





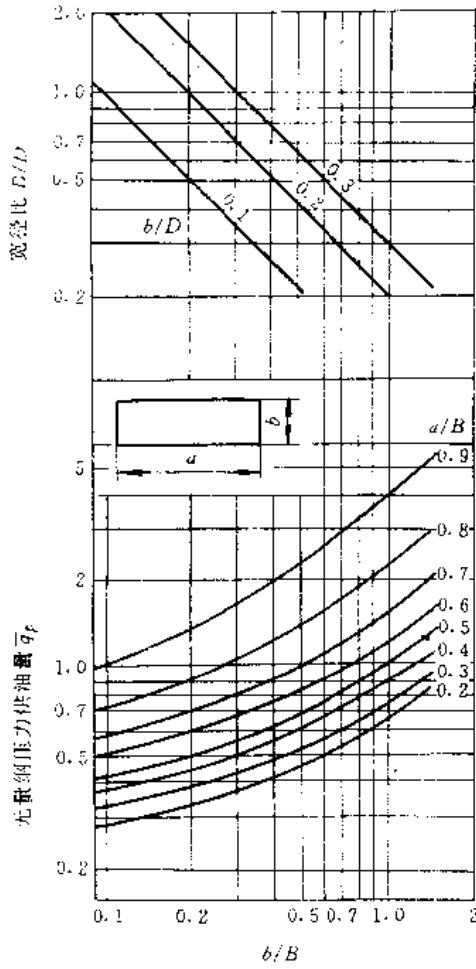
$$\bar{q}_p = \frac{\eta_1 q_p}{\rho \cdot h_1^3}$$

$\eta_1$  进口油膜下的油粘度

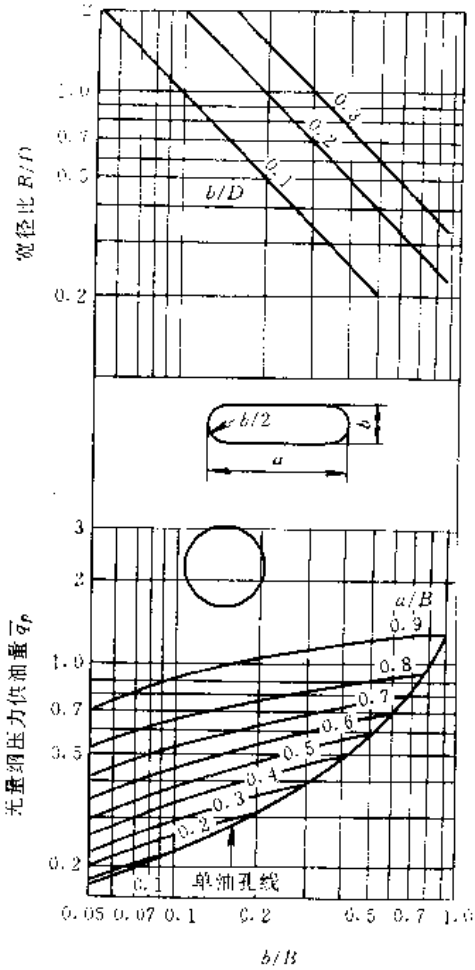
$\rho$ —供油压力

$$\bar{q}_p = \frac{\eta_1 q_p}{\rho \cdot (h_1^3 + h_2^3)}$$

$h_2$  油槽处油膜厚度



a)



b)

图 7-2-18  $\bar{q}_p$  与油槽尺寸的关系曲线<sup>[4]</sup>

a) 方头轴向供油槽 b) 圆头轴向供油槽

表 7-2-7 温升与油温计算式

项 目	轴向供油槽	周向供油槽
温升	$\Delta t = \frac{KP_p}{c_p \rho q}$ $q = q_k \quad q_k \leq q_p + q_s$ $q = q_p + q_s \quad q_k > q_p + q_s$	$\Delta t = \frac{KP_p}{c_p \rho q_t}$
有效油温	$t_e = t_1 - \Delta t$	$t_e = t_1 + \Delta t / 2$
出口油温	$t_o = t_1 + \frac{KP_p}{c_p \rho (q_p + q_s)}$	$t_o = t_1 - \Delta t$
最高油温	$t_{max} = t_1 + 2\Delta t$	$t_{max} = t_1 + \Delta t$
备注	$c_p$ 比定压热容; $\rho$ 润滑油密度; $K$ —功耗比数	



4.2 稳定性计算

通过油膜刚度系数和阻尼系数的计算，可判断轴承在工作转速下是否稳定。

油膜的刚度系数和阻尼系数是描述轴承动态特性的重要参量，它们分别反映了油膜压力与轴颈位移、油膜阻尼力与轴颈位移速度之间的函数关系。将刚度系数和阻尼系数无量纲化，得

$$\bar{K}_{ij} = K_{ij}c/F \quad (7\cdot2-9)$$

$$\bar{d}_{ij} = 2\pi ncd_{ij}/F \quad (7\cdot2-10)$$

对不可压缩的牛顿流体，在层流状态下，不考虑轴的变形时，无量纲油膜刚度系数 $\bar{K}_{ij}$ 与轴承特性数 $\bar{F}$ 的关系曲线见图7-2-19和图7-2-20，无量纲油膜阻尼系数 $\bar{d}_{ij}$ 与轴承特性数 $\bar{F}$ 的关系曲线见图7-2-21和图

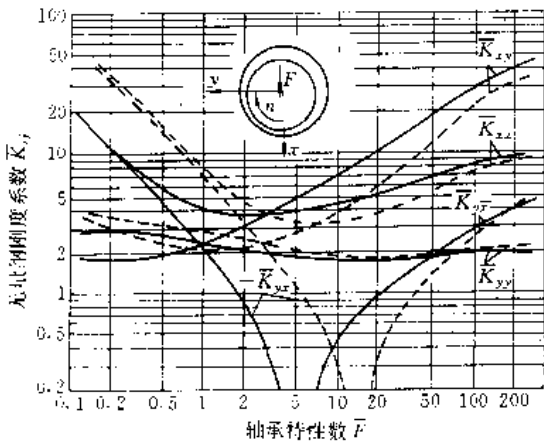


图7-2-19  $\bar{K}_{ij}-\bar{F}$ 关系曲线<sup>[9]</sup>

—  $B/D=0.5$     ---  $B/D=1.0$

$$\bar{K}_{ij} = \frac{K_{ij}c}{F}$$

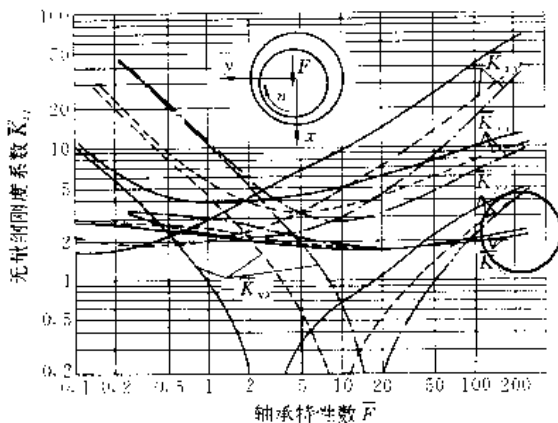


图7-2-20  $\bar{K}_{ij}-\bar{F}$ 关系曲线<sup>[9]</sup>

—  $B/D=0.35$     ---  $B/D=0.75$     - · -  $B/D=1.5$

$$\bar{K}_{ij} = \frac{K_{ij}c}{F}$$

7-2-22。

通过特征方程系数的分析进行稳定性判别，特征方程系数的计算公式为

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= \frac{d_{xx} + d_{yy}}{m} \\ a_2 &= \frac{d_{xx}d_{yy} - d_{xy}d_{yx} + K_{xx} - K_{yy}}{m^2} \\ a_3 &= \frac{d_{yy}K_{yy} + d_{xy}K_{yx} - d_{xx}K_{xx} + d_{yx}K_{xy}}{m^2} \\ a_4 &= \frac{K_{xx}K_{yy} - K_{xy}K_{yx}}{m^2} \end{aligned} \right\} (7\cdot2-11)$$

根据劳斯-赫尔维茨判别法，在各个系数都为正的条件下，稳定运转的条件是系数行列式的主子式

$$a_1 a_2 a_3 - a_1^2 a_4 - a_2^2 > 0 \quad (7\cdot2-12)$$

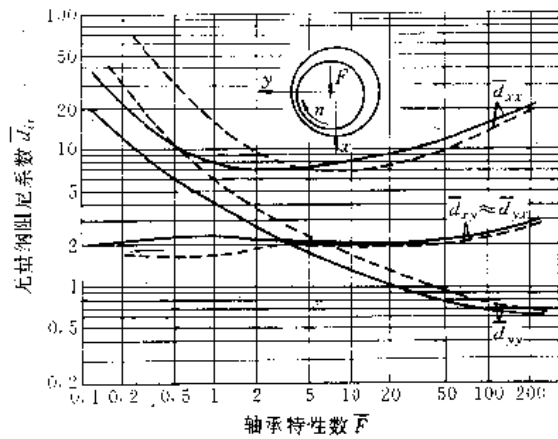


图7-2-21  $\bar{d}_{ij}-\bar{F}$ 关系曲线<sup>[9]</sup>

—  $B/D=0.5$     ---  $B/D=1.0$

$$\bar{d}_{ij} = \frac{2\pi ncd_{ij}}{F}$$

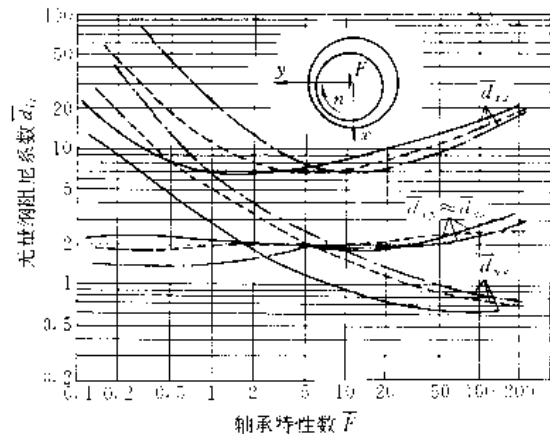


图7-2-22  $\bar{d}_{ij}-\bar{F}$ 关系曲线<sup>[9]</sup>

—  $B/D=0.35$     ---  $B/D=0.75$     - · -  $B/D=1.5$

$$\bar{d}_{ij} = \frac{2\pi ncd_{ij}}{F}$$





4.3 压力供油径向圆轴承的参数选择

4.3.1 宽径比  $B/D$

宽度尺寸大是滑动轴承主要缺点之一。为了减小机器的尺寸,希望滑动轴承有较小的宽度,即有较小的宽径比。

宽径比对轴承性能有显著影响,对动压轴承来说,宽径比大,轴承端泄量就少,油膜压力损失小,承载能力大,按理想状况计算,在相同直径下,宽度增大1倍,承载能力将增大5倍。然而,宽径比大的轴承,难以使轴颈与轴瓦完全同轴,加工、安装误差和变形将造成边缘接触,实际轴承达不到理想状态的承载能力。因此,从承载能力最大考虑,有的推荐取宽径比为0.6<sup>[1]</sup>。

宽径比亦将影响流量和摩擦功耗,因而将影响轴承温度。在相同轴颈直径下,宽的轴承温度将高于窄的轴承。同时,窄的轴承轴瓦上的压力较大,这一方面有

利于转子运动的稳定性,另一方面对轴瓦材料的强度要求较高。

随着机械的高性能化和轴瓦材料性能的改进,滑动轴承的宽径比不断减小。近年来内燃机轴承宽径比变化的统计趋势见图7-2-23。

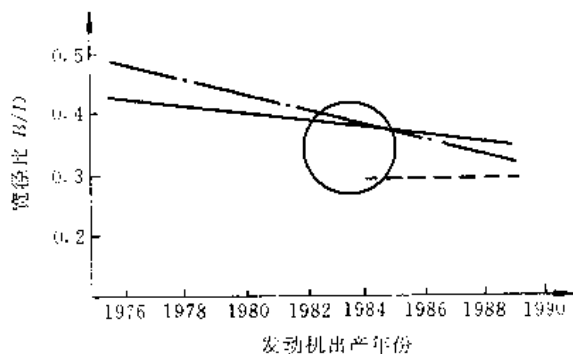


图7-2-23 内燃机轴承宽径比的变化<sup>[1]</sup>  
——直列式汽油机 ---V形汽油机 .....直列式柴油机

表7-2-8 常用机器的宽径比

机器名称	汽轮机	电动机 发电机	离心压缩机 离心泵	轧钢机	齿轮减 速装置	机床	传动轴	车辆 轴承箱
$B/D$	0.25~1.0	0.6~1.5	0.5~1.2	0.6~0.9	0.6~1.2	0.8~1.2	0.8~1.5	1.4~2.0

一般常用机器的  $B/D$  值见表7-2-8。应用表中  $B/D$  值时,应优先选用下限值。

可参考表7-2-9,根据轴承的工作条件,决定选用较大或较小的宽径比。

表7-2-9 宽径比的选用

工作条件	取较大 $B/D$	取较小 $B/D$
载 荷	小	大
速 度	低	高
轴的挠性	小	大
要求转子系统刚度	大	小

4.3.2 相对间隙  $\psi$

半径间隙  $c$  与轴承孔半径  $R$  之比为轴承相对间隙。间隙对最小油膜厚度和承载油膜的最高温度有重大影响。相对间隙过大,轴承的承载能力将下降,若相对间隙过小,则将导致轴承迅速过热而损坏。因此,设计轴承时,首先要确定允许的最小间隙。

一般情况下可依据速度按下式计算合适的相对间隙<sup>[1]</sup>。

$$\psi = 0.8 \times 10^{-3} \sqrt{v} \quad (7.2-13)$$

式中  $v$  ——轴颈圆周速度 (m/s)。

相对间隙值允许偏离该计算值  $\pm 25\%$ 。可按表7-2-10的建议选取相对间隙的上限值或下限值。

选择相对间隙还应考虑轴瓦材料的影响,表7-2-11可供确定相对间隙时参考。

相对间隙还与轴承上的载荷性质有关,故与机器类型有关,各种机器常用的相对间隙范围见表7-2-12。

表7-2-10 相对间隙的选取<sup>[1]</sup>

	选较小的 $\psi$	选较大的 $\psi$
轴承材料	软、弹性模量较小、轴承合金	硬、弹性模量较大、青铜
载荷(压力)	高	低
宽径比 $B/D$	$\leq 0.8$	$> 0.8$
支座结构	调心	刚性
载荷方向	旋转	静止
轴颈与轴承的硬度差	$\geq 100\text{H3S}$	$< 100\text{HBS}$
加工精度	较高	较低



表 7-2-11 各种轴承材料适宜的相对间隙

轴瓦材料	锡铋轴承合金	铅铋轴承合金	锡青铜	铸造锡青铜	铝青铜	铝基合金	铸铁
$\psi$	0.0004~0.0010	0.0005~0.0010	0.0010~0.0045	0.0010~0.0025	0.0005~0.0020	0.0007~0.0030	0.0020~0.0030

表 7-2-12 各种机器常用相对间隙

机器名称	相对间隙	机器名称	相对间隙	机器名称	相对间隙
机床	0.0001~0.0005	航空、汽车发动机	0.0005~0.0017	离心泵、车辆轴承箱	0.0010
轧钢机	0.0002~0.0015	船用蒸汽机	0.0008~0.0020	船用、固定式汽轮机	0.0010~0.0050
船用中小功率柴油机	0.0004~0.0013	电动机、发电机	0.0010~0.0020	齿轮传动装置	0.0015~0.0025

4-3-3 最小油膜厚度的极限值  $h_{2min}$

最小油膜厚度  $h_2$  与偏心率的关系是

$$h_2 = c(1 - \epsilon) \quad (7-2-14)$$

它是轴承特性数和宽径比的函数(见图 7-2-9), 为确保轴承在液体润滑条件下安全运转, 必须使  $h_2 > h_{2min}$ 。

最小油膜厚度极限值与轴的挠曲度、对中误差及摩擦表面的几何精度和粗糙度等综合因素有关, 其近似计算公式为<sup>[3]</sup>:

$$h_{2min} = h_2 + y_1 - y_2 \quad (7-2-15)$$

式中  $y_1$  轴挠曲变形在轴承端面出现的挠度;

$y_2$  两轴承同轴度误差在轴承端面引起的偏移量。

$h_2$  为最小安全油膜厚度, 在轴承、轴颈摩擦表面几何精度和粗糙度为推荐值时, 可根据转速和轴颈直径由图 7-2-24 查出。

对中间受载的双支承轴(图 7-2-25a),  $y_1$  的计算式为

$$y_1 = 1.6 \frac{B}{L} y_{max} \quad (7-2-16a)$$

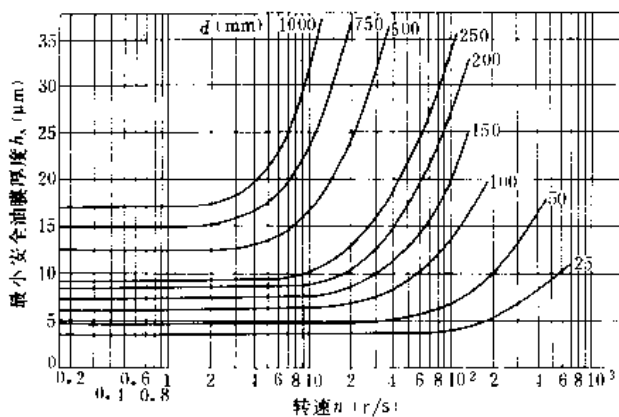


图 7-2-24 最小安全油膜厚度<sup>[3]</sup>

对悬臂受载的双支承轴(图 7-2-25b)<sup>[1][3]</sup>,  $y_1$  的计算式为

$$y_1 = \frac{B}{2a(1 + 1.5a/L)} y_{max} \quad (7-2-16b)$$

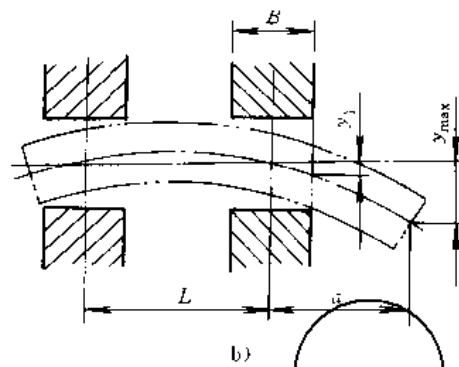
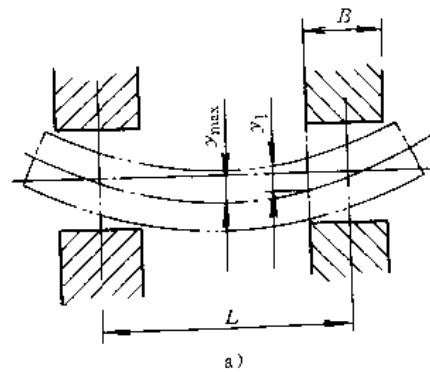


图 7-2-25 挠度计算示意图<sup>[1][3]</sup>

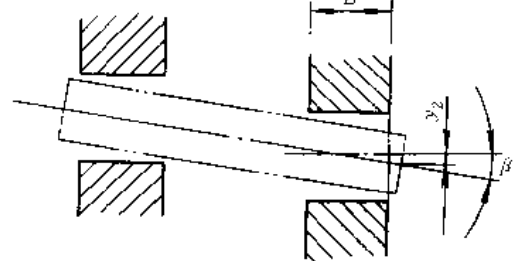


图 7-2-26 偏移量计算示意图



同轴度误差引起的偏移量 (图 7-2-26)  $y_2$  的计算式为

$$y_2 = \frac{B}{2} \tan \beta \quad (7-2-17)$$

若轴承平均压力  $p_m < 3\text{MPa}$ ,  $y_1$  可忽略不计, 自动调心轴承的  $y_1$  和  $y_2$  均可忽略。

#### 4-3-4 润滑油粘度 $\eta$

对于动压轴承, 润滑剂最重要的性质是它的粘度。动压轴承承载能力与粘度成正比, 如果油粘度太低, 轴承的承载能力就不够。动压轴承的摩擦功耗也与粘度成正比, 如果粘度太高, 功耗过大, 轴承温度将上升。而且, 润滑油粘度随温度上升而下降, 因而靠提高油粘度以增大轴承承载能力有一定限度。

在给定载荷 (平均压力) 和轴颈线速度下许用的最小粘度见图 7-2-27。该粘度是润滑油在轴承平均温度下的粘度。

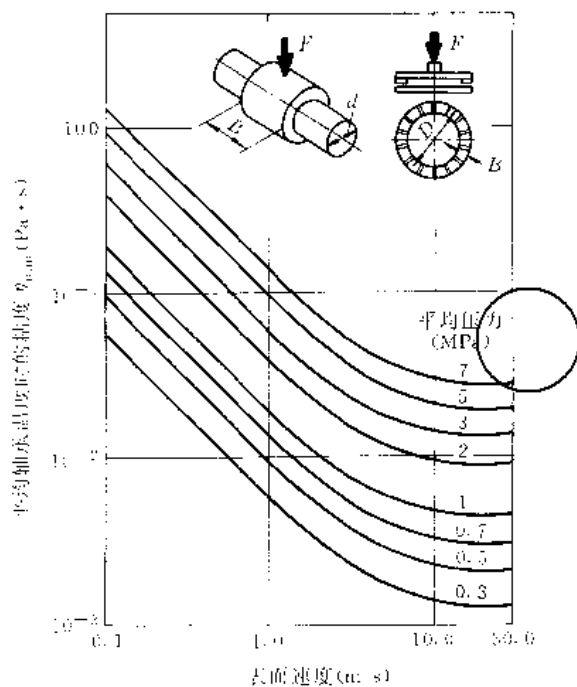


图 7-2-27 动压轴承最小油粘度<sup>[8]</sup>

#### 4-3-5 润滑油温度 $t$

用泵把油箱中的润滑油送入轴承, 油箱中油的温度为轴承进口油温。油进入轴承间隙, 流经轴承间隙的过程中, 不断从两侧端面流出 (端泄), 同时, 温度不断升高, 流经距离愈长, 温度愈高。从两侧不同位置流出之油温度不同, 最后经混合后一并流入回油管, 这时的油温为出口油温。出口油温与油膜中的平均油温十

分接近。润滑油流回油箱后处于散热状态, 温度下降。散热能力随供油装置的条件而改变, 供油装置的散热条件差别极大, 因此, 不控制供油装置温度很难预测进口油温。

重要的轴承应该采用加热和冷却手段, 使油箱保持恒温, 以获得恒定的进口油温。这样才能控制轴承温度。

出口油温  $t_o$  将影响润滑油氧化变质速度, 对一般的矿物油, 希望  $t_o \leq 75\text{C}$ 。最高油温的允许值与油的种类和轴承材料有关, 对矿物油和轴承合金, 常控制  $t_{\text{max}}$  值不超过  $90\sim 100\text{C}$ 。

#### 4-3-6 制造公差和表面粗糙度

考虑到加工误差, 轴承孔和轴颈直径是个不确定的尺寸, 因此轴承间隙也是不确定的尺寸。然而, 轴承承载能力与轴承间隙的平方成反比, 间隙值的影响很大。例如, 直径 50mm 的轴颈, 若轴颈直径和孔径按 H6/f5 加工, 最大间隙是  $62\mu\text{m}$ , 最小间隙是  $30\mu\text{m}$ , 则承载能力之比近似为  $(30/62)^2$ , 即  $1:4.27$ 。所以按国家标准规定的公差与配合确定制造公差, 难以保证动压轴承安全运转。为此, 应限定相对间隙的偏差范围, 根据相对间隙的偏差确定轴承孔和轴颈直径的制造公差。建议取相对间隙  $\phi$  的偏差范围为  $\phi_{\text{min}} \geq 0.875\phi$ ,  $\phi_{\text{max}} \leq 1.185\phi$ , 这样能保证承载能力偏离公称值不超过 30%。这时, 轴承孔和轴颈直径的上下偏差应满足

$$\left. \begin{aligned} D_{\text{max}} - d_{\text{min}} &= \phi_{\text{max}} D \\ D_{\text{min}} - d_{\text{max}} &= \phi_{\text{min}} d \end{aligned} \right\} \quad (7-2-18)$$

同轴度的偏差使轴的中心线相对轴承孔中心线倾斜, 造成轴颈与轴瓦边缘接触, 局部载荷很大。不产生边缘局部载荷过大允许的最大倾斜角约为  $0.0002\text{rad}$ , 即斜度  $1:5000$ 。

粗糙度参数  $R_a$  愈小, 轴承抗过载能力愈强, 运转愈安全, 但加工成本也高。通常, 在确定表面粗糙度时要考虑轴承的用途和经济性。对中等速度或较高速度的轻载轴承, 例如汽轮机、汽轮发电机、涡轮压缩机等主轴承, 应取粗糙度参数  $R_a \leq 0.63\mu\text{m}$ , 对重载轴承, 如轧钢机轴承, 应取  $R_a \leq 0.16\mu\text{m}$ 。由于轴颈和轴承孔的加工难易程度不同, 故轴颈表面粗糙度参数  $R_a$  比轴承孔表面粗糙度参数  $R_a$  最好小一些。

#### 4-4 供油槽型式及其尺寸

##### 1. 供油槽型式 (表 7-2-13)



表 7-2-13 供油槽型式及其特点

油槽类型	单轴向油槽		双轴向油槽	周向油槽
简图				
轴承座	整体	对开	对开/整体	对开/整体
轴颈转动方向	单向		双向	双向
载荷方向	不变		不变	变化

**2. 单轴向油槽** 通常把单轴向油槽设于最大油膜厚度处或与载荷作用线垂直的半径方向。

最大油膜厚度的位置随载荷和速度变化,所以只有在稳定工况下运转的轴承,才有条件在最大油膜厚度处开油槽。最大油膜厚度位置见图 7-2-13。

当载荷方向不变时,可在载荷作用线垂直方向的半径方向靠最大油膜厚度一侧,设单轴向油槽。由于载荷方向通常都是已知的,故便于加工和装配,可适用于剖分轴承。这种单轴向油槽轴承,轴颈只能按给定方向旋转。

轴向油槽的长度通常取为轴承宽度的 80%,即  $a/B=0.8$ 。槽宽  $b$  见图 7-2-18,可根据轴承宽径比和压力供油量查出,应使槽宽与轴承直径之比  $b/D$ ,在 0.1~0.3 范围内。

**3. 双轴向油槽** 双轴向油槽一般开在与载荷作用线垂直的直径上。这样布置的油槽适用于剖分轴承,轴颈可正反方向旋转,但载荷方向应变化不大。

双轴向油槽的尺寸和单轴向油槽同样选取。

**4. 周向油槽** 油槽设在轴承宽度中点处的圆周上,把轴承分为两个独立部分,相当于把轴承变为两个宽度小一半的轴承。不考虑轴的弯曲导致边缘载荷,轴承承载能力大约与宽径比的 1.5 次方成正比,所以周向油槽的承载能力较同样尺寸轴向油槽的低得多。

但是,周向油槽适用于载荷方向改变、甚至旋转的轴承,也能适应轴颈双向旋转。

周向油槽尺寸受许多因素影响,在无任何限制的前提下,建议槽宽取为轴承直径的 1/10(即  $D/10$ ),槽

深取为槽宽的 1/3。

**5. 油槽处的油膜厚度** 油槽处的油膜厚度决定于油槽位置和偏心率,可由图 7-2-28 查出。该油膜厚度将影响压力供油量。

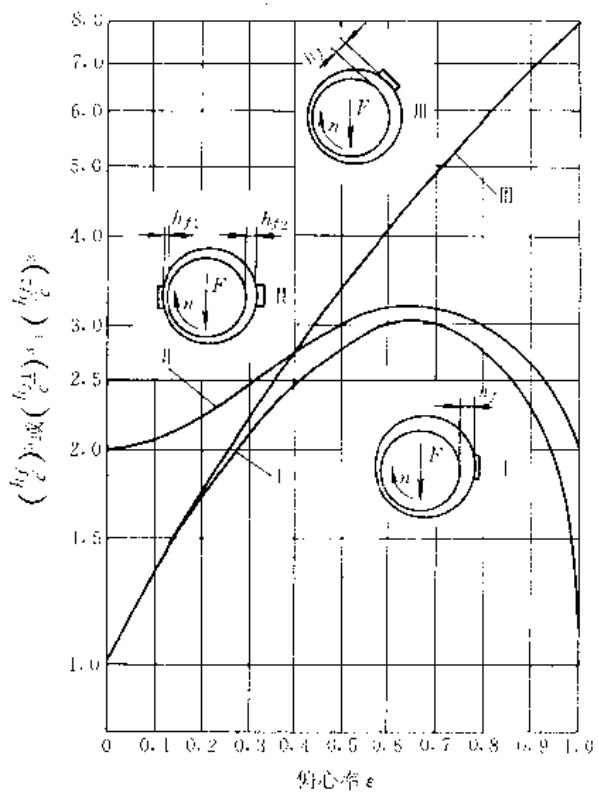


图 7-2-28 供油槽处油膜厚度<sup>1)</sup>

4.5 计算流程 (图 7-2-29)



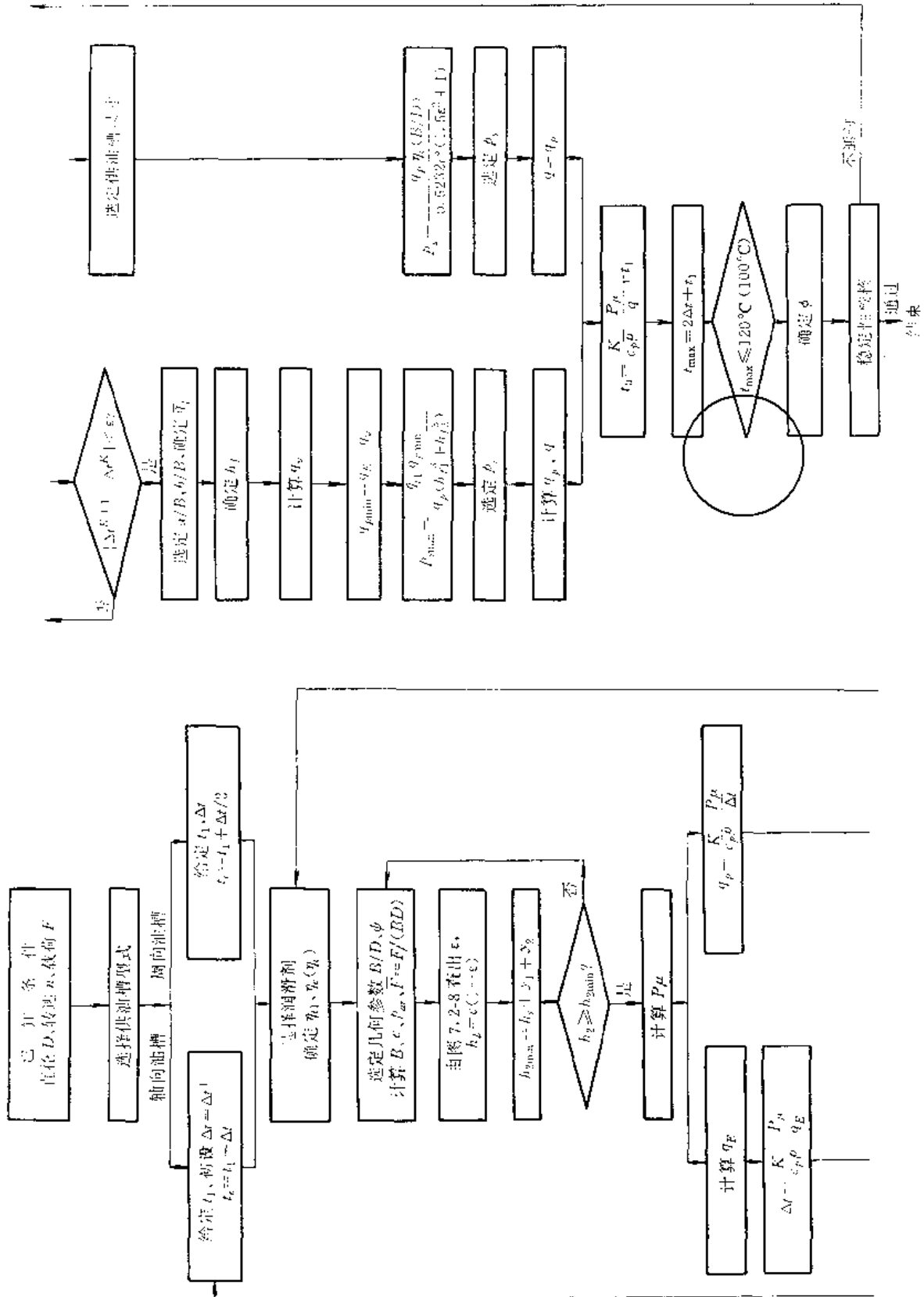


图 7-2-20 液体动压轴承计算流程



### 5 不完全油膜径向圆轴承

采用润滑脂、油绳或滴油润滑的径向圆轴承,得不到足够的润滑剂,不能形成一个完全的承载油膜,轴颈只能在不完全的薄油膜(图7-2-30)上运转。这种轴承的性能与轴承材料、轴颈与轴承表面粗糙度、润滑剂供给量等因素有关。

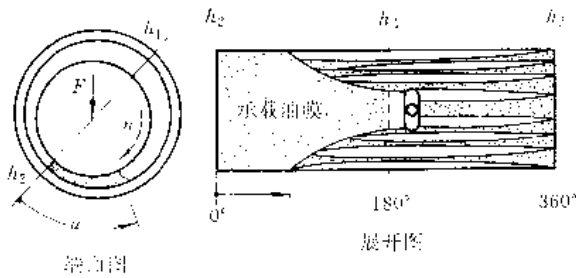


图 7-2-30 不完全油膜示意图<sup>[5]</sup>

#### 5.1 轴承性能

不完全油膜轴承适用的载荷-速度范围见图7-2-31,实线所包括的范围内是轴承的适宜工作区域,虚线所包括的范围是轴承能安全工作的区域,在实线和虚线之间的区域工作时,必须仔细磨合、表面粗糙度要小,慎重选择轴承材料。

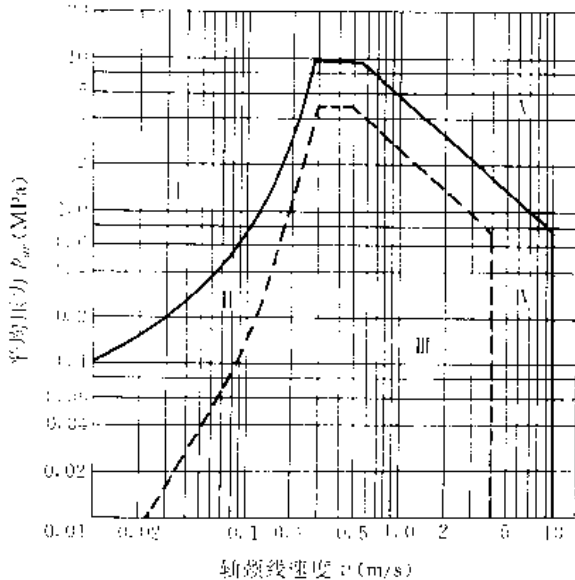


图 7-2-31 不完全油膜轴承的适用范围<sup>[5]</sup>

I—边界润滑区 II—油润滑区 III—不完全油膜安全工作区 IV—滴油润滑区 V—油环或压力供油润滑区

#### 5.1.1 承载能力

轴颈中心与轴承中心的倾斜度、润滑油流量、最小

油膜厚度极限值对轴承承载能力有很大影响。若以轴承特性数  $\bar{F} = \frac{p_{av} \psi^2}{\eta_c n}$  表征轴颈中心与轴承中心完全平行时的承载能力,当轴颈中心倾斜时,承载能力下降,用倾斜影响系数  $k_m$  (见表7-2-14) 计算其影响。于是,轴承的实际承载能力应由轴承特性数  $\bar{F} = \frac{p_{av} \psi^2}{\eta_c n k_m}$  表征。

表 7-2-14 倾斜影响系数  $k_m$ <sup>[5]</sup>

$k_m$	$(y_1 + y_2) / c$				
	0	0.1	0.5	1.0	1.5
$h_2/c=0.02$	1.0	0.33	0.07	0.03	0.01
$h_2/c=0.2$	1.0	0.65	0.25	0.12	0.08

$y_1, y_2$  的计算见式(7-2-16)、式(7-2-17)

承载能力与最小油膜厚度和流量有关,在不同最小油膜厚度极限值下,轴承特性数与流量的关系曲线见图7-2-32。

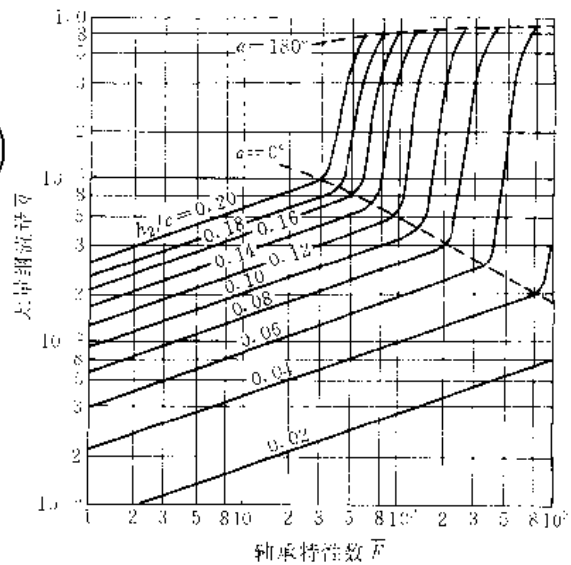


图 7-2-32 轴承特性数与流量关系曲线<sup>[5]</sup>

$$\bar{q} = \frac{q}{\pi n D B c} \quad \bar{F} = \frac{p_{av} \psi^2}{\eta_c n k_m (B/D)^2}$$

#### 5.1.2 供油量

流量直接影响承载油膜的大小。若连续运转、载荷稳定,则在载荷、轴承参数已知的情况下通过下式计算出流量:

$$q = \pi \bar{q} D B n c \quad (7-2-19)$$

式中  $\bar{q}$  无量纲流量,见图7-2-32,根据  $\bar{F}/(B/D)^2$  查出。

这个流量是轴承安全运转的最小流量。

大部分润滑油在轴承间隙中循环流动,只有少部分从两端流出。需要从润滑装置补充的油量可近似取



为该流量的 1/10, 即  $q/10$ 。

油绳润滑和滴油润滑能提供的油量见图 7-2-33 和图 7-2-34。

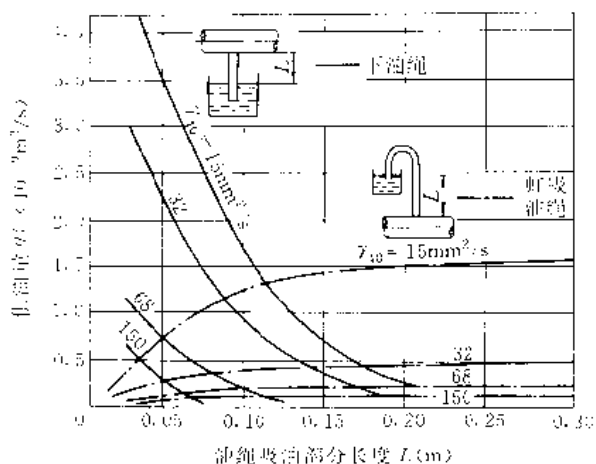


图 7-2-33 毛毡油绳供油量<sup>[8]</sup>

(温度 21℃, 油绳截面积 0.65cm<sup>2</sup>, 毛毡密度 3.4g/cm<sup>3</sup>)

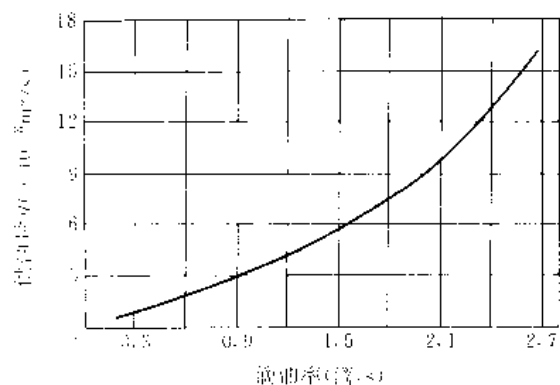


图 7-2-34 滴油供油量<sup>[8]</sup>

对于脂润滑, 可按下列式计算供油量:

$$q = \pi k_2 DBc \quad (7-2-20)$$

式中  $k_2$ ——系数, 见表 7-2-15。

表 7-2-15 不同转速下的  $k_2$  值<sup>[8]</sup>

转速 $n$ (r/s)	$\approx 2$	2~4	4~8	8~16
$k_2$ (1/s)	$0.56 \times 10^{-4}$	$1.11 \times 10^{-4}$	$2.22 \times 10^{-4}$	$5.36 \times 10^{-4}$

选择润滑剂供给方式时, 除考虑所需供油量外, 尚应考虑供油方式的特性及油绳、填料的性能。

### 5-1-3 摩擦功耗

摩擦功耗是载荷、运转参数、几何参数的函数, 可根据轴承特性数, 由图 7-2-35 查出摩擦数  $\mu/\psi$ , 按下式计算:

$$P_u = \pi (\mu/\psi) \phi F D n \quad (7-2-21)$$

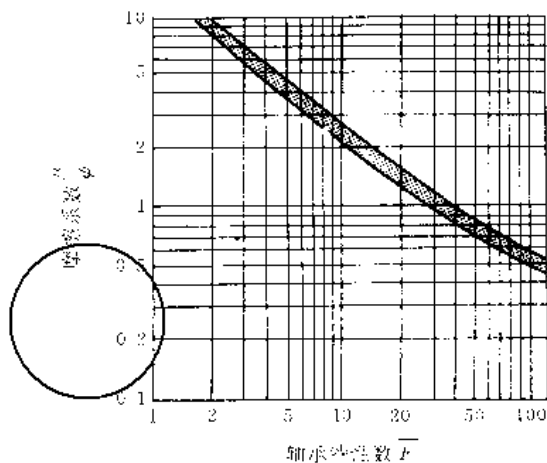


图 7-2-35  $\mu/\psi-F$ 关系曲线<sup>[8]</sup>

$$\bar{F} = \frac{P_u \phi^{0.7}}{\eta_s n}$$

### 5-1-4 轴承温度

由于润滑油中的大部分在轴承间隙中循环流动, 故假定轴承中摩擦热全部经轴承座表面散去, 按此进行热平衡计算。

在运转过程中, 摩擦热为润滑油吸收, 油膜温度升高。油膜与轴承壳体(轴承座)出现温差, 热传向轴承座, 使轴承座表面温度高于环境温度。于是, 热量通过轴承座表面散向四周。

轴承座表面的热流密度

$$\phi = P_u/A \quad (7-2-21)$$

式中  $A$ ——轴承座表面散热面积。

热流密度  $\phi$  值与轴承座表面高于环境的温差成正比, 并受周围环境中空气流动速度的影响。可由图 7-2-36 根据  $\phi$  查出轴承座表面与环境实现  $\phi$  所需的温

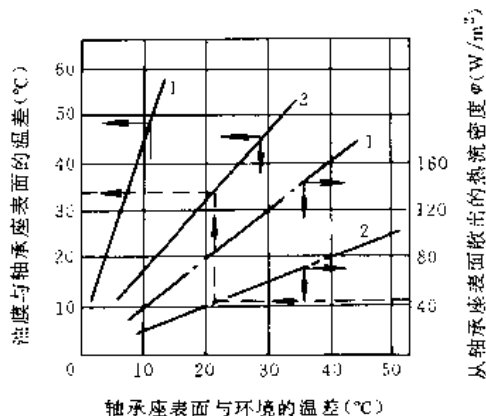


图 7-2-36 轴承温度<sup>[8]</sup>

1—气流速度 2.5m/s 2—气流速度为零



差近似值,还可查出从油膜到轴承座所需要的温差。因此,就可知道热平衡下油膜工作温度,它应在润滑剂和轴承材料的允许工作温度范围内,否则应采取加强散热的措施或改变轴承参数。

5.2 不完全油膜径向圆轴承的参数选择

5.2.1 最小油膜厚度极限值  $h_{2min}$

最小油膜厚度的极限值仍按式(7.2-15)计算,其中最小油膜厚度的安全值  $h$ ,取决于轴承材料和两表面的粗糙度,按下式计算:

$$h = k_m (R_{s1} + R_{s2}) \quad (7.2-22)$$

式中  $k_m$ ——材料系数,其值见表 7.2-16;

$R_{s1}$ 、 $R_{s2}$ ——轴颈、轴瓦表面微观不平度的十点高度。

表 7.2-16 材料系数  $k_m$  [3]

轴瓦材料	锡青铜 CuSn10P	铅青铜	铅锡合金	轴承合金	热塑性塑料	热固性塑料
$k_m$	1.0	0.8	0.8	0.5	0.6	0.7

注:轴颈材料硬度应为轴瓦材料硬度的 5 倍。

5.2.2 相对间隙  $\psi$

相对间隙  $\psi$  的大小对轴承承载能力影响极大,也影响轴承的摩擦功耗。用脂润滑时,过小的  $\psi$  会使供油困难。

一般根据轴承制造精度和安装精度、润滑剂类型选取适宜的  $\psi$  值,可参考下列公式估算适宜的  $\psi$  值 [22]:

表 7.2-17 脂润滑轴承的特点

项目	相对间隙	润滑剂供给	起动转矩	功耗	承载能力	转速
特点	过小间隙导致轴承发热,并且供油困难	所需供油量很少,流变学性能使脂不易端泄,但冷却效果差	轴不转而受载时油膜也能存在,故起动转矩低	表观粘度较高,故功耗较大	根据表观粘度估算承载能力,不易预计设计性能参数	适用低速,一般用于圆周速度小于 2m/s

表 7.2-18 润滑剂的选择 [23]

工作温度 (°C)	速度 (m/s)	滑 脂		滑 油	
		品 种	针入度	品 种	$\nu_{40}$ (mm <sup>2</sup> /s)
<60	<0.5	钙基润滑脂	265~310	含油性添加剂的矿物油	68
	>0.5		335~385		32
60~130	<0.5	以高精度指数矿物油为基础油、含抗氧添加剂的烃基脂	220~250	含抗氧添加剂的矿物油	130
	>0.5				锂基润滑脂
>130		含硅油的膨润土基脂	220~250	含抗氧添加剂的合成油	130

$$\psi = \left( \frac{0.005}{D} + 0.56 \right) \times 10^{-3} \quad \text{油润滑高精度轴承}$$

$$\psi = \left( \frac{0.020}{D} + 0.68 \right) \times 10^{-3} \quad \text{油润滑一般精度轴承}$$

$$\psi = \left( \frac{0.032}{D} + 0.92 \right) \times 10^{-3} \quad \text{油润滑低精度轴承}$$

$$\psi = \left( \frac{0.050}{D} + 2.5 \right) \times 10^{-3} \quad \text{脂润滑轴承}$$

(7.2-23)

式中  $D$ ——轴承直径 (m)。

5.2.3 表面粗糙度

建议轴颈表面粗糙度  $R_a$  值为  $0.16 \sim 0.32 \mu\text{m}$ , 轴承表面粗糙度  $R_a$  值为  $0.32 \sim 0.63 \mu\text{m}$ 。

当轴颈表面最终的工序是磨削时,砂轮相对表面的运动方向最好就是将来轴瓦表面相对轴颈的滑动方向。

5.2.4 宽径比  $B/D$

为了在一定供油量下有足够多的油在轴承间隙内流动,必须减少端泄量,为此,这种轴承不宜过窄,宽径比最好在  $0.7 \sim 1.3$  之间选取。

5.3 润滑剂

润滑剂分为油和脂两种,润滑脂适用于低速重载轴承,脂润滑轴承的特点见表 7.2-17。选择润滑油粘度和润滑脂针入度时,可参考表 7.2-18,表中温度是润滑剂工作温度,可按比环境温度高  $50 \sim 60^\circ\text{C}$  估算润滑剂工作温度。

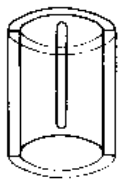
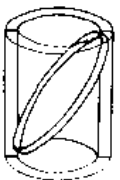
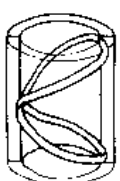
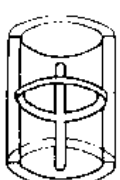
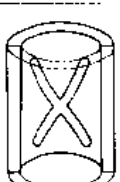
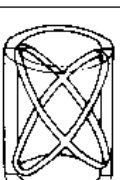
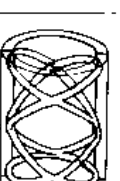




5.4 油槽型式

轴瓦内表面需制出油槽，其作用是使润滑剂均匀分布于轴瓦表面上。不完全油膜和混合润滑轴承常用油槽型式及应用场合见表 7-2-19。

表 7-2-19 油槽型式及其应用

油槽型式	载荷方向	旋转方向	轴瓦结构	轴瓦装配	润滑剂
	固定	固定	整体/剖分	装在固定轴承座内	油
	固定/变化	固定/变化	整体	装在移动轴承座内	油
	固定	变化	整体	装在固定轴承座内	油
	固定	固定/变化	整体/剖分 (由轴供油)	装在固定轴承座内	油
	固定	固定/变化	整体/剖分	装在固定轴承座内	油
	—	—	—	—	脂
	—	—	—	—	脂

6 多楔径向轴承

多楔径向轴承运转时，在每一个油楔中都产生液体动压力，见图 7-2-37。轴承的承载能力为各油楔油膜压力合力的矢量和，摩擦功耗为各油楔功耗的数量和。

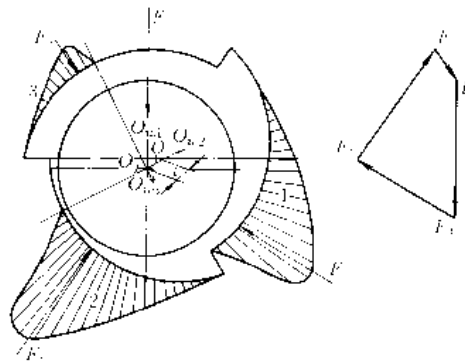


图 7-2-37 三油楔轴承的油膜压力

多楔径向轴承可分为单向结构和双向结构两种类型。单向结构轴承(图 7-2-38b)轴只能在一个方向上旋转；双向结构轴承(图 7-2-38a)轴可在两个方向上旋转。

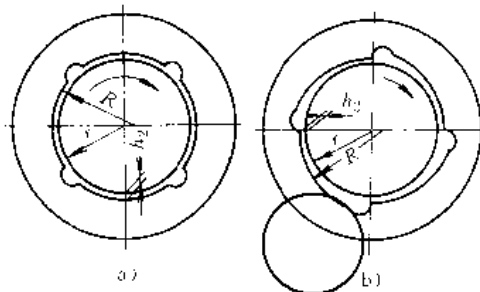


图 7-2-38 多楔径向轴承结构  
a) 单向结构 b) 双向结构

6.1 多楔轴承的几何参数

多楔轴承的几何参数、符号及计算公式见表 7-2-20。

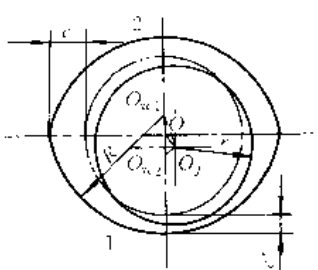
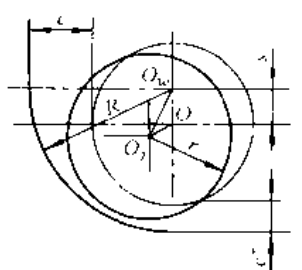
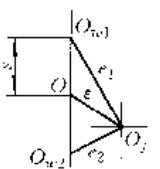
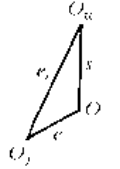

6.2 多楔轴承的参数选择

6.2.1 油楔数 Z

油楔数 Z 影响轴承稳定性及其承载能力。椭圆轴承的稳定性优于圆轴承，三油楔轴承的稳定性优于椭圆轴承。油楔数愈多，在各个方向上的油膜刚度愈均匀，但并非油楔数愈多，稳定性愈好。



表 7-2-20 多楔径向轴承的几何参数、符号及计算公式

符 号	参 数 名 称	参 数 名 称	
		椭圆轴承	多楔轴承
	计 算 公 式		
			
$O$		轴承孔几何中心	
$O_j$		轴颈中心	
$O_w$			油楔面曲率中心
$R$		油楔面曲率半径	
$r$		轴颈半径	
$s$	$\overline{OO_w}$	油楔偏心距	
$c$	$c = R - r$	侧隙	半径间隙
$c^*$	$c^* = R - r - s = c - s$	顶隙	最小半径间隙
$e$	$OO_j$	轴颈偏心距	
$e_i$	$\overline{O_j O_w}$	相对偏心距	
$\epsilon$	$\epsilon = e/c$	偏心率	
$\epsilon_i$	$\epsilon_i = e_i/c$	相对偏心率	
$\epsilon^*$	$\epsilon^* = e/c^*$	轴颈偏心率	
$\psi$	$\psi = c/r$	相对侧隙	相对楔隙
$\psi^*$	$\psi^* = c^*/r$	相对顶隙	相对间隙
$\psi/\psi^*$	$\psi/\psi^* = c/c^*$	椭圆度	楔形度

注： $i$ —油楔顺序号， $i=1, 2, \dots$ 。

油楔数增多一般会减小轴承承载能力。为了轴承在稳定运转的前提下，提高多楔轴承的承载能力，可采用不等长油楔。

油楔数还影响轴承结构，偶数油楔便于采用剖分结构。

### 6.2.2 最小半径间隙 $c^*$

轴颈中心处于轴承孔几何中心时，轴颈表面到轴

瓦表面最小距离称为最小半径间隙  $c^*$ ，在椭圆轴承中通称顶隙。相对顶隙（相对间隙）的值可参照本章 4.3.2 节选取。

### 6.2.3 楔形度

相对楔隙与相对间隙之比  $\psi/\psi^*$  称为楔形度，它也是半径间隙与最小半径间隙之比，在椭圆轴承中称为椭圆度。楔形度主要取决于油楔偏心距  $s$ 。 $s$  愈大，楔

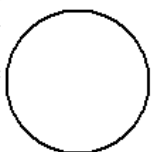


形度愈大，即油楔的楔角愈大。

楔形度过大，则油楔起始端开口过大，可能在油楔起始段油膜无压力，使承载油膜变短。由于无压力油膜中仍有摩擦损失，功耗不会按承载油膜长短的比例减小，故轴承的摩擦系数会增大。

楔形度过小，工艺上难以实现，同时，轴颈偏移之后，有的油楔收敛楔形间隙变得很短，因而承载油膜也很短。

根据理论分析，最佳楔形度为 2~3。对于要求间隙很小的多楔 ( $Z > 3$ ) 轴承，在工艺上仍很难实现 2~3 的楔形度。同时，若轴颈偏心距较大，为了使轴颈位移后形成的收敛楔形间隙不致太短，宜采用较大些的楔形度。推荐取楔形度  $\phi/\phi' \approx 5$ ，即油楔偏心距  $s \approx 4c'$ 。



### 6.3 椭圆轴承

椭圆轴承有两个油楔，油楔面为圆弧面，因有较大的侧隙，故端泄流量比圆轴承高，功耗和轴承温升较圆轴承低。

椭圆度  $\phi/\phi' = 2.2, 3$  和 4 的椭圆轴承，其  $\frac{P_{\omega}\psi^2}{\eta,n}$  与  $\epsilon$  的关系曲线见图 7-2-39~图 7-2-41， $\bar{q}_1$  与  $\epsilon$  的关系曲线见图 7-2-42。无量纲功耗  $\bar{P}$  和无量纲油槽侧泄流量  $\bar{q}_1$  与轴承椭圆度的关系曲线见图 7-2-43。椭圆度为 2、

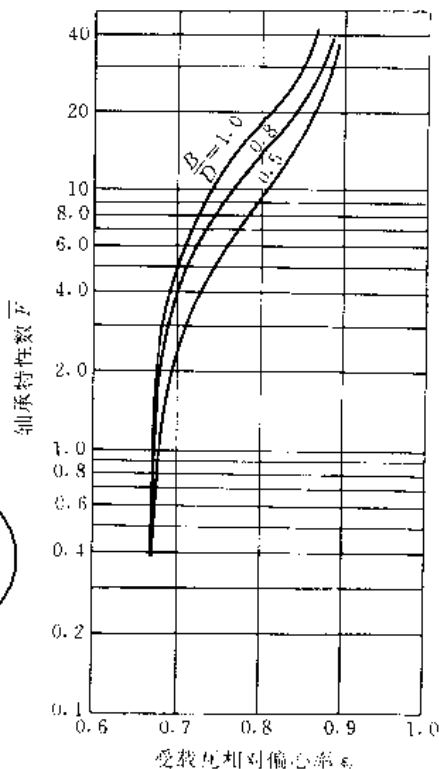


图 7-2-40 椭圆轴承  $\bar{F}$ - $\epsilon$  关系曲线

$$\phi/\phi' = 3$$

$$\bar{F} = \frac{P_{\omega}\psi^2}{\eta,n}$$

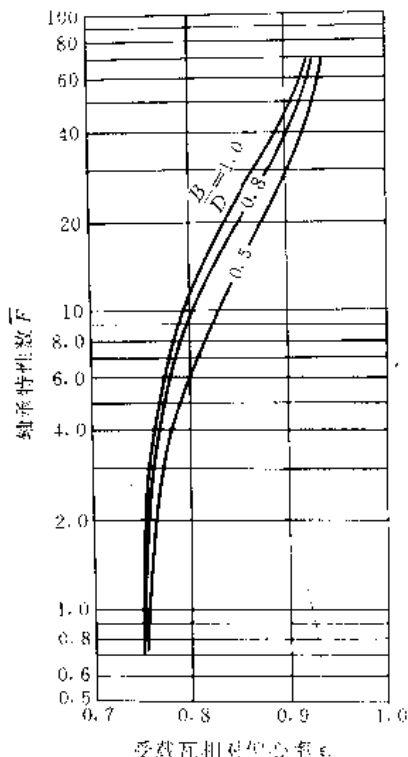


图 7-2-41 椭圆轴承  $\bar{F}$ - $\epsilon$  关系曲线

$$\phi/\phi' = 4$$

$$\bar{F} = \frac{P_{\omega}\psi^2}{\eta,n}$$

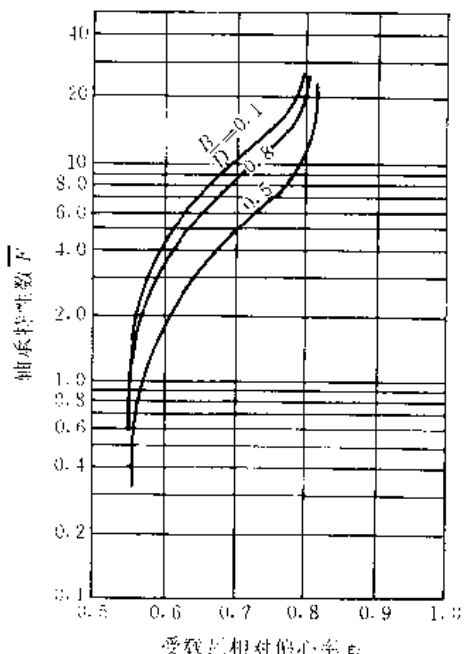


图 7-2-39 椭圆轴承  $\bar{F}$ - $\epsilon$  关系曲线

$$\phi/\phi' = 2.2$$

$$\bar{F} = \frac{P_{\omega}\psi^2}{\eta,n}$$



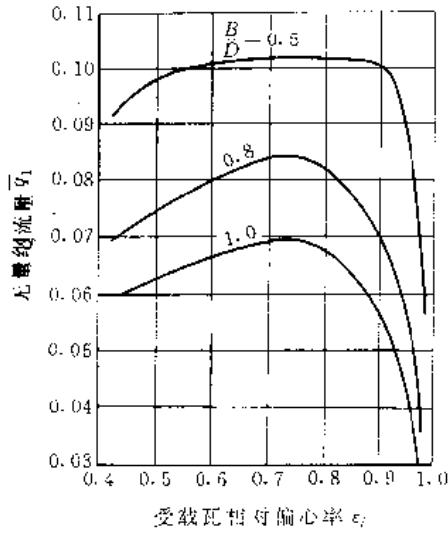


图 7-2-42 椭圆轴承  $\bar{q}_1$ - $\epsilon$  关系曲线

$$\bar{q}_1 = \frac{q_1}{\pi B D^2 n \psi}$$

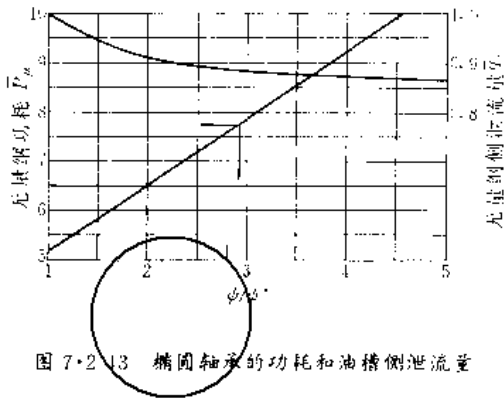


图 7-2-43 椭圆轴承的功耗和油槽侧泄流量

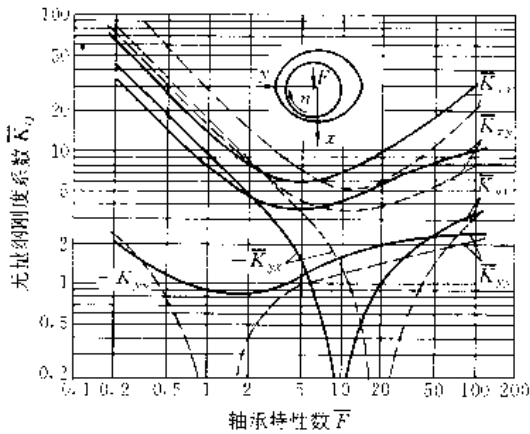


图 7-2-44  $\bar{K}_{ij}$ - $\bar{F}$  关系曲线<sup>(3)</sup>

$\psi/\psi^* = 2$  ---  $B/D = 0.5$  - -  $B/D = 1.0$

$$\bar{K}_{ij} = \frac{K_{ij} c}{F} \quad \bar{F} = \frac{\rho_a \psi^2}{\eta n}$$

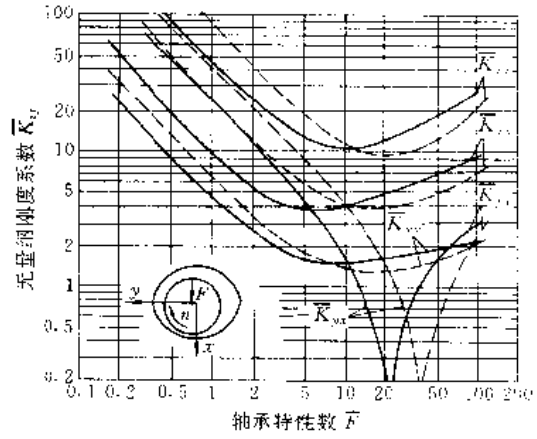


图 7-2-45  $\bar{K}_{ij}$ - $\bar{F}$  关系曲线<sup>(3)</sup>

$\psi/\psi^* = 3$  ---  $B/D = 0.5$  - -  $B/D = 1.0$

$$\bar{K}_{ij} = \frac{K_{ij} c}{F} \quad \bar{F} = \frac{\rho_a \psi^2}{\eta n}$$

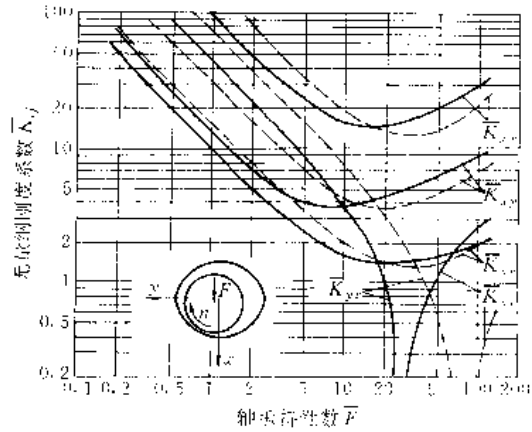


图 7-2-46  $\bar{K}_{ij}$ - $\bar{F}$  关系曲线<sup>(3)</sup>

$\psi/\psi^* = 4$  ---  $B/D = 0.5$  - -  $B/D = 1.0$

$$\bar{K}_{ij} = \frac{K_{ij} c}{F} \quad \bar{F} = \frac{\rho_a \psi^2}{\eta n}$$

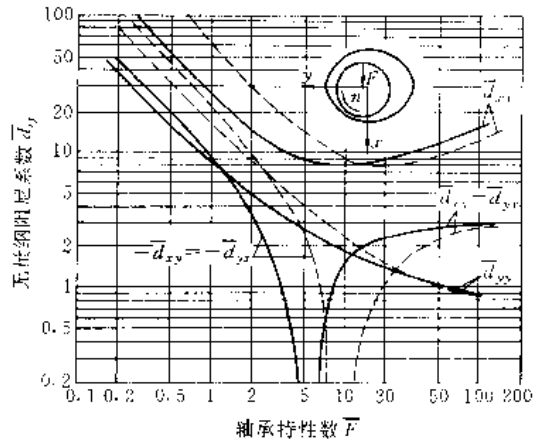


图 7-2-47  $\bar{d}_{ij}$ - $\bar{F}$  关系曲线<sup>(3)</sup>

$\psi/\psi^* = 2$  ---  $B/D = 0.5$  - -  $B/D = 1.0$

$$\bar{d}_{ij} = \frac{2\pi n c d_{ij}}{F} \quad \bar{F} = \frac{\rho_a \psi^2}{\eta n}$$



3和4的椭圆轴承的动态特性参数曲线见图7-2-44~图7-2-49。

椭圆轴承的计算程序见表7-2-21。

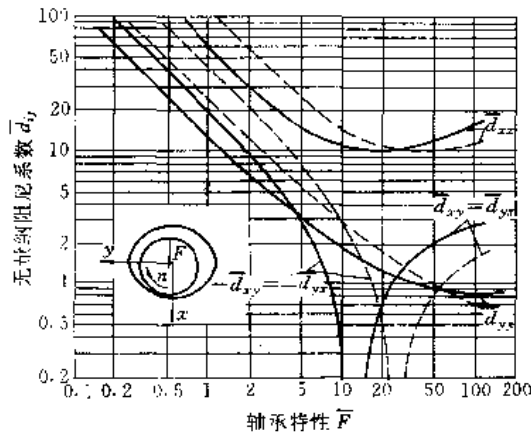


图7-2-48  $\bar{d}_{ij}$ - $\bar{F}$ 关系曲线<sup>[9]</sup>

$\phi/\phi^* = 3$  ———  $B/D = 0.5$  - - -  $B/D = 1.0$

$$\bar{d}_{ij} = \frac{2\pi n c d_{ij}}{F} \quad \bar{F} = \frac{p_{ar} \phi^2}{\eta_e n}$$

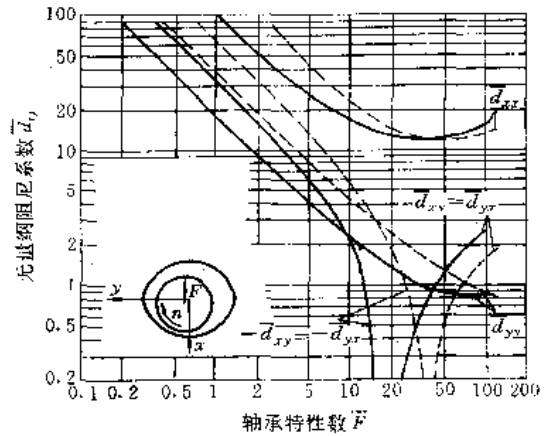


图7-2-49  $\bar{d}_{ij}$ - $\bar{F}$ 关系曲线<sup>[9]</sup>

$\phi/\phi^* = 4$  ———  $B/D = 0.5$  - - -  $B/D = 1.0$

$$\bar{d}_{ij} = \frac{2\pi n c d_{ij}}{F} \quad \bar{F} = \frac{p_{ar} \phi^2}{\eta_e n}$$

**【例7-2-1】** 设计一汽轮机转子的椭圆轴承。已知：轴颈直径  $d = 300\text{mm}$ ；分摊在轴承上的转子质量  $m = 6630\text{kg}$ ；转速  $n = 3000\text{r/min}$ ；在水平中分面两侧供油，供油压力  $p_s = 0.1\text{MPa}$ ；进油温度控制为  $40\text{C}$ 。

解 计算结果见表7-2-21。

表7-2-21 椭圆轴承性能计算

计算项目	计算公式及说明	计算结果
载荷	$F = mg = 6630 \times 9.8$	65000N
转速	$n$ 已知	50r/s
轴颈直径	$d$ 已知	0.3m
宽径比	$B/d$ 选定	1
轴承宽度	$B = (B/d) d = 1 \times 0.3$	0.3m
平均压力	$p_{ar} = F / (B D) = 65000 / (0.3 \times 0.3)$	0.72MPa
安全油膜厚度	$h_e$ 查图7-2-24	$0.026 \times 10^{-3}\text{m}$
轴的挠度	$y_1$ $p_{ar} < 3\text{MPa}$	0
轴颈偏斜	$y_2$ 调心轴承	0
最小油膜厚度极限值	$h_{2min}$ 按式(7-2-15)	$26 \times 10^{-6}\text{m}$
椭圆度	$\phi/\phi^*$ 选定	3
相对顶隙	$\phi^*$ 选定	0.0011
相对侧隙	$\phi = (\phi/\phi^*) \phi^* = 3 \times 0.0011$	0.0033
顶隙	$c^* = \phi^* d / 2 = 0.0011 \times 0.3 / 2$	$0.165 \times 10^{-3}\text{m}$
侧隙	$c = \phi d / 2 = 0.0033 \times 0.3 / 2$	$0.495 \times 10^{-3}\text{m}$
润滑油牌号	初选	L-TSA32
有效油温	$t_e$ 设	53C
有效油温下的油粘度	$\eta_e$ 查油的粘温曲线	0.018Pa·s
轴承特性数	$\left[ \frac{p_{ar} \phi^2}{\eta_e n} \right] = \frac{7.2 \times 10^5 \times 0.0033^2}{0.018 \times 50}$	8.74



(续)

计算项目	计算公式及说明	计算结果
相对偏心率	$\varepsilon_1$ 查图 7-2-40	0.73
最小油膜厚度	$h_2 = (1 - \varepsilon_1) c = (1 - 0.73) \times 4.95 \times 10^{-4}$	$0.13 \times 10^{-3} \text{m}$ 大于极限值
无量纲流量	$\bar{q}_1$ 查图 7-2-42	0.069
承载区端泄流量	$q_1 = \pi n B D^2 \psi \bar{q}_1 = \pi \times 50 \times 0.3 \times 0.3^2 \times 0.0033 \times 0.069$	$0.97 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$
无量纲流量	$\bar{q}_2$ 查图 7-2-43	0.88
油槽侧泄流量	$q_2 = 0.3 p_e c^3 \bar{q}_2 / \eta_e = 0.3 \times 0.1 \times 10^6 (4.95 \times 10^{-4})^3 \times 0.88 / 0.018$	$0.18 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$
总流量	$q = q_1 + q_2 = 0.97 + 0.18$	$1.15 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$
无量纲功耗	$\bar{P}_\mu$ 查图 7-2-43	7.9
功耗	$P_\mu = \bar{P}_\mu \eta_e n^2 D^2 B \pi^2 / \psi = 7.9 \times 0.018 \times 50^2 \times 0.3^2 \times 0.3 \times \pi^2 / 0.0033$	$2.87 \times 10^4 \text{W}$
润滑油温升	$\Delta t = \frac{1}{c_p \rho} \frac{P_\mu}{q} = \frac{1}{1890 \times 900} \frac{2.87 \times 10^4}{1.15 \times 10^{-3}}$	14.7℃
有效油温	$t_e = t_1 + \Delta t = 40 + 14.7$	54.7℃ 与初设接近
无量纲刚度系数	$\left. \begin{array}{l} \bar{K}_{xx} \\ \bar{K}_{xy} \\ \bar{K}_{yx} \\ \bar{K}_{yy} \end{array} \right\} \text{查图 7-2-45}$	11 4.1 -4.6 1.4
油膜刚度	$K_{xx} = \bar{K}_{xx} F / c = 11 \times 65000 / 4.95 \times 10^{-4}$ $K_{xy} = \bar{K}_{xy} F / c = 4.1 \times 65000 / 4.95 \times 10^{-4}$ $K_{yx} = \bar{K}_{yx} F / c = -4.6 \times 65000 / 4.95 \times 10^{-4}$ $K_{yy} = \bar{K}_{yy} F / c = 1.4 \times 65000 / 4.95 \times 10^{-4}$	$1.44 \times 10^9 \text{N/m}$ $0.54 \times 10^9 \text{N/m}$ $-0.60 \times 10^9 \text{N/m}$ $0.18 \times 10^9 \text{N/m}$
无量纲阻尼系数	$\left. \begin{array}{l} \bar{d}_{xx} \\ -\bar{d}_{xy} \text{ 和 } -\bar{d}_{yx} \\ \bar{d}_{yy} \end{array} \right\} \text{查图 7-2-48}$	16 3.7 3.4
油膜阻尼	$d_{xx} = \bar{d}_{xx} F / (2\pi n c) = 16 \times 65000 / (2 \times \pi \times 50 \times 4.95 \times 10^{-4})$ $d_{xy} \approx d_{yx} = -\bar{d}_{xy} \times F / (2\pi n c)$ $\quad = -3.7 \times 65000 / (2\pi \times 50 \times 4.95 \times 10^{-4})$ $d_{yy} = \bar{d}_{yy} F / (2\pi n c) = 3.4 \times 65000 / (2\pi \times 50 \times 4.95 \times 10^{-4})$	$6.69 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{s/m}$ $-1.55 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{s/m}$ $1.42 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{s/m}$
轴承稳定性判断	$m$ 已知 $d_{xx} + d_{yy} = 6.69 \times 10^6 + 1.42 \times 10^6$ $d_{xx} d_{yy} = 6.69 \times 10^6 \times 1.42 \times 10^6$ $d_{xy} d_{yx} = -1.55 \times 10^6 \times (-1.55 \times 10^6)$ $K_{xx} K_{yy} = 1.44 \times 10^9 \times 0.18 \times 10^9$ $K_{xy} K_{yx} = 0.54 \times 10^9 \times (-0.60 \times 10^9)$ $d_{xx} K_{yy} = 6.69 \times 10^6 \times 0.18 \times 10^9$ $d_{yy} K_{xx} = 1.42 \times 10^6 \times 1.44 \times 10^9$ $d_{xy} K_{yx} = (-1.55 \times 10^6) \times (-0.60 \times 10^9)$ $d_{yx} K_{xy} = (-1.55 \times 10^6) \times 0.54 \times 10^9$	$6.63 \times 10^3 \text{kg}$ $8.11 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{s/m}$ $9.50 \times 10^{12} \text{N}^2 \cdot \text{s}^2/\text{m}^2$ $2.39 \times 10^{12} \text{N}^2 \cdot \text{s}^2/\text{m}^2$ $0.26 \times 10^{18} \text{N}^2/\text{m}^2$ $-0.32 \times 10^{18} \text{N}^2/\text{m}^2$ $1.20 \times 10^{15} \text{N}^2 \cdot \text{s}/\text{m}^2$ $2.04 \times 10^{15} \text{N}^2 \cdot \text{s}/\text{m}^2$ $-0.93 \times 10^{15} \text{N}^2 \cdot \text{s}/\text{m}^2$ $-0.84 \times 10^{15} \text{N}^2 \cdot \text{s}/\text{m}^2$



(续)

计算项目	计算公式及说明	计算结果
轴承稳定性判断	$a_2 = \frac{d_{xx}d_{yy} - d_{xy}d_{yx}}{m^2} - \frac{K_{xx} + K_{yy}}{m}$ $= \frac{9.50 \times 10^{-7} - 2.40 \times 10^{10}}{(6.63 \times 10^{-3})^2} - \frac{1.11 \times 10^9 + 0.18 \times 10^9}{6.63 \times 10^{-3}}$	$0.35 \times 10^9 1/s^2$ $> 0$
	$a_3 = \frac{d_{xx} + d_{yy}}{m} - \frac{8.11 \times 10^3}{6.63 \times 10^{-3}}$	$1.22 \times 10^3 1/s^2$ $> 0$
	$a_4 = \frac{d_{xx}K_{yy} - d_{yy}K_{xx}}{m^2} - \frac{d_{xy}K_{xx} - d_{yx}K_{yy}}{m^2}$ $= \frac{2.04 \times 10^{17} + 1.20 \times 10^{17}}{(6.63 \times 10^{-3})^2} - \frac{-0.93 \times 10^{17} - 0.84 \times 10^{17}}{(6.63 \times 10^{-3})^2}$	$0.11 \times 10^9 1/s^3$ $> 0$
	$a_5 = \frac{K_{xx}K_{yy} - K_{xy}K_{yx}}{m^2} = \frac{0.26 \times 10^{10} + 0.32 \times 10^{-5}}{(6.63 \times 10^{-3})^2}$	$13.18 \times 10^3 1/s^4$ $> 0$
全部系数为正	$a_1 a_2 a_3 - a_4 a_5 - a_3^2 = 1.22 \times 10^3 \times 0.35 \times 10^9 \times 0.11 \times 10^9$ $- (1.22 \times 10^3)^2 \times 13.18 \times 10^3 - (0.11 \times 10^9)^2$ <p style="text-align: center;">稳定</p>	$16.04 \times 10^{15}$ $> 0$

### 6.4 其他固定瓦多楔轴承承载能力的计算

固定瓦多楔径向轴承的承载能力与油楔布置方式有关, 载荷正对油楔 (图 7-2-50a) 的承载能力, 比载荷对首尾油楔之间 (图 7-2-50b) 的大。

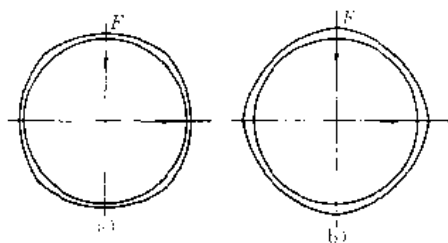


图 7-2-50 多楔轴承的布置方式

a) 载荷正对油楔中心 b) 载荷对着首尾油楔之间

#### 6.4.1 迭代法

多楔径向轴承给定载荷方向时的承载能力只能用迭代法计算。确定了载荷作用方向和各个油楔布置的位置后, 根据允许的轴颈偏心距 (或允许的偏心率), 试设轴颈中心位置, 求出各油膜压力之合力, 检查各合力之矢量和是否与载荷方向共线。若不共线, 则修正轴颈中心位置, 重新计算, 直至共线为止。这时各油膜压力合力之矢量和, 即为该轴承在给定状态下的承载能力。

还可以依此步骤, 以一定的轴颈位移为步长, 找出

各个  $\epsilon'$  值下的  $O_i$  位置和承载能力, 连接这些点构成轴心轨迹, 图 7-2-51 为不等长三楔径向轴承的轴心轨迹。

#### 6.4.2 近似计算

多楔径向轴承给定偏心距  $e$  方向的承载能力, 在偏心距不大时, 可采用下述近似算法。

偏心距  $e$  很小, 则  $e/s \ll 1$ , 可以忽略  $e/s$  的高次项。若取轴颈偏心方向与第 1 个油楔偏心距方向的夹角为  $\phi$ , 则第  $i$  个油楔的偏心距  $e_i$  可近似表示为 (见图 7-2-52)

$$e_i = s \cdot e \cos [\phi - 2(i-1)\pi/Z] \quad (7-2-24)$$

当  $\phi \rightarrow \pi$  时, 式 (7-2-24) 可进一步简化为

$$e_i = s + e \cos [2(i-1)\pi/Z] \quad (7-2-25)$$

在不考虑油槽宽度所对中心角  $\gamma$  的影响时, 每个油楔面起点角度  $\theta_{i1}$  为 (见图 7-2-53)

$$\theta_{i1} = \frac{Z-1}{Z}\pi \quad \text{双向结构}$$

$$\theta_{i1} = \frac{Z-2}{Z}\pi \quad \text{单向结构} \quad (7-2-26)$$

终点角为

$$\theta_{i2} = \pi$$

偏心率很小, 油膜中压力不很高, 忽略轴向压力流动 (端泄), 即按无限宽轴承假设对雷诺方程进行简化, 获得的近似计算公式及步骤见表 7-2-22、表 7-2-23。



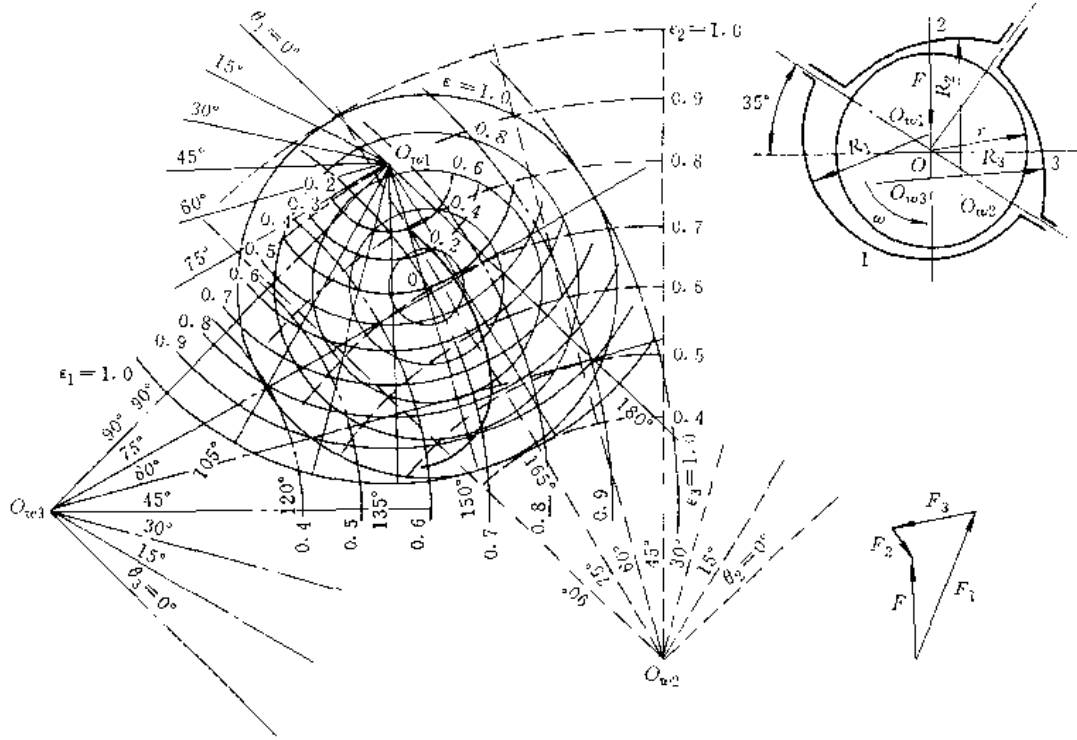


图 7-2-51 三楔轴承的轴心轨迹

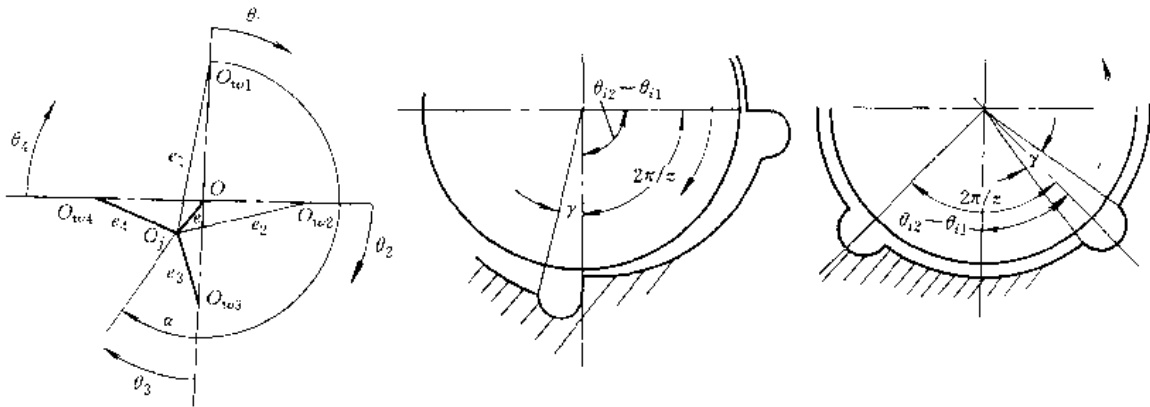


图 7-2-52 多楔径向轴承的  $e_i$ 、 $\theta_i$

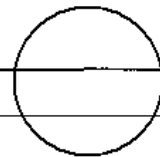
**【例 7-2-2】** 一单向结构的五楔径向轴承，宽度  $B=90\text{mm}$ ，轴颈直径  $d=60\text{mm}$ ，轴的转速  $n=1200\text{r/min}$ ，半径同取  $\epsilon_i=0.045\text{mm}$ ，泊楔楔形度  $e/c=0$ 。采用 L-FD2 油润滑。

试计算轴颈偏心距  $e=0.001\text{mm}$  时的承载能力。

解 计算结果见表 7-2-23。

表 7-2-22 多楔径向轴承近似计算

计算项目	符号	计算公式
置换变量	$\beta_i$	$\cos \beta_i = \frac{\epsilon_i + \cos \theta_i}{1 + \epsilon_i \cos \theta_i}$
积分参数	$J_{1i}$	$J_{1i} = \frac{(\pi - \beta_i) \epsilon_i}{(1 - \epsilon_i^2)^{1/2}}$
	$J_{2i}$	$J_{2i} = \frac{\epsilon_i^2}{(1 - \epsilon_i^2)^{3/2}} [\pi - \beta_i - \epsilon_i \sin \beta_i]$





(续)

计算项目	符号	计算公式
积分参数	$J_{1i}$	$J_{1i} = \frac{\epsilon_i^2}{(1-\epsilon_i^2)^{3/2}} \left[ (\pi - \beta_i) \left( 1 + \frac{\epsilon_i^2}{2} \right) + 2\epsilon_i \sin \beta_i + \frac{\epsilon_i^2}{4} \sin 2\beta_i \right]$
	$I_{2i}$	$I_{2i} = \left( \frac{\epsilon_i}{1+\epsilon_i \cos \theta_{i2}} - \frac{\epsilon_i}{1+\epsilon_i \cos \theta_{i1}} \right)$
	$I_{3i}$	$I_{3i} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\epsilon_i^2}{(1+\epsilon_i \cos \theta_{i2})^2} - \frac{\epsilon_i^2}{(1+\epsilon_i \cos \theta_{i1})^2} \right]$
油楔力参数	$x_i$	$x_i = I_{2i} - J_{2i} I_{3i} / J_{1i}$
	$y_i$	$y_i = J_{1i} - J_{3i} / J_{1i}$
轴承性能数	$S_v$	$S_v = \sum_{i=1}^Z \frac{1}{\epsilon_i^2} \left[ x_i \cos \frac{2(i-1)\pi}{Z} + y_i \sin \frac{2(i-1)\pi}{Z} \right]$
	$S_h$	$S_h = \sum_{i=1}^Z \frac{1}{\epsilon_i^2} \left[ y_i \cos \frac{2(i-1)\pi}{Z} - x_i \sin \frac{2(i-1)\pi}{Z} \right]$
	$\frac{P_o \psi^2}{\eta n}$	$\frac{P_o \psi^2}{\eta n} = 6\pi (S_v^2 + S_h^2)^{1/2}$

表 7·2-23 多楔径向轴承计算结果

计算项目	计算公式	计算结果					单位
		油楔代号					
		1	2	3	4	5	
最小半径间隙	$c' = c' \left( \frac{c}{c'} \right)^{1/2} = 0.045/9$	0.005					mm
油楔偏心距	$e = c - c' = 0.045 - 0.005$	0.04					mm
相对偏心距	$e_i = e + e \cos [2(i-1)\pi/Z]$ $= 0.04 + 0.00 \cos [2(i-1)\pi/5]$	0.0410	0.0403	0.0392	0.0392	0.0403	mm
相对离心率	$\epsilon_i = e_i / c = e_i / 0.045$	0.9111	0.8958	0.8709	0.8709	0.8958	
油楔起点角	$\theta_i = \frac{Z-2}{Z}\pi - \frac{5-2}{5}\pi$	1.8850					rad
油楔终点角	$\theta_{i+1} = \pi$	$\pi$					rad
置换变量	$\beta_i = \arccos \left[ \frac{\epsilon_i + \cos \theta_i}{1 - \epsilon_i \cos \theta_i} \right] = \arccos \left[ \frac{\epsilon_i + \cos 1.885}{1 + \epsilon_i \cos 1.885} \right]$	0.5771	0.6244	0.6938	0.6938	0.6244	rad
积分参数	$J_{1i} = \frac{(\pi - \beta_i)\epsilon_i}{(1 - \epsilon_i^2)^{3/2}}$	5.6689	5.0721	4.3378	4.3378	5.0721	
	$J_{2i} = \frac{\epsilon_i^2}{(1 - \epsilon_i^2)^{3/2}} [\pi - \beta_i - \epsilon_i \sin \beta_i]$	36.2986	27.7729	19.2009	19.2009	27.7729	
	$J_{3i} = \frac{\epsilon_i^2}{(1 - \epsilon_i^2)^{3/2}} \left[ (\pi - \beta_i) \left( 1 + \frac{\epsilon_i^2}{2} \right) + 2\epsilon_i \sin \beta_i + \frac{\epsilon_i^2}{4} \sin 2\beta_i \right]$	281.910	181.194	99.166	99.166	181.194	

此星公司制作 请尊重作者版权



(续)

计算项目	计算公式	计算结果					单位
		油楔代号					
		1	2	3	4	5	
积分参数	$J_2 = \frac{\epsilon_1}{1 + \epsilon_1 \cos \theta_{12}} - \frac{\epsilon_2}{1 + \epsilon_2 \cos \theta_{11}}$	8.9818	7.3524	5.5549	5.5549	7.3542	
	$-\frac{\epsilon_1}{1 - \epsilon_1} - \frac{\epsilon_2}{1 - 0.309\epsilon_2}$						
油楔力参数	$I_u = \frac{1}{2} \left[ \frac{\epsilon_1^2}{(1 + \epsilon_1 \cos \theta_{12})^2} - \frac{\epsilon_2^2}{(1 + \epsilon_2 \cos \theta_{11})^2} \right]$	51.727	36.151	22.047	22.047	36.151	
	$-\frac{1}{2} \left[ \frac{\epsilon_1^2}{(1 - \epsilon_1)^2} - \frac{\epsilon_2^2}{(1 - 0.309\epsilon_2)^2} \right]$						
油楔力参数	$x_0 = I_u - J_2 I_u + J_1$	2.3215	1.8223	1.2860	1.2860	1.8223	
	$y_0 = J_1 - J_2 I_u + J_2$	0.9951	0.8222	0.6200	0.6200	0.8222	
轴承持生数	$S_r = \sum_{i=1}^Z \frac{1}{\epsilon_i^2} \left[ x_i \cos \frac{2(i-1)\pi}{Z} + y_i \sin \frac{2(i-1)\pi}{Z} \right]$			1.4569			
	$-\sum_{i=1}^n \frac{1}{\epsilon_i^2} \left[ x_i \cos \frac{2}{5}(i-1)\pi + y_i \sin \frac{2}{5}(i-1)\pi \right]$						
轴承持生数	$S_s = \sum_{i=1}^Z \frac{1}{\epsilon_i^2} \left[ y_i \cos \frac{2(i-1)\pi}{Z} - x_i \sin \frac{2(i-1)\pi}{Z} \right]$			0.5049			
	$-\sum_{i=1}^n \frac{1}{\epsilon_i^2} \left[ y_i \cos \frac{2}{5}(i-1)\pi - x_i \sin \frac{2}{5}(i-1)\pi \right]$						
粘度	$\frac{\rho \omega^2 d^3}{\eta n} = 6\pi(S_r^2 + S_s^2)^{1/2}$			29.0916			
	$= 6\pi(1.4569^2 + 0.5049^2)^{1/2}$						
相对楔隙	$\eta$ 查 LFD2 油, 设有效温度 50°C			0.0018			Pa·s
承载能力	$\phi = c/r = 0.045/30$			0.0015			
承载能力	$F = \left[ \frac{\rho \omega^2 d^3}{\eta n} \right] \frac{\eta n}{\phi^2} B d$			2514			N
	$= 29.0916 \frac{0.0018 \times 20}{(0.0015)^2} \times 0.06 \times 0.09$						

6.5 可倾瓦块多楔径向轴承

可倾瓦块多楔径向轴承由若干弧形瓦块 ( $Z \geq 3$ ) 组成, 每个瓦块绕一支点在与垂直于轴线的平面内摆动, 改变楔形间隙的楔角, 以适应不同的工况。若为球面支点, 瓦块也能在含轴线的平面内摆动, 以适应轴的变形或同轴度误差。可倾瓦块多楔径向轴承的主要优点是稳定性好, 在高速轻载轴承中应用很广。

瓦块均匀分布, 相对载荷有两种布置方式, 即载荷对着瓦块的支点和对着两瓦块之间, 见图 7-2-53。在受载最大瓦块的最小油膜厚度相同的条件下, 载荷对着两瓦块之间时, 承载能力较大。

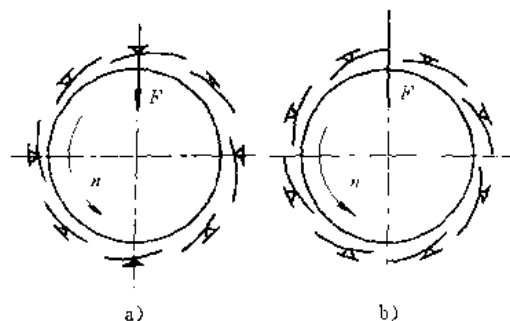


图 7-2-53 可倾瓦块径向轴承的布置方式  
a) 载荷对着瓦的支点 b) 载荷对着两瓦块之间

轴承公司制作 请尊重著作权



### 6.5.1 半径间隙

瓦块弧面半径  $R$  与轴颈半径  $r$  之差称为加工间隙  $c$ ，由轴颈和瓦块弧面加工尺寸所决定。瓦块装入轴承座后，支点处瓦面至轴承几何中心的距离与轴颈半径之差称为安装间隙  $c_0$ 。通常  $c_0$  可以调整，不允许  $c_0 > c$ ， $c_0$  最好在  $0.5 \sim 1.0$  范围内。

### 6.5.2 油膜厚度

最小油膜厚度  $h_2$  不仅与轴颈偏心距  $e$  有关，还与瓦块的摆角有关。而支点处的油膜厚度  $h_1$  仅与间隙和轴颈偏心距有关。轴颈在轴承几何中心时，各瓦块的  $h_1$  等于  $c_0$ ，当轴颈位移距离  $e$  后，各瓦块的  $h_1$  近似为

$$h_{1i} = c_0 + e \cos \theta_i \quad (7.2-27)$$

式中  $\theta_i$  从载荷作用线到支点所在半径的夹角 (图 7.2-54)。

当  $e/c_0 = 1$  时，最小油膜厚度  $h_2$  与  $h_1$  的关系近似为

$$h_2 = \frac{h_1}{(1 - L_p/L) a + L_p/L} \quad (7.2-28)$$

式中  $a$  间隙比， $a = h/c_0$ ；  
 $L_p$  进油端到支点的瓦块弧长；  
 $L$  全瓦块的弧长。

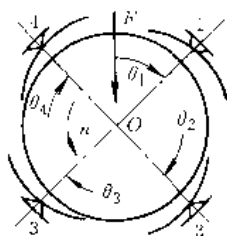


图 7.2-54 支点的角度坐标

### 6.5.3 支点位置

支点位置影响瓦块的承载能力，获得最大承载能力的支点位置与瓦块几何尺寸  $L/B$  有关，可从图 7.2-55 查出。当轴颈需要双向旋转时，只能取  $L_p/L = 0.5$ 。

### 6.5.4 瓦块几何尺寸

一个径向轴承各瓦块的总弧长  $ZL$  与轴颈圆周长  $\pi d$  之比，称作填充系数  $k$ ，即

$$k = \frac{ZL}{\pi d} \quad (7.2-29)$$

通常取  $k = 0.7 \sim 0.8$ ，因功耗与  $k$  成正比，当载荷较小

时，可取更低的填充系数 (如  $k = 0.5$ )，以降低功耗与温升。于是，每一瓦块的弧长

$$L = k\pi d / Z \quad (7.2-30)$$

瓦块的轴向尺寸 (宽度  $B$ ) 最好接近于  $L$  值，即  $L/B \approx 1$ 。同一直径的轴承，瓦块数多则  $L$  值小， $B$  亦不能太大。所以瓦块数愈多，轴承直径比  $B/d$  愈小。可倾瓦块径向轴承通常取  $B/d \approx 0.3 \sim 0.5$ 。

瓦块的几何尺寸影响承载能力、功耗、温升和流量，用系数反映  $L/B$  对轴承性能的影响，图 7.2-55 给出不同  $L/B$  值下这些系数的值。

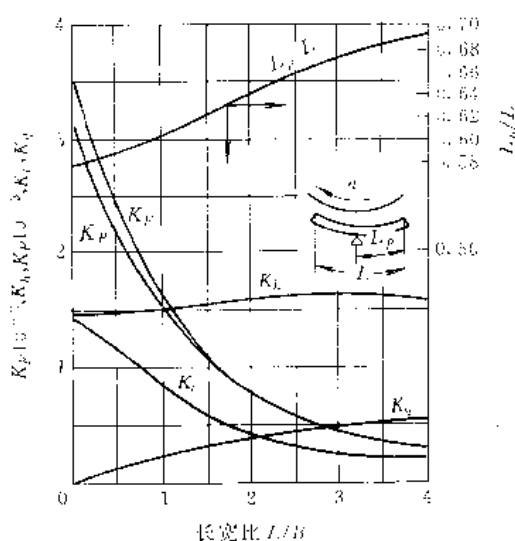


图 7.2-55 可倾瓦块径向轴承的系数值  
 $K_F$ —载荷系数  $K_P$ —功耗系数  $K_T$ —温升系数  
 $K_Q$ —流量系数  $K_h$ —最小油膜厚度系数

### 6.5.5 性能计算

以  $\frac{\rho_a \psi^2}{\eta n K^2 K_F}$  为可倾瓦块多楔径向轴承的轴承特性数  $\bar{F}$ ，其中  $\psi$  是相对间隙，是加工间隙  $c$  与轴颈半径  $r$  之比， $K$  为填充系数， $K_F$  是载荷系数。

偏心率、最小油膜厚度、摩擦系数、温升都是轴承特性数的函数，表征最小油膜厚度、温升、摩擦系数、受载最大瓦块上的载荷的特性数 ( $[k_1 h_2 / c]$ 、 $[\Delta t k k / \rho_a]$ 、 $[k_p k \mu / \psi]$ 、 $[F_{max} / F]$ ) 与轴承特性数的关系曲线见图 7.2-56、图 7.2-57。由这些关系曲线，即可根据轴承特性数求出最小油膜厚度、摩擦系数、温升和功耗，以及瓦块上的最大载荷。

若忽略支点处的摩擦和瓦块的惯性，可倾瓦块径



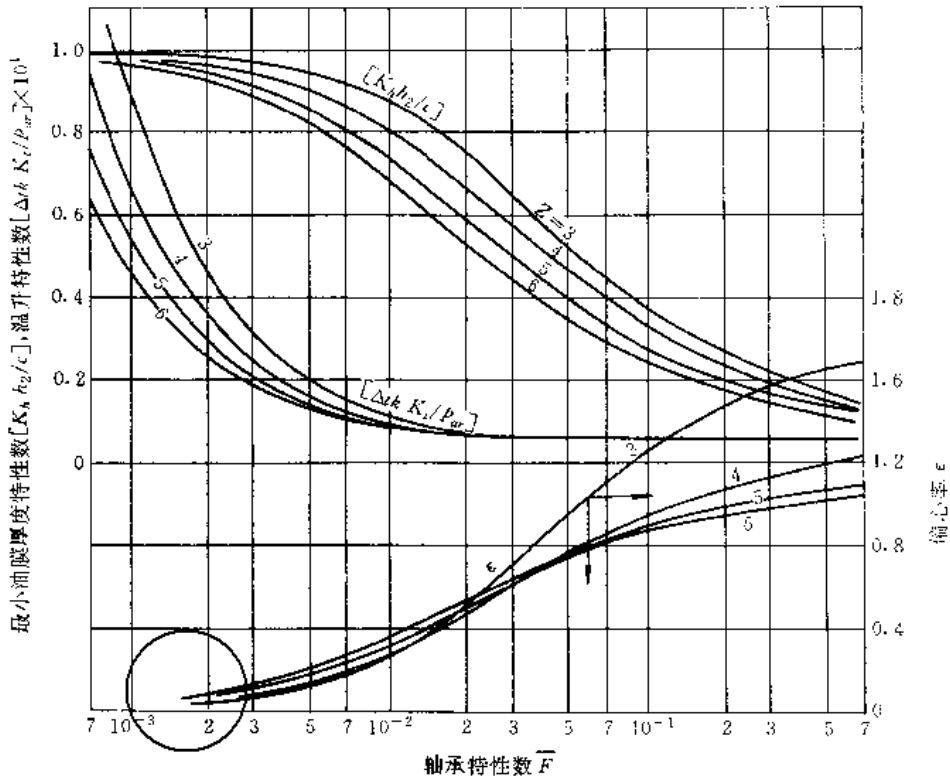


图 7·2-56  $\epsilon$ 、 $[K_h h_0/c]$ 、 $[\Delta tk K_t / p_w]$  曲线

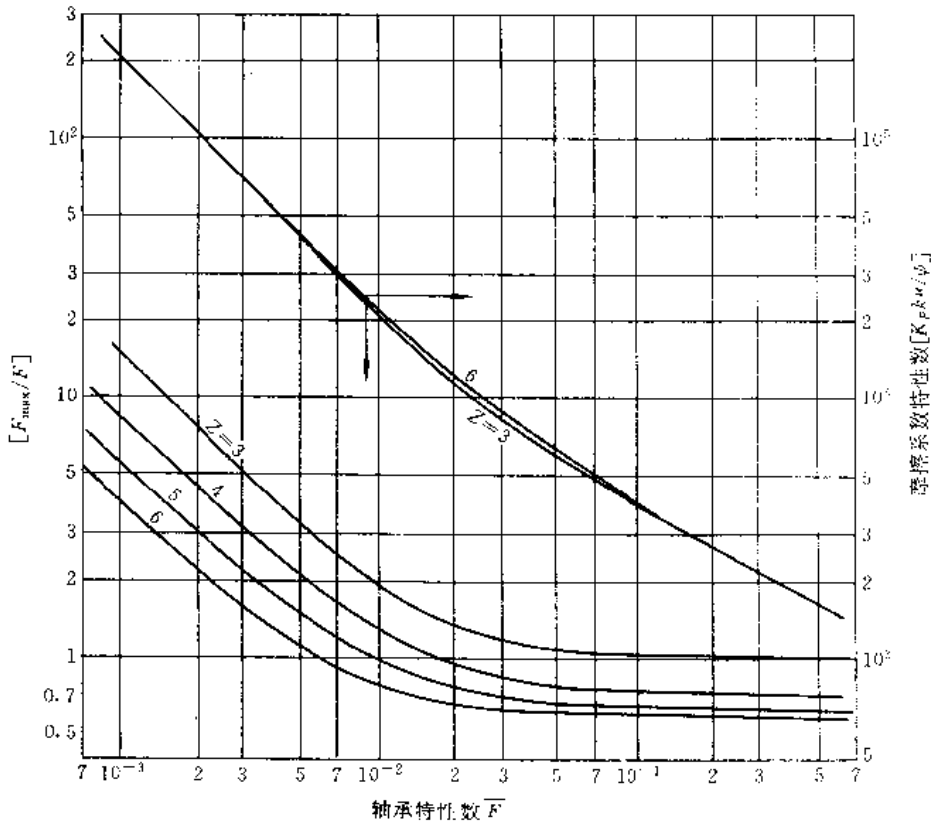


图 7·2-57  $[K_p R \mu / \psi]$ 、 $[F_{max}/F]$  曲线



向轴承始终是稳定的,但是,由于惯性和摩擦的影响,它仍然会失稳。目前尚无准确的可倾瓦块径向轴承稳定性的计算方法与数据。

性能计算步骤见表 7-2-24。

**【例 7-2-3】** 计算一鼓风机五块可倾瓦块径向轴承。已知:轴颈直径  $d=80\text{mm}$ ; 转速  $n=11500\text{r/min}$ ; 宽径比  $B/d=0.5$ ; 相对间隙  $\psi=2 \times 10^{-3}$ ; 分摊在轴承上的转子质量  $m=125\text{kg}$ 。进油温度控制在  $40\text{C}$ 。瓦的布置见图 7-2-58。

**解** 计算结果见表 7-2-24。

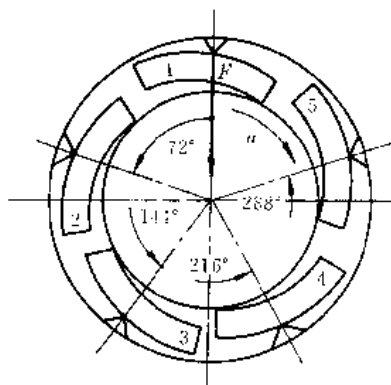


图 7-2-58 例 7-2-3 图

表 7-2-24 可倾瓦块多楔径向轴承性能计算

计算项目	计算公式及说明	计算结果
载荷	$F = mg = 125 \times 9.8$	1230N
转速	$n$ 已知	192r/s
轴颈直径	$d$ 已知	0.08m
宽径比	$B/d$ 已知	0.5
瓦块宽	$B = (B/d) \cdot d = 0.5 \times 0.08$	0.04m
相对间隙	$\psi$ 已知	0.002
瓦块数	$Z$ 已知	5
填充系数	$k$ 选定	0.8
瓦块弧长	$L = k\pi d / Z = 0.8 \times \pi \times 0.08 / 5$	0.04m
长宽比	$L/B = 0.04 / 0.04$	1 合适
瓦块中心角	$\theta = 2L/d = 2 \times 0.04 / 0.08$	1 rad
加工间隙	$c = \psi d / 2 = 2 \times 10^{-3} \times 0.08 / 2$	$80 \times 10^{-6}\text{m}$
润滑油牌号	选取	L-TSA32
有效工作温度	$t$ 试取	50C
油粘度	$\eta$ 查油的粘温曲线	0.0192Pa·s
支点位置	$L_p/L$ 查图 7-2-55	0.603
进油端到支点弧长	$L_p = (L_p/L)L = 0.603 \times 0.04$	0.024m
载荷系数	$K_F$ 查图 7-2-55	$1.63 \times 10^2$
最小油膜厚度系数	$K_h$ 查图 7-2-55	1.51
功耗系数	$K_P$ 查图 7-2-55	$1.56 \times 10^2$
温升系数	$K_t$ 查图 7-2-55	0.87
流量系数	$K_q$ 查图 7-2-55	0.24
$L_p$ 对应中心角	$\theta_p = 2L_p/d = 2 \times 0.024 / 0.08$	0.6025rad
平均压力	$p_{av} = F / (Bd) = 1230 / (0.04 \times 0.08)$	0.38MPa
轴承特性数	$\frac{F_{av}\psi^2}{\eta n k^2 K_F} = \frac{0.38 \times 10^6 \times (0.002)^2}{0.0192 \times 192 \cdot 0.8^2 \times 1.63 \times 10^2}$	$3.98 \times 10^{-4}$
特性数	$[K_t h_0 / c]$ 查图 7-2-56	0.89



(续)

计算项目	计算公式及说明	计算结果
最小油膜厚度	$h_{\min} = [K_b h_2 / c] \frac{c}{K_b} = 0.89 \times \frac{80 \times 10^{-6}}{1.51}$	$47 \times 10^{-6} \text{m}$
偏心率	$\epsilon$ 查图 7-2-56	0.1
特性数	$[K_p k \mu / \psi]$ 查图 7-2-57	$5 \times 10^4$
摩擦系数	$\mu = [K_p k \mu / \psi] \frac{\psi}{k K_p} = 5 \times 10^4 \times \frac{0.002}{0.8 \times 1.56 \times 10^3}$	0.08
功耗	$P_{\mu} = \pi \mu F n d = \pi \times 0.08 \times 1230 \times 192 \times 0.08$	4.76kW
特性数	$[\Delta t k K_t / p_{av}]$ 查图 7-2-56	$0.15 \times 10^{-4} \frac{\text{C} \cdot \text{m}^2}{\text{N}}$
温升	$\Delta t = [\Delta t k K_t / p_{av}] \frac{p_{av}}{k K_t} = 0.15 \times 10^{-4} \times \frac{0.38 \times 10^6}{0.8 \times 0.7}$	8.2 C
校核有效温度	$t_e = t_1 + \Delta t = 40 + 8.2$	48.2 C 与原设 50 C 接近
流量	$q = \pi n d c B Z K q = \pi \times 192 \times 0.08 \times 80 \times 10^{-6} \times 0.04 \times 5 \times 0.24$	$185 \times 10^{-6} \text{m}^3/\text{s}$
特性数	$[F_{\max} / F]$ 查图 7-2-57	1.7
瓦块最大载荷	$F_{\max} = [F_{\max} / F] F = 1.7 \times 1230$	2090N
瓦块最大平均压力	$p_{\text{avmax}} = F_{\max} / (BL) = 2090 / (0.04 \times 0.04)$	1.31MPa

## 7 变载荷轴承的计算特点

载荷大小和(或)方向变化的轴承称为变载荷轴承,例如往复式压缩机、内燃机、轧钢机等轴承。在变载荷的作用下,轴颈中心理论上不再处于一个固定的平衡位置,而随载荷变化不断位移,因而,依载荷随时间的变化规律,轴颈中心将画出一个曲线轨迹。正弦载荷作用下的轴心轨迹见图 7-2-59。

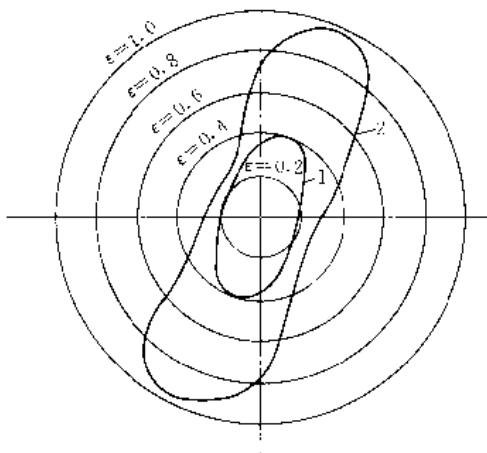


图 7-2-59 正弦载荷下的轴心轨迹

$n_1/n = 1$   $B/D = 1/2$   $n_1$ —载荷旋转速度

$$1 - \frac{p_{\max} \psi^2}{\eta n} = 0.6\pi \quad 2 - \frac{p_{\max} \psi^2}{\eta n} = 20\pi$$

### 7.1 挤压膜轴承

当轴颈、轴瓦都不旋转,载荷方向不变仅大小变化的情况,靠挤压膜承载。此时方程(7-2-1)中速度  $v_1$ 、 $v_2$  均为零,只有速度  $U$ 。对无限宽径向轴承,在轴颈中心沿轴承中心线移动时,方程(7-2-1)的解析解为

$$\frac{\epsilon}{(1-\epsilon^2)^{1/2}} - \frac{\epsilon_1}{(1-\epsilon_1^2)^{1/2}} = \frac{\psi^2}{6\pi\eta} \int F dt \quad (7-2-31)$$

式中  $\epsilon_1$ ——起始点的轴颈偏心率。

显然,只有在  $F$  方向定时改变,轴承方能连续地正常工作。否则,当  $\epsilon = 1$  时挤压油膜将破裂。换言之,只有当对称循环载荷下方能采用挤压膜轴承。

### 7.2 旋转载荷

在载荷大小恒定,而以定速旋转的情况下,轴颈偏心距大小将不变,方向却随载荷方向而改变。此时,承载能力的解析解为

$$\frac{F \psi^2}{\eta n B D} = 12\pi^2 \frac{\epsilon}{(2+\epsilon^2)(1-\epsilon^2)^{1/2}} \left(1 - 2 \frac{n_1}{n}\right) \quad \text{无限宽}$$

$$\frac{F \psi^2}{\eta n B D} = 2\pi^2 \left(\frac{B}{D}\right)^2 \frac{\epsilon}{(1-\epsilon^2)^{3/2}} \left(1 - 2 \frac{n_1}{n}\right) \quad \text{无限窄}$$

(7-2-32)

式中  $n_1$ ——载荷旋转速度。

由式(7-2-32)看出,当载荷旋转速度等于轴颈转



速的一半,即  $n = \frac{1}{2}n$  时,轴承的承载能力为零。

### 7.3 一般情况下的变载荷轴承

对于载荷大小、方向均变化,轴颈和(或)轴瓦都旋转的一般情况,求方程(7-2-1)的解析解已不可能,只能通过数值解,对每个瞬间按该瞬间的载荷求解方程(7-2-1),求出载荷循环周期内各瞬间的轴心位置,按时间顺序连成曲线,成为轴心随载荷变化运动的轨迹。根据轴心轨迹可以判断最小油膜厚度值和最小油膜厚度的位置。

## 8 止推轴承

液体动压止推轴承由若干扇形瓦组成(图7-2-60),其基本型式见表7-2-2。

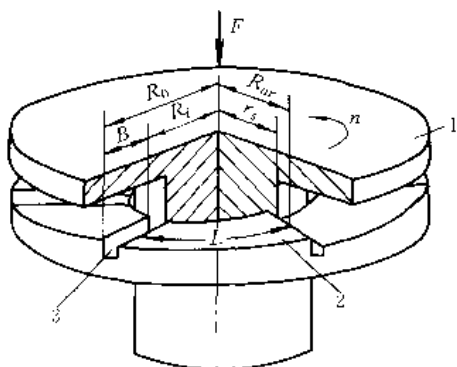


图 7-2-60 止推轴承结构  
1—止推环 2 扇形瓦 3—油沟

### 8.1 止推轴承的参数选择

#### 8.1.1 瓦面尺寸和瓦数

半径方向瓦面的尺寸称为瓦宽  $B$ ,即  $B = R_0 - R_1$  (见图7-2-60)。圆周方向瓦面弧长称为瓦长,通常以平均直径上的弧长作为瓦长  $L$ 。以宽长比  $B/L$  表征瓦面的几何形状,在同样的内外径下, $B/L \approx 1$  时,承载能力最高,所以最好取  $B/L$  在 1 左右,特殊情况可在 0.6~2 范围内选用。

一个轴承各瓦长之和  $ZL$  与平均直径上的周长  $\pi D_m$  之比称为填充系数  $k$ 。为了给各瓦供油, $ZL$  必然小于  $\pi D_m$ ,即  $k$  值小于 1。当  $k$  值不够小时,由前一瓦流出之热油,不能及时全部排出,将有相当多的部分进入下一个瓦,因而瓦的进油温度增高,提高了瓦温。温升导致粘度下降,影响承载能力。建议取  $k = 0.8 \sim 0.85$ ,对小型轴承,可取到 0.7。

在内外径已知的条件下,根据  $B/L \approx 1$  的要求,可确定适宜的瓦数  $Z$ 。瓦数最少为 3,一般取 6~24,大值通常用于大型轴承。为了使各瓦载荷均匀,瓦面高度的偏差应不超过瓦高的 10%,否则个别瓦将过热而破坏,瓦数愈多,安装调整愈困难。

#### 8.1.2 轴承直径

轴承内径  $D_i$  取决于转子直径,它应比转子直径  $d$  大一些,保证有足够的缝隙供润滑油通过,并且必须完全避开止推环和转子间的过渡圆角。

轴承外径  $D_o$  根据轴承上的载荷决定。轴瓦面上的平均载荷(压力)  $p_m$  控制在 1.5~3.5MPa 为宜。可倾瓦块止推轴承如在结构上有均匀瓦块载荷的措施(如平衡块支承、弹性油箱支承)和进油温度能严格控制的,许用平均压力可提高到 6~7MPa。

由于希望  $B/L \approx 1$ ,所以内外径比  $D_o/D_i$  与瓦数呈一定的对应关系,考虑到瓦数不宜过多,通常取内外径比  $D_o/D_i = 1.2 \sim 2.4$ 。

#### 8.1.3 最小油膜厚度的极限值 $h_{2min}$

最小油膜厚度的极限值决定着轴承的最大承载量,其值受轴承制造、安装精度的影响。考虑到安全运转的需要,建议在计算时取最小油膜厚度  $h_{2min} \geq (10 \sim 50) \times 10^{-6} \text{m}$ ,小值用于小型轴承,大值用于大型轴承。

#### 8.1.4 润滑油温度

止推轴承的润滑方式主要有两种:压力喷油润滑和油池润滑(图7-2-61),为避免过高的搅油损失,高速轴承不宜用油池润滑。

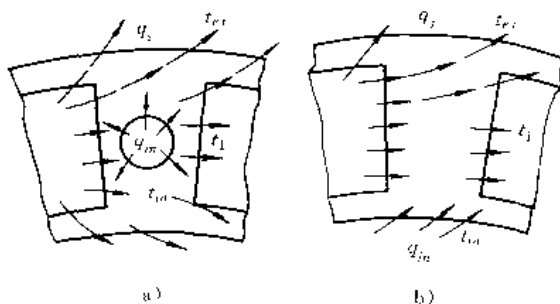


图 7-2-61 止推轴承供油方式

a) 压力供油 b) 油池供油

$q_m$ —供油量  $q_1$ —侧泄流量  $t_m$ —进油油温

$t_2$ —出油油温  $t_1$ —进瓦油温

进瓦油温  $t_1$  宜控制在 40~60℃,通过轴瓦后,油的温升最好在 20℃左右。使用矿物油,最高油温不宜



超过 120℃。

进行轴承性能计算时,常用有效油温  $t_e$  或平均油温  $t_m$ ,因方法不同而异。有效油温为进口油温加油的温升(见表 7·2-7),平均油温是瓦面进出油温的平均值。

### 8·2 斜-平面固定瓦止推轴承<sup>[35]</sup>

斜-平面固定瓦止推轴承见图 7·2-62,主要用于中小尺寸止推轴承,最大直径约为 0.6m。一个扇形瓦面由斜面和平面两部分组成。斜面与止推环构成楔形间隙,但在运转时,在整个扇形瓦面上形成动压油膜。静止时,由平面部分承担全部静载荷(对立轴往往是全部重力载荷),故应校核平面部分的强度。

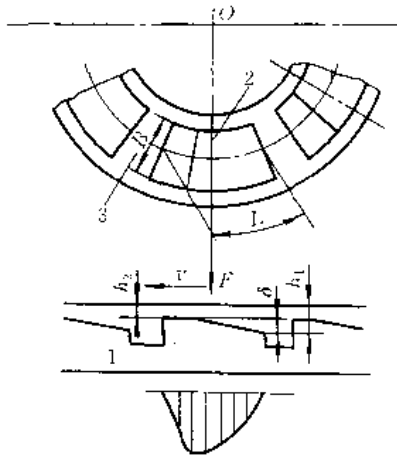


图 7·2-62 斜-平面固定瓦止推轴承

1—轴承 2—轴瓦 3—油沟

单向和双向旋转的止推轴承,瓦面形状不同,其沿

轴承中径周长方向的轮廓见图 7·2-63。按图示比例尺寸,轴承承载能力最大。双向旋转时只有一个斜面起作用,若按图示  $B/L=3/5$ ,和单向旋转轴承比较,瓦数约少 1/3,承载能力约小 35%,功耗降低 20%左右。

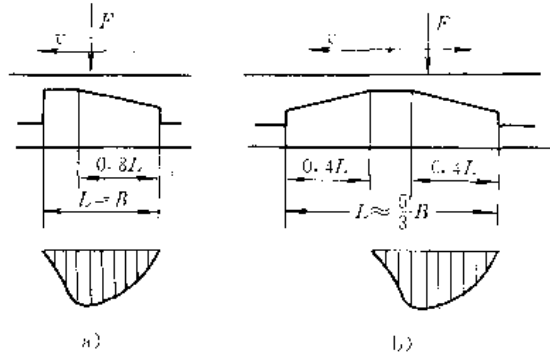


图 7·2-63 瓦面周向轮廓

a) 单向旋转 b) 双向旋转

沿速度方向瓦面的升高(斜面的升高)称为瓦高,在最佳运转状态,瓦高应与油膜厚度同等大小。考虑到最小油膜厚度的允许值,适宜的瓦高  $\delta$  见表 7·2-25。

不同供油方式(图 7·2-61)时,润滑油温度与流量的计算方法见表 7·2-26。

最小油膜厚度极限值  $h_{2min}$  取决于轴瓦和轴的止推环的表面粗糙度、制造与安装精度,建议按下式计算:

$$h_{2min} \geq h_s + (1 \sim 2.5) \times 10^{-4} d \quad (7 \cdot 2 \cdot 33)$$

对于制造、安装精度高的轴承,式中系数取小值,否则取大值。 $h_s$  可根据表面粗糙度参数  $R_a$  值查表 7·2-27。

轴承计算分初步计算和最终计算,计算步骤见图

7·2-64。

表 7·2-25 适宜的瓦高  $\delta$

内径 $D$ (mm)	25	50	75	100	150	200	250
瓦高 $\delta$ ( $\mu\text{m}$ )	15~25	25~40	38~60	50~80	75~120	100~160	120~200

表 7·2-26 斜-平面止推轴承油温与流量的计算<sup>[31]</sup>

计算项目	润 滑 方 式		备 注
	油池润滑	压力润滑	
进瓦油温	$t_1 = (t_{in} + t_{ex}) / 2$	$t_1 \approx t_m$	$K_t$ —温度修正系数,图 7·2-66 $\Delta \bar{t}$ —无量纲温升,最终计算时在图 7·2-67,初步计算时 $\Delta \bar{t} = (t_e - t_1) \frac{D_1^2 c_p \rho}{F}$ $\bar{q}_v$ —无量纲侧泄流量,图 7·2-70 $\bar{F}_p$ —无量纲瓦承载能力, $\bar{F}_p = \frac{F_p}{\eta_n B D_1}$ , $F_p = \frac{F}{Z}$
温升	$\Delta t = \frac{F_p}{B^2 c_p \rho K_t} \Delta \bar{t}$		
有效油温	$t_e = t_1 + \Delta t$		
最高油温	$t_{max} = t_1 + 1.5 \Delta t$		
流量	$q = \frac{P_p}{(t_{ex} - t_{in}) c_p \rho}$	$q_v = \frac{Z n B^2 D_1 \omega}{\sqrt{\bar{F}_p}} \bar{q}_v, q \geq q_v$	





表 7-2-27  $h_2$  值

瓦面 $R_2$ 值 ( $\mu\text{m}$ )	0.1~0.2	0.2~0.4	0.4~0.8	0.8~1.6	1.6~3.2
$h_2$ (m)	$2.5 \times 10^{-6}$	$6.2 \times 10^{-6}$	$12.5 \times 10^{-6}$	$25 \times 10^{-6}$	$50 \times 10^{-6}$

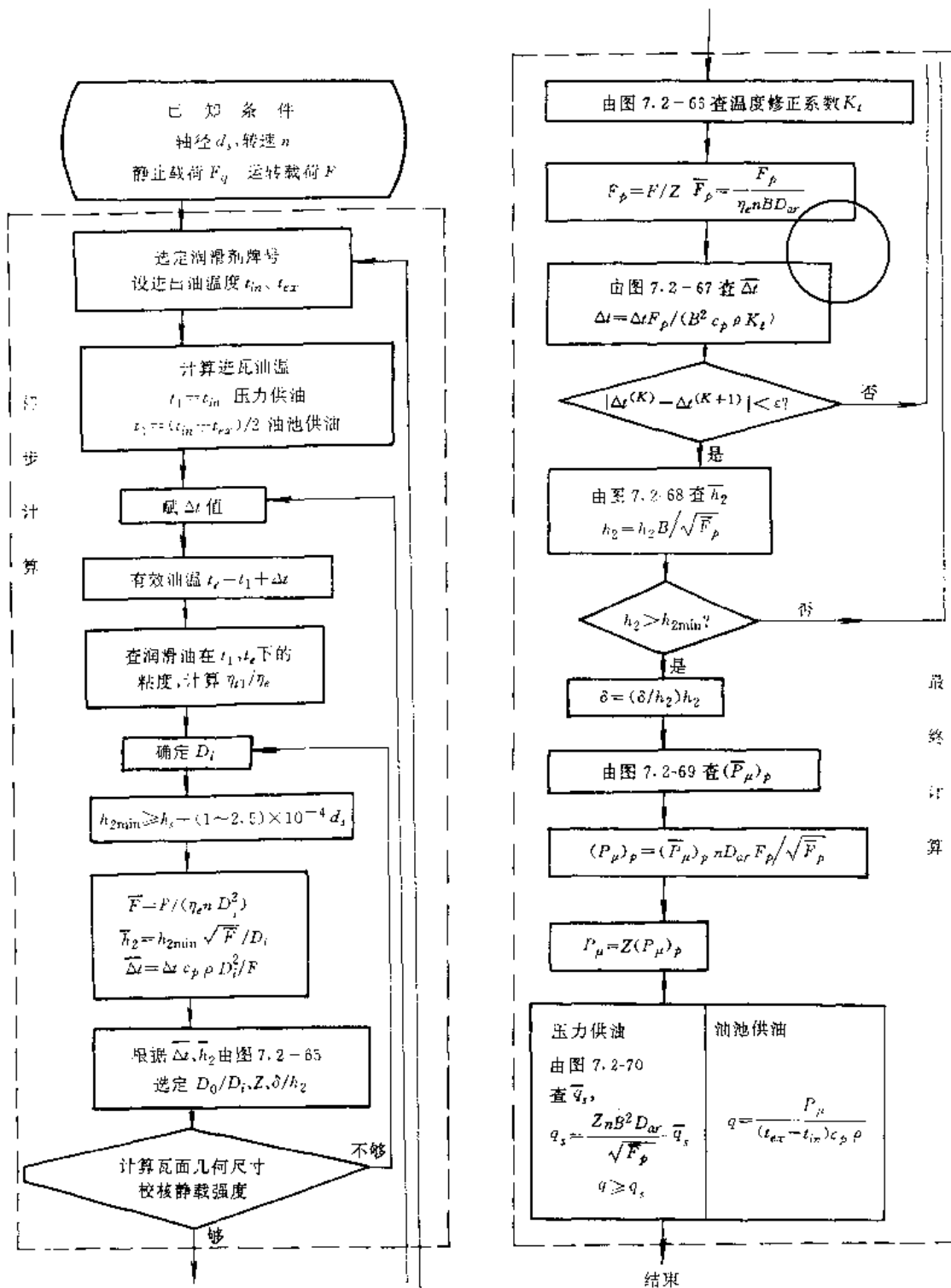


图 7-2-64 斜平面固定瓦止推轴承计算框图



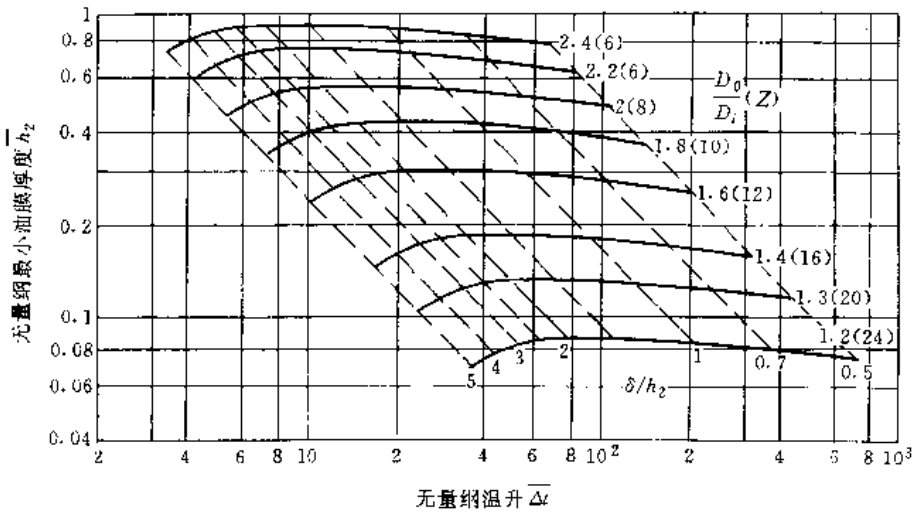


图 7-2-65 内外径比、瓦数、瓦高比(斜-平面轴承)<sup>[3]</sup>

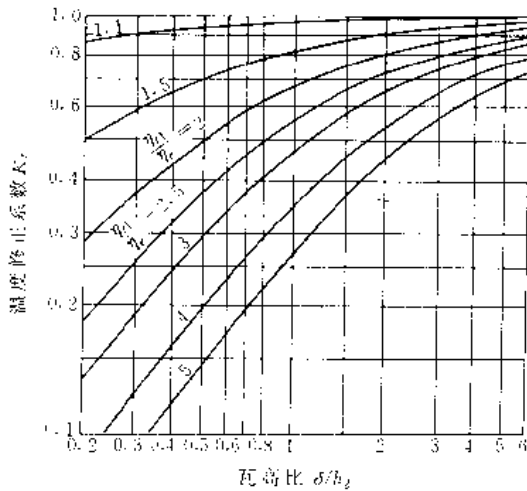


图 7-2-66 温度修正系数 k(斜-平面轴承)<sup>[3]</sup>

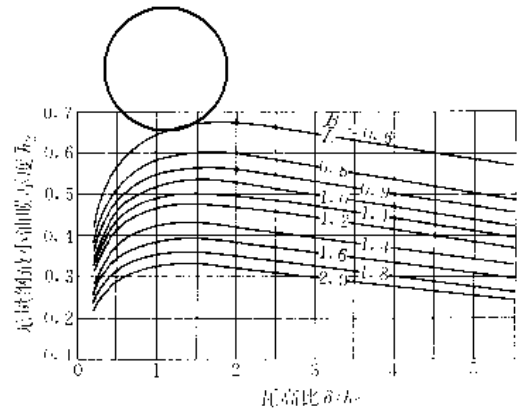


图 7-2-68 无量纲最小油膜厚度  $h_2$   
(斜-平面轴承)<sup>[3]</sup>

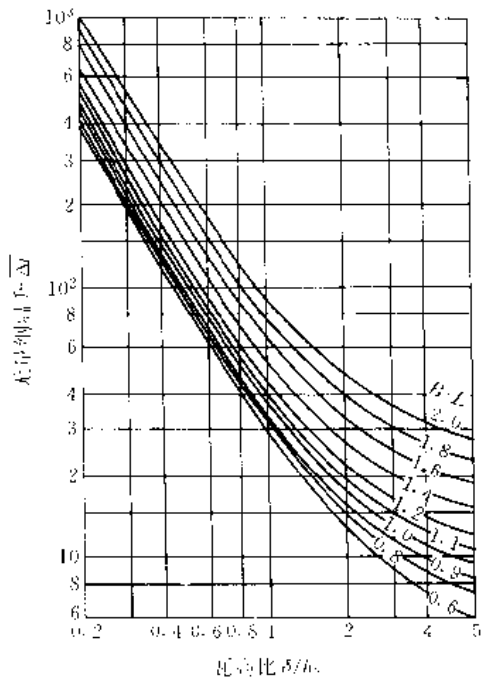


图 7-2-67 无量纲温升  $\Delta$ (斜-平面轴承)<sup>[3]</sup>

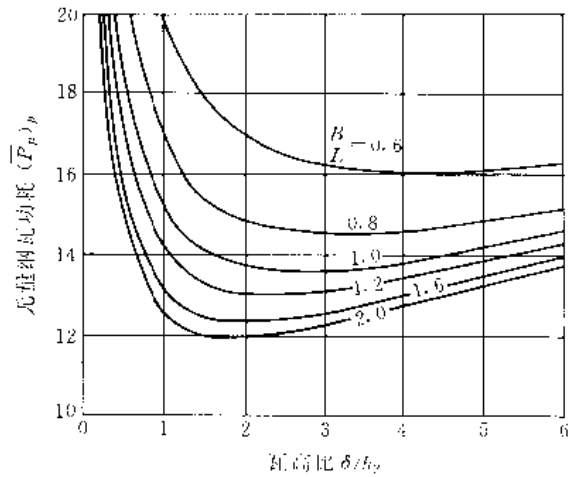


图 7-2-69 无量纲瓦功耗  $(P_p)_P$   
(斜-平面轴承)<sup>[3]</sup>



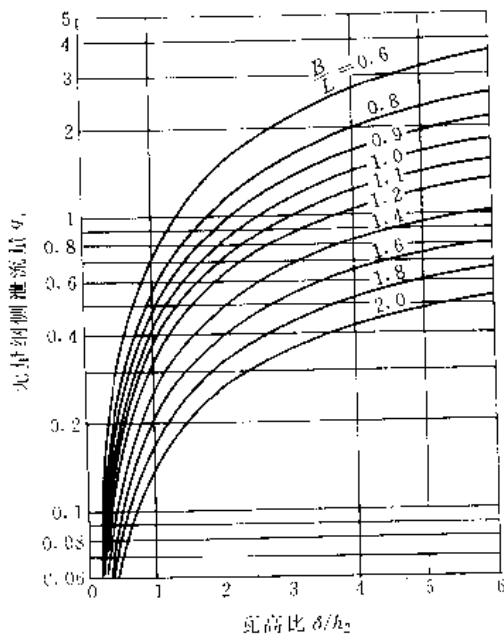


图 7-2-70 无量纲侧泄流量  $\bar{q}_s$  (斜平面轴承)<sup>3</sup>

8.3 阶梯面固定瓦止推轴承

阶梯面固定瓦止推轴承(图 7-2-71)结构最简单,主要用于小尺寸止推轴承。每一瓦面由高度差为  $\delta$  的两平行平面组成。轴旋转时,因其间隙沿运动方向也呈收缩形,故能在整个瓦面上形成动压油膜。当间隙比  $a = h_2/h_1 = 1.866$ 、瓦长比  $L_1/L = 0.718$  时,轴承的承载能力最大。由于  $\delta$  量极小(和间隙差不多),可用压痕法或腐蚀法制成阶梯面。确定  $\delta$  时还需加上足以补偿磨损的量。 $\delta$  是此轴承唯一要求准确加工的尺寸。

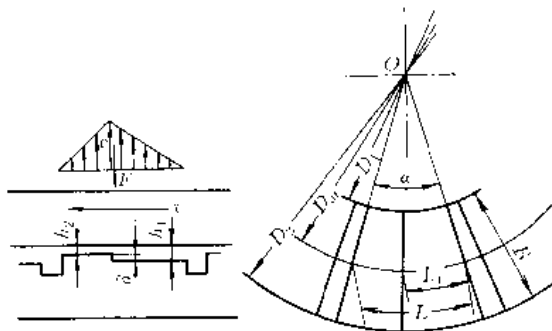


图 7-2-71 阶梯面固定瓦止推轴承

阶梯面固定瓦止推轴承在最佳间隙比、瓦长比下最小油膜厚度和功耗的计算公式为

$$h_2 = 0.803L \sqrt{\frac{\eta D_{av} n Z B}{F}} \quad (7-2-34)$$

$$P_p = 8.34 \frac{\eta D_{av}^2 n^2 Z B L}{h_2} \quad (7-2-35)$$

8.4 可倾瓦块止推轴承

可倾瓦块止推轴承(图 7-2-72)各瓦能随运转工况的变化而自动调节斜度,虽然最小油膜厚度改变,但间隙比保持不变。载荷或速度经常变化的大、中、小型轴承均适用,在大型轴承中应用最广。

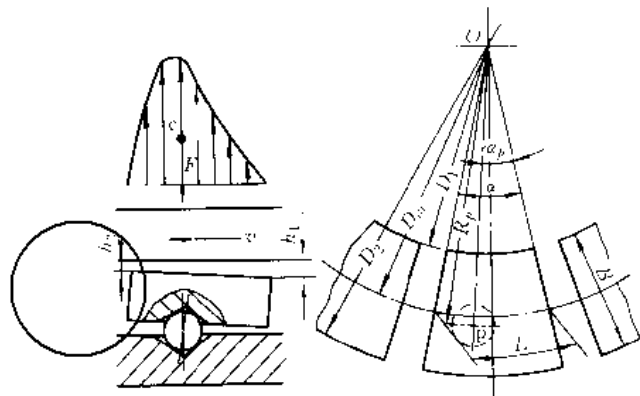


图 7-2-72 可倾瓦块止推轴承

可倾瓦块的支承方式及特征见表 7-2-28。瓦块的支承应使各瓦块受载尽可能均匀,为降低瓦温,可采取以下措施:(1)适当增大瓦间距;(2)改进瓦块形状(例如:顺着油的流向切去瓦角;采用圆形瓦),便于导出热油和引进冷油;(3)在瓦间设置冷油喷管,喷落旋转件上的热油;(4)利用刮油板刮下热油;(5)在瓦内设置循环冷却水管等等。后几种主要用于大型轴承。

轴承最小油膜厚度  $h_2$ 、摩擦功耗  $P_p$ 、流量  $q$  和支点最佳角度位置  $\alpha_p$  均与瓦块几何关系(以  $D_2/D_1, \alpha$  表征,  $\alpha$  见图 7-2-72)有关。采用下列关系式,将上述四参数无量纲化。

$$\bar{h}_2 = \frac{h_2}{\pi D_{av}} \sqrt{\frac{F}{\eta m L B k}} \quad (7-2-36)$$

$$\bar{P}_p = \frac{P_p}{\pi^2 D_{av}^2 n^{1/2}} \sqrt{\frac{L}{\eta B F k}} \quad (7-2-37)$$

$$\bar{q} = \frac{q_{av}}{\pi Z D_{av} B n h_2} \quad (7-2-38)$$

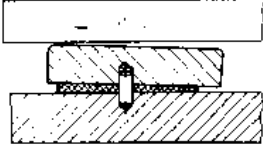
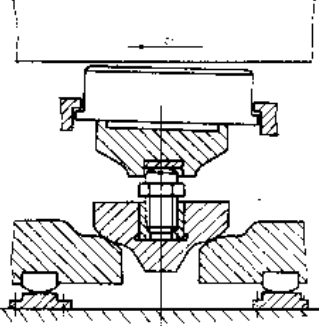
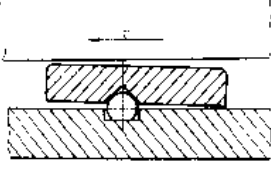
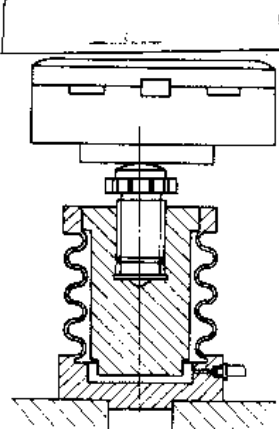
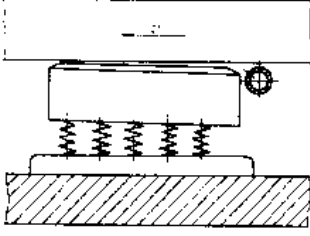
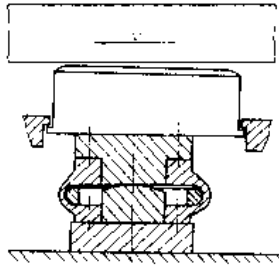
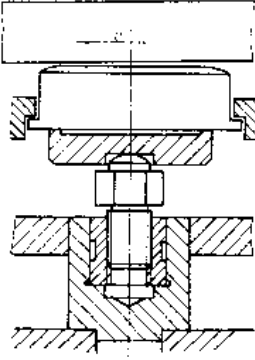
$$\bar{\alpha} = \alpha_p / \alpha \quad (7-2-39)$$

它们与  $D_2/D_1, \alpha$  的关系曲线见图 7-2-73~图 7-2-76。

可倾瓦块轴承的计算步骤见表 7-2-29。



表 7-2-28 止推轴承可倾瓦块支承方式

支承简图	特 性	支承简图	特 性
<p>弹性垫支承</p> 	<p>结构简单,安装方便,成本低。弹性垫用耐油橡胶制造。调整斜度的能力较弱 适用于小型止推轴承</p>	<p>平衡块支承</p> 	<p>应用铰支梁杠杆原理自动平衡瓦间载荷,安装较方便,加工费用较弹性油箱支承低。因受平衡块惯性的限制,宜用于转速不很高的大型轴承</p>
<p>球支承</p> 	<p>结构简单,制造、安装方便,成本低 适用于小型止推轴承</p>	<p>弹性油箱支承</p> 	<p>各弹性油箱间由连通器连通,能自动均衡瓦块间载荷,不均匀度可在3%以下,长期运行稳定可靠。油箱制造复杂,费用较贵 适用于大型止推轴承</p>
<p>弹簧支承</p> 	<p>一族弹簧支承。对弹簧特性要求较高。弹簧便于大量生产,故总成本不高 适用于中型止推轴承</p>	<p>鼓形油箱支承(单波纹式支承)</p> 	<p>均衡载荷的能力较弹性油箱差,不均匀度约为3%~5%,但加工较弹性油箱方便得多 适用于大型止推轴承</p>
<p>螺柱支承</p> 	<p>结构较简单,制造较方便。瓦块转动灵活性也较好。半刚性托盘可均衡瓦块的力变形和热变形。转动螺柱可调整瓦块载荷,但调整则较困难 适用于大、中型止推轴承</p>		



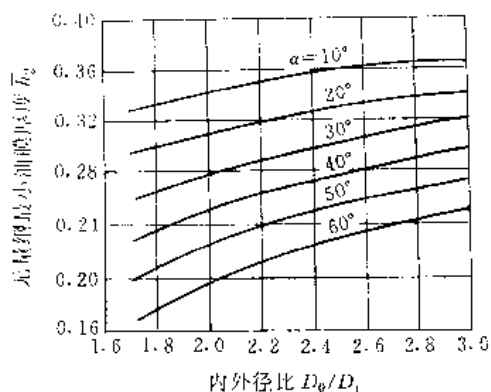


图 7-2-73 无量纲最小油膜厚度  $\bar{h}_0$   
(可倾瓦块轴承)

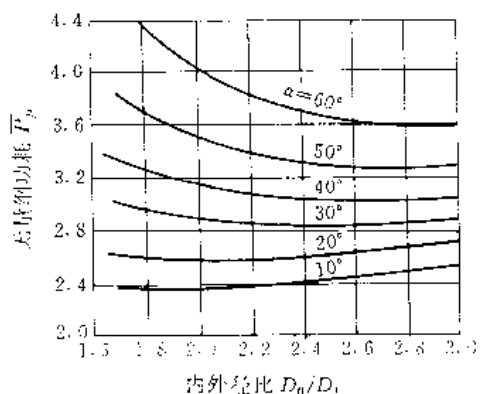


图 7-2-74 无量纲功耗  $\bar{P}_v$   
(可倾瓦块轴承)

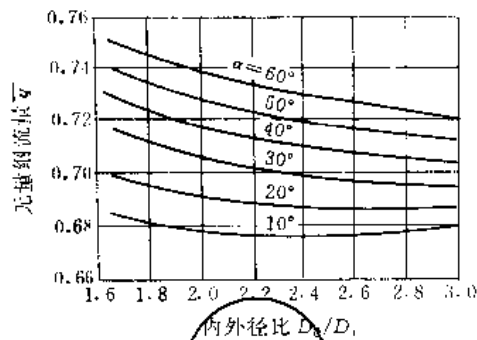


图 7-2-75 无量纲流量  $\bar{q}$  (可倾瓦块轴承)

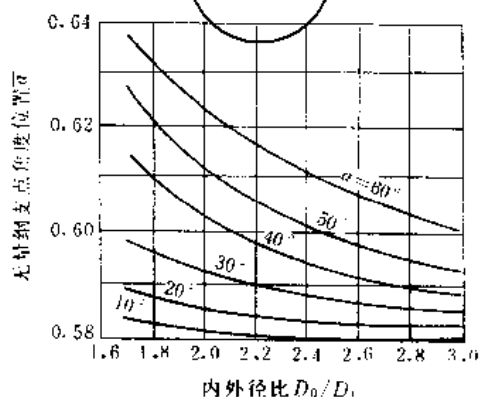


图 7-2-76 无量纲瓦块支点角度位置  $\bar{a}$   
(可倾瓦块轴承)

**【例 7-2-4】** 设计一水轮发电机可倾瓦块止推轴承。已知：载荷  $F=2.1\text{MN}$ ；轴承内径  $D_1=0.65\text{m}$ ；轴承外径  $D_0=1.25\text{m}$ ；转速  $n=300\text{r/min}$ 。希望进油温度  $t_1$  不低于  $35\text{C}$ ，出油温度不高于  $70\text{C}$ 。

**解** 计算结果见表 7-2-29。

表 7-2-29 可倾瓦块止推轴承性能计算

计算项目	计算公式及说明	计算结果
内外径比	$D_0/D_1=1.25/0.65$	1.92
平均直径	$D_m=(D_0+D_1)/2=(1.25+0.65)/2$	0.95m
瓦块宽度	$B=(D_0-D_1)/2=(1.25-0.65)/2$	0.3m
宽长比	$B:L$ 选	1
瓦长	$L=B/(B:L)=0.3/1$	0.3m
填充系数	$k$ 初选	0.78
瓦块数	$Z=\pi k D_m \cdot L=\pi \times 0.78 \times 0.95/0.3$	7.76
		取 8
实际填充系数	$k=ZL/(\pi D_m)=8 \times 0.3/(\pi \times 0.95)$	0.801
		合适



(续)

计算项目	计算公式及说明	计算结果
瓦块包角	$\alpha = 2L/D_{ar} = 2 \times 0.3/0.95$	0.6316rad 36.2°
润滑油牌号	选	L-FD46
油比热容×密度	$c_p \rho$ 查润滑油性能	$1.7 \times 10^6 \text{J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$
平均油温	$t_{ar}$ 设	50℃
油粘度	$\eta_{ar}$ 查油的粘温曲线	0.029Pa·s
无量纲		
最小油膜厚度	$h_2$ 查图 7-2-73	0.26
最小油膜厚度	$h_2 = \bar{h}_2 \pi D_{ar} \sqrt{\frac{\eta n L B k}{F}}$ $= 0.26 \times \pi \times 0.95 \times \sqrt{\frac{0.029 \times 5 \times 0.3 \times 0.3 \times 0.804}{2.1 \times 10^6}}$	$54.8 \times 10^{-6} \text{m}$ $> (10 \sim 50) \times 10^{-6} \text{m}$
无量纲功耗	$\bar{P}_p$ 查图 7-2-74	3.08
功耗	$P_p = \bar{P}_p \pi^2 D_{ar}^2 n^{3/2} \sqrt{\frac{\eta B F k}{L}}$ $= 3.08 \times \pi^2 \times 0.95^2 \times 5^{3/2} \times \sqrt{0.029 \times 1 \times 2.1 \times 10^6 \times 0.804}$	67.9kW
无量纲流量	$\bar{q}$ 查图 7-2-75	0.715
总流量	$q = \pi Z \bar{q} D_{ar} B n h_2 = 0.715 \times \pi \times 8 \times 0.95 \times 0.3 \times 5 \times 0.548 \times 10^{-6}$	$1.40 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$
润滑油温升	$\Delta t = \frac{P_p}{c_p \rho q} = \frac{67.9 \times 10^3}{1.7 \times 10^6 \times 1.4 \times 10^{-3}}$	28.5℃
进油温度	$t_1 = t_{ar} - \Delta t/2 = 50 - 28.5/2$	35.75℃ $> 35 \text{℃}$
出油温度	$t_2 = t_{ar} + \Delta t/2 = 50 + 28.5/2$	64.25℃ $< 70 \text{℃}$
无量纲		
支点角度位置	$\bar{a}$ 查图 7-2-76	0.599
支点角度	$a_p = \bar{a} \alpha = 0.599 \times 36.2$	21.68°
支点半径	$R_p = (0.97 \sim 1.06) D_{ar}/2 = (0.97 \sim 1.06) \times 0.95/2$	取 0.48m

### 9 液体动压润滑轴承的轴瓦材料

液体动压润滑轴承常用金属材料作为轴瓦材料,表 7-2-30 是常用金属轴瓦材料及其物理、力学性能。对重要的油润滑动压轴承,优先考虑选用轴承合金,当

轴承的最大载荷超过轴承合金允许值后,再考虑表 7-2-30 中所列其他材料,选择的原则是材料承载能力满足工作要求的条件下,选择最软的材料。对普通动压轴承,选择材料的原则是在性能满足工作要求的条件下,选择最便宜的材料。



表 7-2-30 常用金属轴瓦材料及其物理力学性能

轴瓦材料 名称牌号	熔点 (°C)	密度 (g/cm <sup>3</sup> )	线胀系数 (10 <sup>-6</sup> /°C)	热导率 [W/(m·°C)]	弹性 模量 (GPa)	抗压 强度 (MPa)	硬度 (HBS)	最大 载荷 (MPa)	最高工 作温度 (°C)	性能比较				最小轴 颈硬度 (HBS)	适 用 范 围
										摩擦 容 积 性	顺 应 性	耐 蚀 性	抗 疲 劳 性		
锡 铅 轴 承 合 金	ZnSnSb12 4 10	7.38	23.0	33.5	48	90	29							一般机器的轴瓦	
	ZnSnSb11 6	7.30	23.2	38.5	57	80	24	20	150	优	优	劣	150	高速、中等载荷	
	SnSb8Cu4	7.34				80	22							高速、中等载荷、可用 作薄壁轴瓦减摩层	
	ZnSnSb4 4	9.30	24.0	25.1		78	31	15						中速、中等载荷	
	ZnSnSb16 16-2	9.59	28.0	20.9		68	32	5						中速、轻载、可用作薄 壁轴瓦减摩层	
	ZnSnSb15 5-3	10.20			20.9	60	26	20		150	优	中	劣	150	低速轻载
铅 锡 轴 承 合 金	PbSn15Sn10				29	60	25							中速、中等载荷、可用 作薄壁轴瓦减摩层	
	ZnSnPb15-3					60	25							低速轻载	
	PbSb15SnAs					60	25							中速、中等载荷、可用 作薄壁轴瓦减摩层	
	PbSb10Sn6	240				80	18	12	120					轻载、可用作薄壁轴瓦 减摩层	
锡	CuSn5Pb5Zn5	8.70	18.0	71	90	200	60	8						轻载、不很重要的轴 承	
	CuSn7Pb7Zn3	8.80	18.0	59	85	210	65							轻到重载、不很重要的 轴瓦	
	CuSn8P	8.80	17.0	59	115	400~580	80~160		280	中	劣	优	55HRC	适于锻造、高速、重载、 有冲击的轴瓦	
青 铜	CuSn6Pb2	8.80	18.0	47	75	250/220(2)	60/85							轻到重载、不很重要的 轴瓦	
	CuSn10P	8.80	18.0	50	95	220/310	70/95	15						高速、中等到重载、有 冲击的轴瓦	
	CuSn12Pb2	8.70	18.0	54	95	240/280	80/90							中到高速、中载、有冲 击的轴瓦	
铜 铅 合 金 与 铅 青 铜	CuPb9Sn5	9.00	18.0	71	85	160/200	55/60							中到高速、中等载荷、有 冲击的薄壁轴瓦减摩层	
	CuPb10Sn10	9.00	18.0	47	90	180/200	65	28						中到高速、中等载荷、有 冲击的薄壁轴瓦减摩层	
	CuPb15Sn8	9.10	18.0	47	85	170/200	60							中到高速、中等载荷	

(续)

轴瓦材料 名称牌号	熔点 (°C)	密度 (g/cm <sup>3</sup> )	线胀系数 (10 <sup>-6</sup> /°C)	热导率 [W/(m·°C)]	弹性 模量 (GPa)	抗拉 强度 (MPa)	硬度 (HHS)	最大 载荷 (MPa)	最高工 作温度 (°C)	性能比较				最小轴 颈硬度 (HRS)	适用范 围		
										摩擦 系数	顺 应性	耐 蚀性	抗 疲劳 性				
CuPb17Sn5							60~95				中	差	良	优	50HRC	重载薄壁轴瓦减摩层	
CuPb20Sn5	940	9.30	19.0	5.9	75	150/170	45/50				中	差	差	良	150	中到高速、中等载荷、可 用水润滑	
CuPb24Sn							55~80				良	良	差	良	45HRC	内燃机主轴承、连杆轴 承减摩层	
CuPb24Sn4							60~90				良	良	良	良	48HRC	高速、重载薄壁轴瓦减 摩层	
CuPb30	990	9.40	18.4	142.4	95	60	30/45	24			良	良	中	中	270	内燃机薄壁轴瓦减摩层	
CuAl9Fe1Ni4		7.60	16.0	59	118	700	160				劣	劣	良	良	55HRC	在海水中工作的锻造 轴承	
CuAl10Fe5Ni5				60	120	600	140				劣	劣	良	良	300	在海水中工作的铸造 轴承	
CuZn31Sn1		8.40	18.0	67	165	440~560	100~160		200		中	劣	优	优	55HRC	重载、高速、有冲击的 轴承	
CuZn37Mn2Al2Sn		8.10	19.0	65	100	600	150				中	劣	优	优		润滑不良工作条件下 的轴承	
AlSn6CuNi		2.90	23.0	184	71	110~139	35~40				中	中	优	优		中到高速、重载单层轴 瓦	
AlSn6Cu		2.90	24.0	210	71	150	35~45				中	中	优	优	45HRC	内燃机主轴承、连杆轴 承薄壁轴瓦减摩层	
AlSn20Cu	~630		24.0			100~110	30~40	35	170		良	良	中	中	250	内燃机、压气机、制冷 机薄壁轴瓦减摩层	
AlSi4Cd							30~40				差	中	良	良	48HRC	内燃机薄壁轴瓦减摩 层	
AlSi11Cu		9.65	24.0			200~250	45~60				差	中	良	优	50HRC	内燃机薄壁轴瓦减摩 层	
AlCd3CuNi							35~55				差	中	良	良	48HRC	内燃机薄壁轴瓦减摩 层	
铸铸铁						200~220	200~220				劣	劣	中	中			
铸铜铸铁						200~250	190~220				劣	劣	中	中			
铸铜铸铁						250~350	200~250	9			劣	劣	中	中			
铸铸铁								9			劣	劣	中	中	250	低速、重载、很不重要 的轴承	

(注) 薄壁轴瓦减摩层用的 CuPb10Sn10 与单层轴瓦用的 CuPb10Sn10 成分不完全相同，参见 GB10448 和 GB10451 89。

(\*) 凡是分式，分子为砂型铸造的数据，分母是金属型铸造的数据。



## 第3章 液体润滑静压轴承

液体润滑静压轴承是利用外部供油装置将有一定压力的液体通过进油孔送入轴承的油腔，使轴与轴瓦两相对滑动表面分开，形成承载油膜的一种轴承。它的优点是：(1)即使速度为零时也能形成液体膜润滑，故能在液体润滑下起动，起动转矩极小；(2)正常使用时不会磨损，使用寿命长，精度保持性好；(3)轴的回转精度高，且易于实现轴心位置的控制；(4)油膜刚度大，阻尼性能好；(5)对轴承材料一般无特殊要求。缺点是：(1)需要一套供油装置，增大了制造费用；(2)需要经常检查供油系统，转子必须在供油系统正常工作时起动和停车。

最简单的静压（止推）轴承系统的组成见图7-3-1。轴瓦滑动面上的凹腔称为油腔，包围油腔的滑动工作表面称为封油面，润滑油从压力较高的油腔，经封油面的节流作用流到表压为零的回油槽（或回油边）。封油面和油腔的总和称为油垫。一个油垫可以有一个或多个油腔。一个轴承也可以有一个或多个油垫。

若油腔深度（封油面至凹腔底面）足够，则油垫上的压力分布见图7-3-1，油腔中压力为常数，称为油腔压力。当载荷增大时，止推盘（轴）移向轴瓦，油膜厚度（封油面至轴表面的距离）减小，由于补偿元件的作用，油腔内压力升高，阻止轴的位移，在新的位置上与

外载荷平衡。

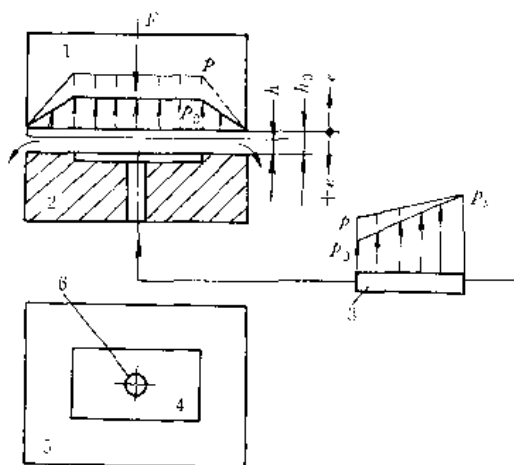


图7-3-1 静压轴承的组成

- 1—止推盘 2—止推轴瓦 3—补偿元件  
4—油腔 5—封油面 6—进油孔

### 1 静压轴承的分类

#### 1.1 静压轴承按供油系统的分类

按供油系统特性，静压轴承分为定压供油静压轴承和定量供油静压轴承。定压供油系统由一个油泵以

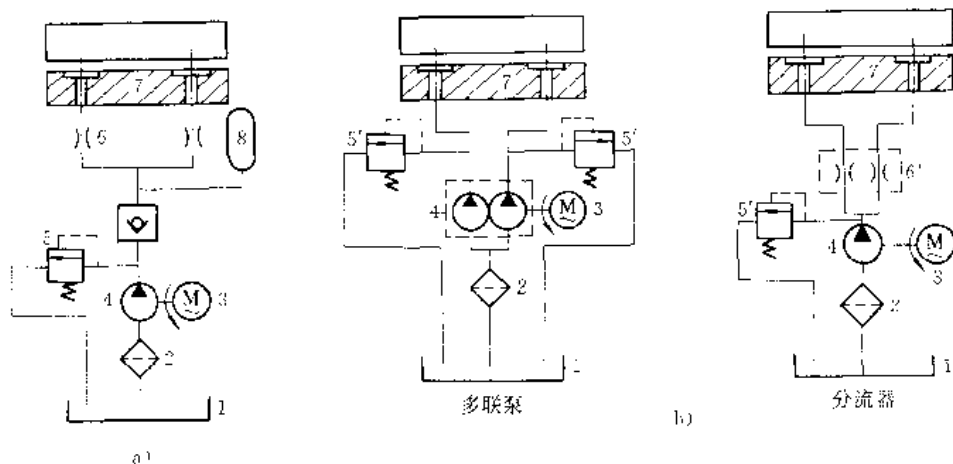


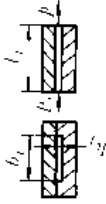
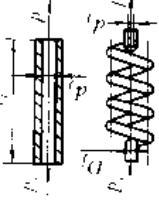
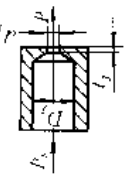
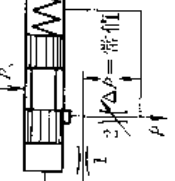
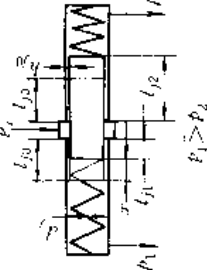
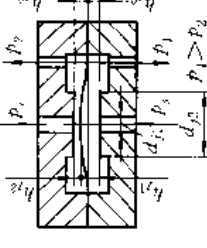
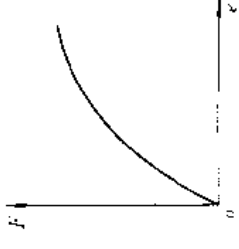

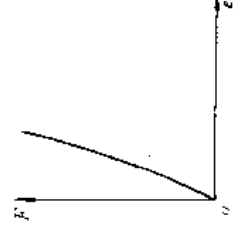

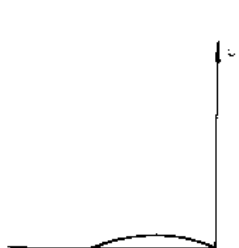
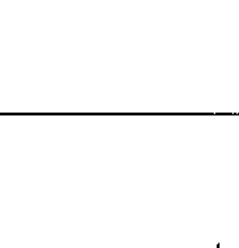
图7-3-2 供油系统

a) 定压供油系统 b) 定量供油系统

- 1—油箱 2—过滤器 3—电机 4—泵 5—溢流阀 5'—安全阀  
6 节流器 6'—分流器 7—轴瓦 8—蓄能器



表 7-3-1 补偿器分类

类型	缝式节流器	管式节流器	孔式节流器	定压泵、定压阀	滑阀节流器	薄膜节流器
示意图						
节流尺寸	为一狭长缝，节流尺寸为缝宽 $b_1$ 、缝高 $h_1$ 、缝长 $l_1$ 。缝隙可以直接做在轴瓦上	为一细长管，节流尺寸为管径 $d_1$ 和管长 $l_1$ 。可为直管或螺旋管，长度可以做成可调的	为一锐边小孔， $l_1 < 0.5d_1$ 。小孔节流时，节流尺寸为孔径 $d_1$ 、环面节流时，节流尺寸为孔径 $d_1$ 和间隙 $h$	$p$ —接油腔 1—稳定节流孔 2—工作节流孔	$p_1$ —受载油腔 $p_2$ —背载油腔  滑阀居中时，节流尺寸为间隙 $h_j$ 和长度 $l_{j0}$ ，受载后滑阀因两侧压差而位移，节流长度改变	薄膜平直时，节流尺寸为间隙 $h_{j0}$ 和节流长度 $(d_{j2} - d_{j1})/2$ 。受载后薄膜因两侧压差而变形，节流间隙改变
特性	结构较简单。轴承性能稳定，不受油粘度变化的影响	轴承性能稳定，不受油粘度变化的影响	占用空间小。流动状态为湍流，油粘度变化将影响轴承性能	结构较复杂，制造费用较高	流量与节流长度成反比，反馈灵敏度较低。结构较复杂，制造费用较高	流量与节流间隙的三次方成正比，反馈灵敏度较高，容易出现自振。结构较复杂，制造费用较高
载荷位移曲线						



恒定的压力通过若干节流器分别向各个油腔供油，供油压力由溢流阀控制。依靠油流经节流器产生压力降调节各油腔压力以适应载荷的变化。定量供油系统每个油腔由一个定量泵、定量阀或分流器供给流量恒定的润滑油。依靠油膜厚度变化自动调节油腔压力以适应载荷的变化。

两种供油系统的组成见图 7-3-2。定量供油系统比较复杂，多用于大型设备，定压供油系统应用较多。

### 1.2 静压轴承按补偿器的分类

恒压力供油系统用节流器作补偿器，有管式节流器、缝式节流器、孔式节流器（以上为固定节流器）、滑阀反馈节流器、薄膜反馈节流器（以上为可变节流器）等。恒流量供油系统用定量泵、定量阀或分流器作补偿器。

补偿器的分类及其性能见表 7-3-1。

### 1.3 静压轴承按轴承结构的分类

根据油垫结构静压轴承分为单垫单腔式、单垫多腔式和多垫式，通常称单垫多腔式为腔式轴承，称多垫式为垫式轴承。腔式轴承受载后各腔压力不同时，腔与腔之间有内流存在，润滑油从压力较高的油腔流向压力较低的油腔。垫式轴承油腔间无油流，互不影响。

根据能承受单向载荷还是双向载荷，静压轴承分为单向油垫式和对向油垫式。

油垫形状有平面、柱面、球面和锥面等。

静压轴承结构的分类见表 7-3-2。

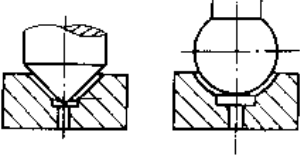
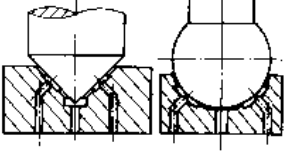
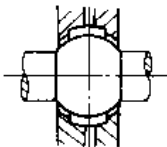
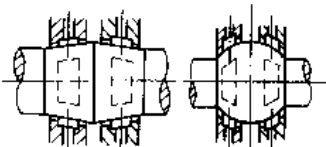
单垫单腔式止推轴承只能承受中心载荷，无抗倾复能力以承受偏心载荷，有偏心载荷时必须采用多垫式或多腔式止推轴承。

表 7-3-2 静压轴承油垫结构的分类

类型	单 垫 式		多 垫 式
	单 腔	多 腔	
平面油垫			
柱面油垫			
球面油垫			
锥面油垫			



(续)

类型	单 垫 式		多 垫 式
	单 腔	多 腔	
球面和锥面油垫			
对向油垫			

## 2 静压轴承的基本公式

下面给出的公式建立在以下基本假设上：

- (1) 液体不可压缩；
- (2) 液体通过油垫的流动为层流；
- (3) 液体流过补偿元件和油垫时粘度不变；
- (4) 由补偿元件至油腔的管路压力损失忽略不计。

### 2.1 流量

#### 2.1.1 油垫流量

1. 柱面油垫 见图 7-3-3, 油垫中心与轴颈位移方向的夹角为偏位角  $\phi$ , 当位移为  $e$ 、油腔压力为  $p$  时, 通过柱面油垫封油面的流量可用下式近似计算 ( $e$  愈小则误差亦愈小):

$$q = \bar{q} p h_0^3 (1 - \Phi \epsilon)^3 / \eta$$

$$\Phi = \frac{\sin \theta_m + \frac{B-b}{D} \frac{b}{c} \cos \theta_m}{\theta_m + \frac{B-b}{D} \frac{b}{c}} |\cos \phi|$$

(7-3-1)

式中  $\bar{q}$ ——油垫流量系数, 与油垫形状和尺寸有关,

计算公式见表 7-3-3;

$\Phi$ ——柱面油垫系数, 计算公式中的符号见图 7-3-3, 其中  $D=2R$ ;

$\epsilon$ ——偏心率,  $\epsilon=e/h_0$ ,  $h_0$  为油垫与轴颈同心时的间隙。

2. 平面油垫 流量计算公式为

$$q = \bar{q} p h_0^3 (1 - \epsilon)^3 / \eta$$

(7-3-2)

式中  $\epsilon$ ——止推盘位移率, 即止推盘位移  $e$  与设计状态下的间隙  $h_0$  之比。

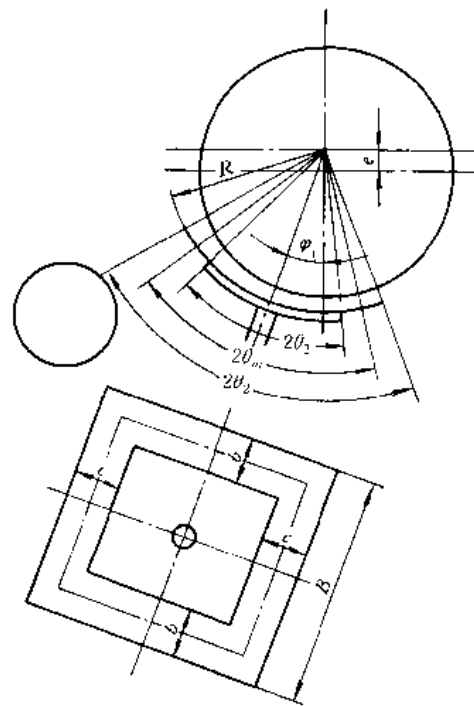


图 7-3-3 柱面油垫

#### 2.1.2 补偿器流量

1. 定量泵、定量阀的流量 流量为常数, 取其值为设计状态下的油腔流量。

2. 节流器流量 通过各种节流器的流量计算公式见表 7-3-4, 表中  $\bar{q}_j$  为节流器流量系数。

根据在设计状态下节流器流量  $q_{jc}$  应与油垫流量  $q_0$  相等的关系, 可以求出节流器尺寸的计算公式, 见表 7-3-4 (假设油流经节流器和油垫时粘度相等)。为



表 7-3-3 油垫流量系数 $\bar{q}$ 和有效承载面积 $A_e$

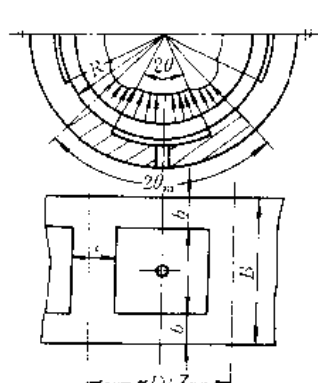
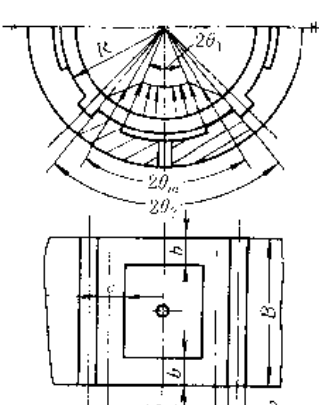
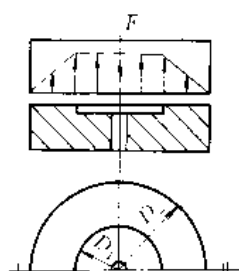
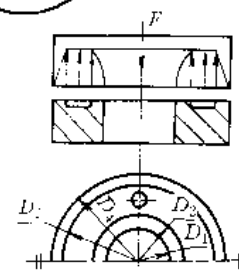
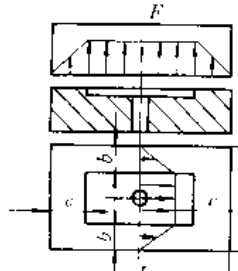
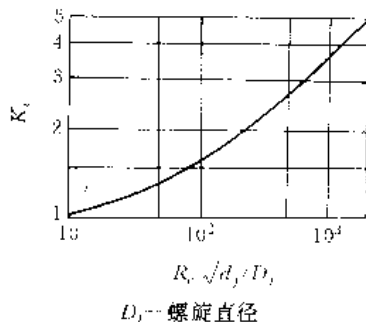
柱 面 油 垫		
多腔式油垫		单腔式油垫
	$\bar{B} = B/D$ $\bar{b} = b/B$ $\bar{c} = c/B$	
$\bar{q} = \pi (6 \bar{B} \bar{b} Z)$ $A_e = \bar{B} D^2 (1 - \bar{b}) \sin \theta_m$ $\gamma = (1 - \bar{b}) / \bar{c} \cdot 2 \bar{B} \bar{b} / \pi$ Z—油腔数		$\bar{B} = B/D$ $\bar{b} = b/B$ $\bar{c} = c/B$ $\bar{\delta} = \delta/B$ $\bar{q} = [\pi - 2 \bar{B} (\bar{\delta} + \bar{c})] (1 + r) / (6 \bar{B} \bar{b} Z)$ $A_e = \bar{B} D^2 (1 - \bar{b}) \sin \theta_m$ $\gamma = (1 - \bar{b}) / \bar{c} \cdot 2 \bar{B} \bar{b} / [\pi - 2 \bar{B} (\bar{\delta} + \bar{c})]$ Z—油腔数
平 面 油 垫		
单腔式圆形油垫	单腔式环形油垫	单腔式矩形油垫
		
$\bar{D} = D_0/D_1$ $\bar{q} = \pi \cdot (6 \ln \bar{D})$ $A_e = \pi D_0^2 (\bar{D}^2 - 1) / (8 \bar{D}^2 \ln \bar{D})$	$\bar{D}_0 = D_0/D_1$ $\bar{D}_2 = D_2/D_3$ $\bar{q} = \pi (1/\ln \bar{D}_0 + 1/\ln \bar{D}_2) / 6$ $A_e = \pi [D_0^2 (\bar{D}_0^2 - 1) / (D_0^2 \ln \bar{D}_0) - D_2^2 (\bar{D}_2^2 - 1) / \ln \bar{D}_2] / 8$	$\bar{B} = B/L$ $\bar{b} = b/B$ $\bar{c} = c/B$ $\bar{q} = [(1 - \bar{b}) / \bar{c} + (1 - \bar{B} \bar{c}) / (6 \bar{B} \bar{b})] / 6$ $A_e = B^2 (1 - \bar{b}) (1 - \bar{B} \bar{c}) / \bar{B}$

表 7-3-4 节流器流量 $q_j$ 及节流器尺寸

节流器	流 量	节 流 器 尺 寸
管式节流器	$q_j = \bar{q}_j (p_1 - p_2) / \eta$ $\bar{q}_j = \pi d_j^3 / (128 l_j)$	$l_j/d_j = \pi \alpha (d_j/h_0)^3 / (128 \bar{q}_j)$ 1. 为避免堵塞, 取 $d_j \geq 0.55 \text{mm}$ 2. 为保证层流, 取 $l_j/d_j \geq 20$ 3. 层流核算: $Re = (q_j d_j \rho) / (A_j \eta) \leq 2000$ 4. 非圆管时, $d_j$ 为当量直径 $d_j = 4A_j/s$ , 其中 $s$ 为湿周长度; $A_j$ 为截面积; 5. 对螺旋形管, 按上式求出管长 $l_j$ 后, 需再除以修正系数 $K_j$ , 见右图

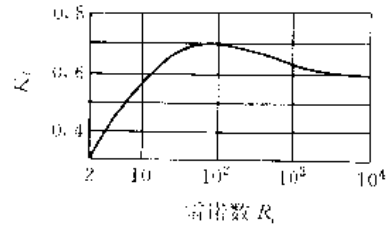


此星公司制作 请尊重原作者版权



(续)

节流器	流量	节流器尺寸
缝式节流器	$q_j = \bar{q}_j (p_s - p) / \eta$ $\bar{q}_j = b_j h_j^3 / (12 l_j)$	$l_j / b_j = a (h_j / h_0)^3 / (12 \bar{q}_j)$ 1. 为防止自堵塞, 取 $h_j \geq 0.02 \text{mm}$ 2. 层流核算同管式节流器; 3. 当量直径 $d_j = 2b_j h_j / (b_j + h_j)$
小孔节流器	$q_j = \bar{q}_j \sqrt{(p_s - p) / \rho}$ $\bar{q}_j = \pi K_0 d_j^2 / (2 \sqrt{2})$	$d_j = \sqrt{\frac{2 \sqrt{2} h_0^3 \bar{q}_j \sqrt{\frac{p_s \rho}{a(a+1)}}}{\pi K_0 \eta}}$ 1. 为避免堵塞, 取 $d_j \geq 0.45 \text{mm}$ 2. $K_0$ 为流量修正系数, 见右图, 平均取 $K_0 = 0.6 \sim 0.7$
滑阀反馈节流器	$q_j = \bar{q}_j (p_s - p) \cdot \eta \cdot l_j / l_j$ $\bar{q}_j = \pi d_j h_{j0}^3 / (12 l_j)$	$h_{j0} = h_j \sqrt[3]{12 l_j \bar{q}_j / (\pi d_j a)}$ 1. 为防止自堵塞, 取 $h_{j0} \geq 0.03 \text{mm}$ 2. 通常取 $d_j \geq 10 \sim 16 \text{mm}$ 3. 为避免卡住滑阀, 取 $l_j = (1 \sim 1.5) d_j$
薄膜反馈节流器	$q_j = \frac{\bar{q}_j (p_s - p) \left( \frac{h_j^3}{h_{j0}^3} \right)}{\eta}$ $\bar{q}_j = \frac{\pi h_j^3}{6 \ln \left( \frac{d_{j2}}{d_{j1}} \right)}$	$h_{j0} = h_j \sqrt[3]{\frac{6 \ln \left( \frac{d_{j2}}{d_{j1}} \right) \bar{q}_j}{\pi a}}$ 1. 为防止自堵塞, 取 $h_{j0} \geq 0.03 \text{mm}$ 2. 通常取 $D_j = 25 \sim 35 \text{mm}$ 3. 为保证足够节流长度, 取 $(d_{j2} - d_{j1}) / 2 \geq 3 \sim 4 \text{mm}$



简化计算公式, 引入压力比系数  $a$ , 其值为

$$a = (1 - \bar{p}_2) / \bar{p}_0, \bar{p}_0 = \bar{p}_0 / \bar{p}_s \quad (7-3-3)$$

式中  $\bar{p}_0$  设计状态下油腔压力;

$\bar{p}_s$  —— 供油压力。

### 2.2 承载能力

单向的单腔油垫 (或一个油腔加上四周的封油面), 其承载能力是油腔压力和封油面上压力之总和。承载能力除以油腔压力所得之值称为有效承载面积。假设压力为线性分布 (见图 7-3-4a), 有效承载面积的计算公式见表 7-3-3。这时, 承载能力为

$$F = p A_e \quad (7-3-4)$$

对向油垫 (腔) 的承载能力为受载油垫 (腔) 与背载油垫 (腔) 承载能力之差 (见图 7-3-4b), 即

$$F = p_1 A_{e1} - p_2 A_{e2} \quad (7-3-5)$$

故不如单向油垫 (腔) 大。

承载能力常以无量纲载荷系数  $\bar{F}$  的形式表示

$$F = \bar{F} p_1 A_e, \bar{F} = F / (p_1 A_e) \quad (7-3-6)$$

对于径向轴承也常用下式表示载荷系数:

$$\bar{F} = F / (p_1 B D) \quad (7-3-7)$$

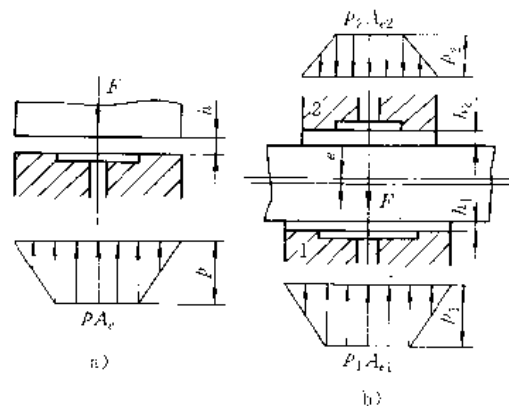


图 7-3-4 单向油垫和对向油垫

a) 单向 b) 对向

1—受载油垫 2—背载油垫

### 2.3 油膜刚度

载荷相对位移的变化率为油膜刚度, 即

$$K = dF/de$$



随流量增率  $dq/q$  与载荷增率  $dF/F$  之间的关系不同, 静压轴承的油膜刚度有三种情况:

- $dq/q < dF/F$  —— 正刚度、工作稳定
- $dq/q = dF/F$  —— 无穷大刚度、理想情况
- $dq/q > dF/F$  —— 负刚度、工作不稳定

因此, 流量增率最好稍小于载荷增率。

管式节流、缝式节流、孔式节流和恒流量供油的静压轴承, 始终在正刚度下工作。反馈节流的静压轴承, 有可能出现负刚度, 在选择节流器参数时, 应尽量避免出现负刚度。

油膜刚度随轴颈位移而改变, 并非定值。油膜刚度大, 并非承载能力亦大。

设计状态下的油膜刚度为

$$K = \bar{K} p_0 A_s / h_0 \quad (7-3-8)$$

式中  $\bar{K}$  —— 无量纲刚度系数, 各种节流静压轴承的  $\bar{K}$  值在本章 1 节和 6 节中叙述。

在对向油垫(腔)的情况下, 轴承刚度为油垫(腔)刚度之和, 显然, 它比单向油垫大。

### 2.4 摩擦力和摩擦系数

静压轴承的油膜摩擦力  $F_\mu$  为(设计状态)

$$F_\mu = \eta v A_\mu / h \quad (7-3-9)$$

式中  $A_\mu$  —— 摩擦面积, 低速时为封油面面积, 高速时应再加 0.20~0.25 倍油腔面积。

借用固体摩擦的概念, 令  $F_\mu/F$  为摩擦系数, 即

$$\mu = F_\mu / F$$

### 2.5 轴承功耗和润滑油温升

静压轴承的功耗除摩擦功耗外要计入泵功耗, 摩擦功耗和泵功耗的计算公式分别为

$$\begin{aligned} P_\mu &= \eta v^2 A_\mu / h \\ P_p &= p_0 q \end{aligned} \quad (7-3-10)$$

摩擦功耗与泵功耗之比称为功耗比  $G$ , 即

$$G = P_\mu / P_p$$

故轴承总功耗

$$P = P_p + P_\mu = (1+G) P_p \quad (7-3-11)$$

若不计热传导、辐射散去的热量, 即功耗全部使润滑油升温, 则润滑油流经轴承后的温升  $\Delta t$  为

$$\Delta t \cdot P / (c_p \rho q) = (1+G) p_0 / (c_p \rho) \quad (7-3-12)$$

若取油的比定压热容  $c_p = 2000 \text{ J} / (\text{kg} \cdot \text{K})$ , 油的密度  $\rho = 850 \text{ kg} / \text{m}^3$ , 则油的温升为

$$\Delta t = (1+G) p_0 / (1.7 \times 10^6) \quad (7-3-12a)$$

可见, 润滑油温升随供油压力和功耗比增大而增加。当  $G=3$ 、供油压力  $p_0 = 1 \text{ MPa}$  时, 油的温升为  $2.35 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

在热平衡后, 轴承的工作温度等于进油温度加上油的温升。为防止轴承工作温度过高, 可以控制进油温度和(或)油的温升。

进油温度由油箱的散热能力决定, 增大散热面积, 采用强制冷却都可使进油温度下降。

控制温升可以从供油压力和功耗比入手。在供油压力确定之后, 根据预期的轴承工作温度, 可由下式求出允许的最大功耗比  $[G]$

$$[G] = 1.7 \times 10^6 (t - t_0) / p_0 \cdot 1 \quad (7-3-13)$$

式中  $t$  —— 轴承工作温度;

$t_0$  —— 进油温度。

轴承的工作温度不超过  $75 \text{ }^\circ\text{C}$  为好。

### 2.6 润滑油粘度

在设计状态和预期轴承工作温度下, 根据  $P_p$ 、 $GP_p$  的关系, 可得到选择润滑油粘度的计算公式

$$\eta = \rho h_0^2 / v \sqrt{G p_0 q / A_\mu} \quad (7-3-14)$$

若计算出来的粘度过低, 无法选取润滑油, 可对有关参数作适当调整: 首先可考虑适当增大设计间隙, 其次, 适当减少封油面宽度。

## 3 静压轴承的参数选择

### 3.1 宽径比(长宽比)

对于径向轴承, 宽径比  $\bar{B} = B/D = 0.5 \sim 1.5$ , 通常取 1。

对于矩形平面油垫, 通常取长宽比  $\bar{L} = L/B = 1 \sim 4$ 。对于圆环形平面油垫(图 7-3-5), 以腔与腔之中线为准, 圆环中径弧长与宽度之比  $\bar{L} = L/B$  常取作  $1 \sim 2$ 。

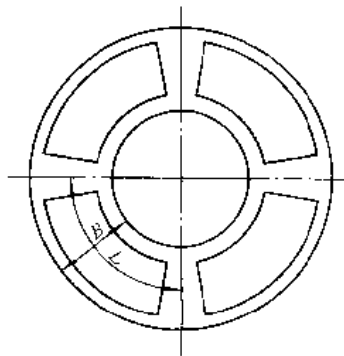


图 7-3-5 圆环形平面油垫



### 3.2 封油面宽度

同样尺寸的油垫,封油面宽度小时,有效承载面积增大,摩擦面积和摩擦功耗减少,流量增多,温升下降,但泵功耗增大。速度较低的圆形平面油垫,按泵功耗最小原则,应取  $b=D/4$ 。矩形油垫常取  $b=B/4, c=L/4$ 。腔式轴承的封油面宽度也可按此比例决定。速度高的轴承,为了减少摩擦功耗,宜取较小的封油面宽度,最小封油面宽度可取为  $b=0.1B$ ,甚至小至  $100h_0$  ( $h_0$  为设计间隙)。

### 3.3 设计间隙

设计间隙可由最小油膜厚度与最大位移率决定:

$$h_0 = h_{\min} / (1 - \epsilon_{\max})$$

$h_{\min}$  取决于轴承尺寸、形状偏差、表面粗糙度及偏斜量等因素,建议取或下列各值中的最大值:

$$h_{\min} \geq 25 \sqrt{L} \quad (L \text{ 为油垫长度 (m)});$$

$$h_{\min} \geq 3 \times \text{允许几何形状偏差 } (\mu\text{m});$$

$$h_{\min} \geq 40R_a \quad (\mu\text{m});$$

$$h_{\min} \geq 2 \times \text{预计偏斜量 } (\mu\text{m}).$$

确定设计间隙时为使总功耗最小,应使功耗比  $G=3$ ,这时的设计间隙由下式计算:

$$h_0 = \sqrt{\eta r^2 A_u / (3 \rho_s^2 q \bar{p}_0)} \quad (7.3-15)$$

径向轴承的设计间隙可参考下列数值选取:

$$D \leq 50\text{mm} \quad 2h_0 = (0.6 \sim 1.0) \times 10^{-3} D$$

$$50 < D \leq 100\text{mm} \quad 2h_0 = (0.5 \sim 0.8) \times 10^{-3} D$$

$$100 < D \leq 200\text{mm} \quad 2h_0 = (0.4 \sim 0.7) \times 10^{-3} D$$

### 3.4 供油压力

满足承载能力的供油压力为

$$p_s = F / (\bar{F} A_s) \quad (7.3-16a)$$

在此前提下不宜选用过高的供油压力,以免增大功耗和温升。

对油膜刚度有要求时可按下式由刚度确定供油压力:

$$p_s = K h_0 / (\bar{K} A_s) \quad (7.3-16b)$$

### 3.5 压力比

在设计状态下的油腔压力  $p_0$  与供油压力  $p_s$  之比称为压力比  $\bar{p}_0$ ,即

$$\bar{p}_0 = p_0 / p_s$$

可根据不同的要求选取压力比,例如:最大承载能力、最大油膜刚度、最小位移、最小流量等。单向油垫常从最小位移出发选取压力比;对向油垫(腔)常从最大刚度出发选取压力比。不同节流形式的静压轴承,各种要求下的最佳压力比值亦不同。

## 4 单向油垫

### 4.1 管式节流、小孔节流单向油垫

管式节流,小孔节流单向油垫的压力比、载荷系数和刚度系数的计算公式和油垫性能曲线见图 7.3-6 和图 7.3-7。由图可见,无论压力比多少,刚度最大时的载荷系数  $\bar{F}$  分别为:管式节流是 0.67;小孔节流是 0.69。

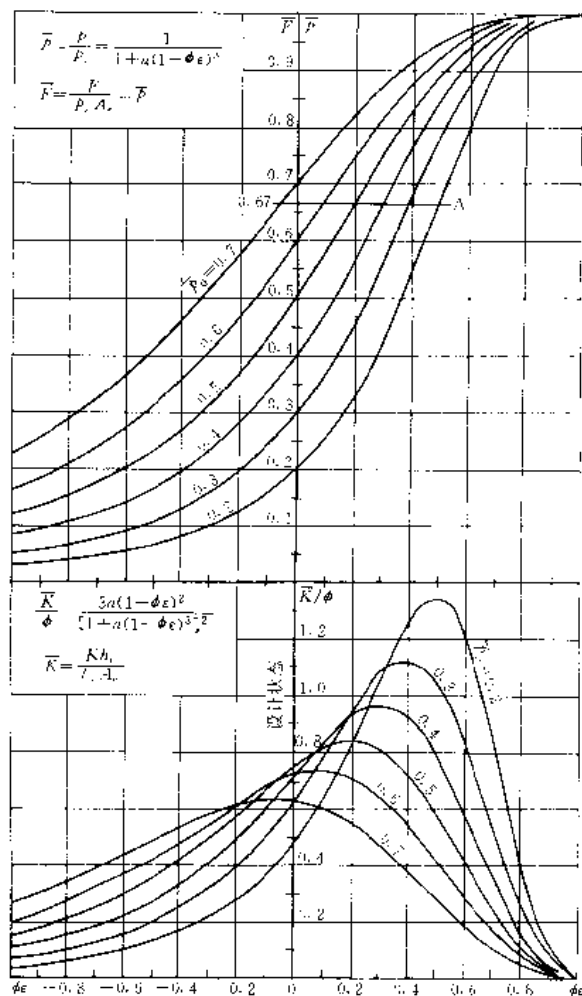


图 7.3-6 管式节流单向油垫性能曲线





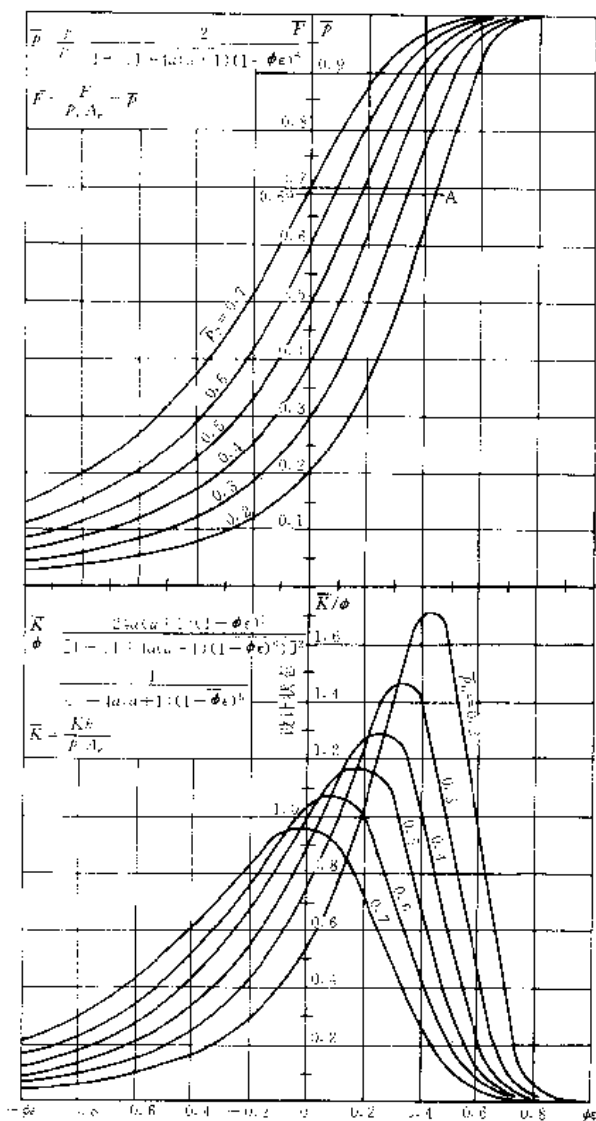


图 7-3-7 小孔节流单向油垫性能曲线

在设计状态下，刚度最大的压力比  $\bar{p}_0$  分别为：管式节流是  $\bar{p}_0=0.5$ ；小孔节流是  $\bar{p}_0=0.6$ 。两者压力比的常用范围是 0.4~0.7。载荷变化大而又要求位移较小时，可取较小的压力比（如  $\bar{p}_0=0.2$ ），流量亦可相应减小。

管式节流单向油垫压力比、载荷系数和刚度系数的计算公式和性能曲线亦适用于缝式节流。

**【例 7-3-1】** 设计一单向平面矩形油垫，已知：最大载荷  $F_{max}=15\text{kN}$ ；最小载荷  $F_{min}=5\text{kN}$ ；油垫尺寸  $B=200\text{mm}$ 、 $L=300\text{mm}$ 、 $b-c=30\text{mm}$ （见表 7-3-3）； $v=0.6\text{m/s}$ 。要求最大位移率  $\epsilon_{max} \leq 0.4$ ，最大位移差  $\Delta\epsilon_{max}=0.025\text{mm}$ ，采用管式节流器。

**解** 根据图 7-3-6，为满足在  $\epsilon_{max}=0.4$  时最大载荷与最小载荷之比为 15/5=3，选  $\bar{p}_0=0.2$ ，这时在  $\epsilon=0.4$  时， $\bar{F}_{max}=0.54$ ，计算步骤和结果见表 7-3-5。

#### 4.2 定量泵、定量阀供油单向油垫

定量供油单向油垫的流量为常数，因此

$$q = \bar{q} p h_0^3 (1 - \Phi \epsilon)^3 / \eta = \bar{q} p_0 h_0^3 / \eta$$

由上式可知，油膜厚度减小时，油腔压力将迅速增大（若  $h$  减小 20%， $p$  将增大近 1 倍）。所以定量供油系统的静压轴承具有很高的承载能力和刚度。

定量泵和定量阀供油单向油垫的性能计算公式和曲线见图 7-3-8。采用定量泵时，供油压力等于油腔压力，故其压力比  $\bar{p}_0=1$ ，因此，图 7-3-8 中  $\bar{p}_0=1$  的曲线是定量泵供油单向油垫的性能曲线，其余是定量阀供油单向油垫的性能曲线。

表 7-3-5 管式节流单向平面油垫性能计算

计算项目	计算公式及说明	计算结果
无量纲尺寸参数	$\bar{B}=B/L=200/300$	0.67
	$\bar{b}=b/B=30/200$	0.15
	$\bar{c}=c/B=30/200$	0.15
有效面积	$A_e = B^2(1-\bar{b})(1-\bar{B}\bar{c})/\bar{B} = 0.2^2(1-0.15)(1-0.67 \times 0.15)/0.67$	$46 \times 10^{-6} \text{m}^2$
供油压力	$p_0 = F_{max}/(\bar{F}_{max} A_e) = 15000/(0.54 \times 46 \times 10^{-6})$	0.60MPa
最小载荷系数	$\bar{F}_{min} = F_{min}/(p_0 A_e) = 5000/(0.60 \times 10^6 \times 46 \times 10^{-6})$	0.18
最小位移率	$\epsilon_{min}$ 查图 7-3-6	~0.03
表面粗糙度	$R_a$ 选定	0.8 $\mu\text{m}$
最小油膜厚度	$h_{min} = \max[25 \sqrt[3]{L}, 40R_a] = \max[25 \sqrt[3]{0.3}, 40 \times 0.8]$	32 $\mu\text{m}$



(续)

计算项目	计算公式及说明	计算结果
设计间隙	$h_c = h_{\min} / (1 - \epsilon_{\max}) = 32 / (1 - 0.4)$	53.3 $\mu\text{m}$ 取为 54 $\mu\text{m}$
最大位移	$\epsilon_{\max} = (\epsilon_{\max} - \epsilon_{\min}) h_0 = (0.4 + 0.03) \times 54$	23.2 $\mu\text{m} < 25 \mu\text{m}$
摩擦面积	$A_\mu = BL - 4(B - 2b)(L - 2c) / 5$ $= 0.2 \times 0.3 - 4(0.2 - 2 \times 0.03)(0.3 - 2 \times 0.03) / 5$	0.033 $\text{m}^2$
油垫流量系数	$\bar{q} = [(1 - \bar{b}) / \bar{c} + (1 - \bar{B} \bar{c}) / (\bar{B} \bar{b})] / 6$ $= [(1 - 0.15) / 0.15 + (1 - 0.67 \times 0.15) / (0.67 \times 0.15)] / 6$	2.44
功耗比	G 根据最小功耗原则选定	1
润滑油粘度	$\eta = (\rho_0 h_0^2 / \nu) \sqrt{G \bar{p}_0 \bar{q} / A_\mu}$ $= \frac{0.60 \times 10^6 \times (54 \times 10^{-6})^2}{0.6} \times \sqrt{1 \times 0.2 \times 2.44 / 0.033}$	0.011 $\text{Pa} \cdot \text{s}$
润滑油牌号	选定	L-FC15
实际粘度	$\eta_{s0}$ 查润滑油性能	0.0128 $\text{Pa} \cdot \text{s}$
油腔压力	$p_0 = \bar{p}_0 p_s = 0.2 \times 0.60 \times 10^6$	0.121 $\times 10^6 \text{Pa}$
设计状态流量	$q_0 = \bar{q} \bar{p}_0 h_0^3 / \eta = 2.44 \times 0.12 \times 10^6 (54 \times 10^{-6})^3 / 0.013$	3.55 $\times 10^{-6} \text{m}^3 / \text{s}$
油膜刚度系数	$\bar{K}_{\max}$ $\bar{K}_{\min}$ 查图 7-3-6 $\bar{K}_0$	1.25 0.45 0.48
油膜刚度	$K_{\max} = \bar{K}_{\max} \bar{p}_s A_r / h_0 = 1.25 \times 0.60 \times 10^6 \times 0.046 / 54 \times 10^{-6}$ $K_{\min} = \bar{K}_{\min} \bar{p}_s A_r / h_0 = 0.45 \times 0.60 \times 10^6 \times 0.046 / 54 \times 10^{-6}$ $K_0 = \bar{K}_0 \bar{p}_s A_r / h_0 = 0.48 \times 0.60 \times 10^6 \times 0.046 / 54 \times 10^{-6}$	639 $\times 10^6 \text{N/m}$ 230 $\times 10^6 \text{N/m}$ 245 $\times 10^6 \text{N/m}$
泵功耗	$P_p = p_s q_0 = 0.60 \times 10^6 \times 3.55 \times 10^{-6}$	2.13 W
摩擦功耗	$P_\mu = \eta \nu^2 A_\mu / h_0 = 0.013 \times 0.6^2 \times 0.033 / 54 \times 10^{-6}$	2.86 W
功耗比	$G = P_\mu / P_p = 2.86 / 2.13$	1.34
油垫温升	$\Delta t = (1 + G) p_s / c_p \rho = (1 + 1.34) \times 0.60 \times 10^6 / 1.7 \times 10^6$	0.83 $^\circ\text{C}$
压力比系数	$c = (1 - \bar{p}_0) / \bar{p}_0 = (1 - 0.2) / 0.2$	4
节流管直径	$d_j$ 按针管标准直径	0.56 mm
节流管长径比	$l_j / d_j = \pi a / (128 \bar{q}) \cdot (d_j / h_0)^3$ $= \pi \times 4 / (128 \times 2.44) [(0.56 \times 10^{-3}) / (54 \times 10^{-6})]^3$	44.79
节流管长度	$l_j = [l_j / d_j] d_j = 44.79 \times 0.56 \times 10^{-3}$	0.025 m
雷诺数	$Re = q_0 d_j \rho / (\pi d_j^2 \eta / 4)$ $= 3.64 \times 10^{-6} \times 0.56 \times 10^{-3} \times 850 / [\pi \times (0.56 \times 10^{-3})^2 \times 0.013 / 4]$	550 $< 2000$ 为层流

L



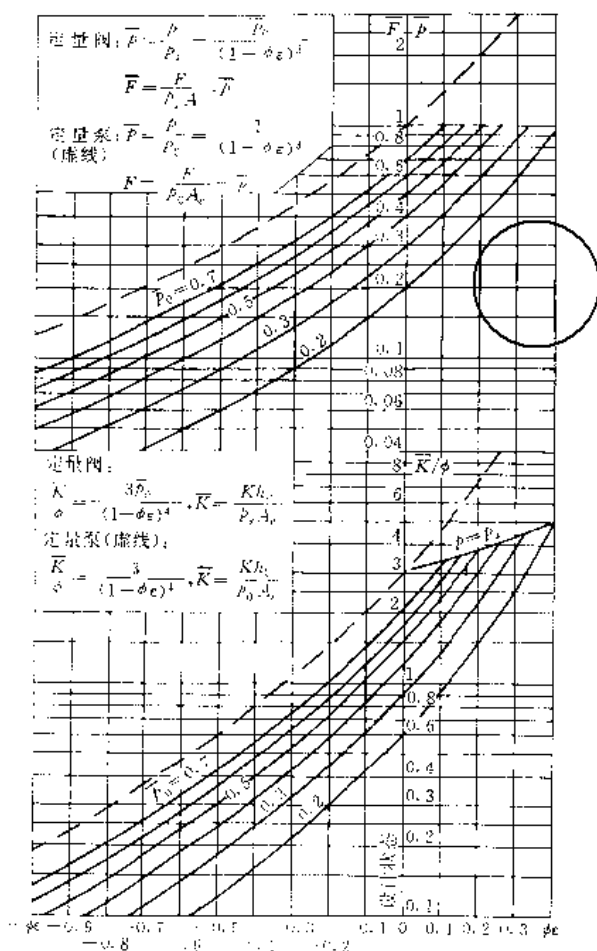


图 7-3-8 定量供油单向油垫性能曲线

### 4.3 薄膜反馈节流单向油垫

单向油垫采用单面薄膜反馈节流器，这种节流器分为无弹簧式和有弹簧式两种，见图 7-3-9。薄膜通常为圆形平膜片，由弹性材料制成。膜片四周固定在阀体上，与直径为  $d_2$  的圆台平面有间隙为  $h_{j0}$ ，称为安装

间隙。从油泵来的油经过直径为  $d_1$  的孔进入间隙  $h_{j0}$ ，节流后从  $d_2$  外侧的腔流入油垫。故膜片在  $\pi d_1^2/4$  面积上承受供油压力  $p_0$ ，在  $\pi(d_2^2 - d_1^2)/4$  环面积上，压力从  $p_0$  呈对数曲线沿半径方向下降至油腔压力  $p$ ，在  $\pi(D_j^2 - d_2^2)/4$  环面积上承受均布的油腔压力  $p$ 。

压力油也可以从外环腔流入，从中心孔流出到油垫，这时膜片上受的力将改变。

在油压作用下膜片发生变形，若膜片中心的变形量为  $\delta$ ，定义膜片刚度为

$$K_j = \pi D_j^2 p / (4\delta) \quad (7-3-17)$$

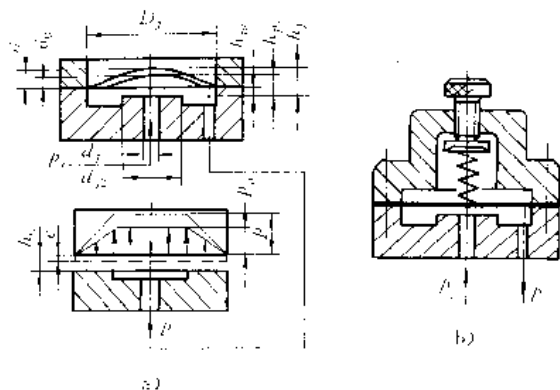


图 7-3-9 单面薄膜反馈节流器

a) 无弹簧式 b) 有弹簧式

单面薄膜反馈节流单向油垫的载荷位移关系为

$$\begin{aligned} \Phi\epsilon &= 1 [1 + (\bar{p} - \bar{p}_0)] \\ &\times C_c \sqrt[3]{(1-\bar{p}) / (1-\bar{p}_0) \bar{p}_0 / \bar{p}} \\ C_c &= p_0 A_j / (K_j h_{j0}) \quad (7-3-18) \\ A_j &= \pi D_j^2 / 4 \end{aligned}$$

式中  $C_c$  (无量纲) 节流器控制系数。

上式表明，轴颈位移与压力比  $\bar{p}_0$  和节流器控制系

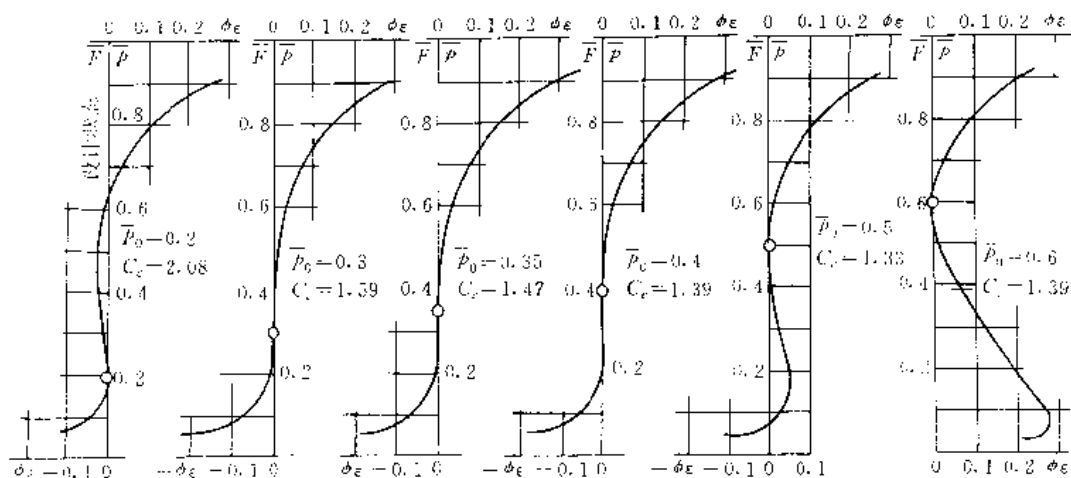


图 7-3-10 单面薄膜反馈节流单向油垫性能曲线

此星公司制作 请尊重作者版权



数  $C_r$  有关。  $C_r$  值满足下述关系：

$$C_r = 1 / [3 \bar{p}_0 (1 - \bar{p}_0)] \quad (7.3-19)$$

时，在设计状态下的刚度为无穷大。在不同压力比  $\bar{p}_0$  和节流器控制系数  $C_r$  下，油垫的性能曲线见图 7-3-10。图中：当  $\bar{p}_0 = 0.4$  和  $C_r = 1.39$  时，在载荷系数  $\bar{F}$  变化范围为 0.2~0.5 时，轴颈位移量最小；为避免出现

负刚度， $\bar{p}_0$  最好小于 0.5。

弹簧式单面薄膜节流器利用弹簧力给膜片施加背载，调节弹簧力的大小就可以改变膜片安装间隙和节流器控制系数。

【例 7-3-2】设计一单面薄膜反馈节流单向平面油垫。油垫尺寸和载荷同例 7-3-1。要求  $\epsilon_{\max} \leq 0.05$ 。

解 计算结果见表 7-3-6。

表 7-3-6 单面薄膜反馈节流单向平面油垫性能计算

计算项目	计算公式及说明	计算结果
压力比	$\bar{p}_0$ 选取	0.4
节流器控制系数	$C_r$ 选取	1.39
最大载荷	$F_{\max}$ 已知	15kN
最小载荷	$F_{\min}$ 已知	5kN
有效面积	$A_r$ 见例 7-3-1	$46 \times 10^{-3} \text{m}^2$
摩擦面积	$A_\mu$ 见例 7-3-1	$33 \times 10^{-3} \text{m}^2$
油垫流量系数	$\bar{q}$ 见例 7-3-1	2.44
最小油膜厚度	$h_{\min}$ 见例 7-3-1	$32 \times 10^{-6} \text{m}$
最大载荷系数	$\bar{F}_{\max}$ 根据 $\epsilon_{\max} = 0.05, \bar{p}_0 = 0.4, C_r = 1.39$ 查图 7-3-10	0.65
供油压力	$p_s = F_{\max} / (\bar{F}_{\max} A_r) = 15000 / (0.65 \times 46 \times 10^{-3})$	0.50MPa
最小载荷系数	$\bar{F}_{\min} = F_{\min} / (p_s A_r) = 5000 / (0.50 \times 10^6 \times 46 \times 10^{-3})$	0.22
设计间隙	$h_0 = h_{\min} / (1 - \epsilon_{\max}) = 32 \times 10^{-6} / (1 - 0.05)$	$33.68 \times 10^{-6} \text{m}$ 取为 $34 \times 10^{-6} \text{m}$
功耗比	$G$ 按最小功耗原则选取	1
润滑油粘度	$\eta = p_s h_0^2 / \nu \sqrt{G \bar{p}_0 \bar{q} / A_\mu} = 0.50 \times 10^6 (34 \times 10^{-6})^2 / 0.6 \times \sqrt{1 \times 0.4 \times 2.44 / 0.033}$	0.00524 Pa·s
润滑剂牌号	选用	L-FC7
实际粘度	$\eta_{40}$ 查润滑油性能	0.0058 Pa·s
油腔压力	$p_0 = \bar{p}_0 p_s = 0.4 \times 0.50 \times 10^6$	0.20MPa
流量	$q_0 = \bar{q} p_0 h_0^3 / \eta = 2.44 \times 0.20 \times 10^6 (34 \times 10^{-6})^3 / 0.0058$	$3.31 \times 10^{-6} \text{m}^3/\text{s}$
泵功耗	$P_p = p_s q_0 = 0.50 \times 10^6 \times 3.31 \times 10^{-6}$	1.66W
摩擦功耗	$P_\mu = A_\mu \eta v^2 / h_0 = 0.033 \times 0.0058 \times 0.6^2 / 34 \times 10^{-6}$	2.03W
实际功耗比	$G = P_\mu / P_p = 2.03 / 1.66$	1.22
油垫温升	$\Delta t = (1 + G) p_s / 1.7 \times 10^6 = (1 + 1.22) \times 0.50 \times 10^6 / 1.7 \times 10^6$	0.65 C
节流器尺寸	$D_r$ 选取	35mm
	$d_{j1}$ 选取	3mm
	$d_{j2}$ 选取	10mm
	$A_r = \pi D_r^2 / 4 = \pi \times (35 \times 10^{-3})^2 / 4$	$0.96 \times 10^{-3} \text{m}^2$
压力比系数	$a = (1 - \bar{p}_0) / \bar{p}_0 = (1 - 0.4) / 0.4$	1.5
节流器设计间隙	$h_{j0} = h_0 \sqrt[3]{6 \ln(d_{j2}/d_{j1}) \bar{q} / (\pi a)} = 34 \times 10^{-6} \sqrt[3]{6 \ln(10/3) \times 2.44 / (\pi \times 1.5)}$	$52.8 \times 10^{-6} \text{m}$ 取 $54 \times 10^{-6} \text{m}$
膜片刚度	$K_j = p_s A_j / (C_r h_{j0}) = 0.503 \times 10^6 \times 0.96 \times 10^{-3} / (1.39 \times 54 \times 10^{-6})$	$6.43 \times 10^6 \text{N/m}$
膜片厚度	$\delta = 0.24 \sqrt[3]{K_j D_r^2 / E} = 0.24 \sqrt[3]{6.43 \times 10^6 \times 0.035^2 / 2.1 \times 10^{11}}$	$0.803 \times 10^{-3} \text{m}$ 取 $\delta = 0.8 \text{mm}$
安装间隙	$h_{j0} = h_{j0} - (p_0 A_j / K_j) = 54 \times 10^{-6} - (0.2 \times 0.00096 / 6.43 \times 10^6)$	$24.1 \times 10^{-6} \text{m}$ 取为 $24 \mu\text{m}$



### 5 对向油垫

对向油垫可以看成是两个独立的单向油垫组成的，一个为受载油垫，一个为背载油垫。对向油垫的承载能力为两单向油垫的差，即

$$F = F_1 - F_2 \quad (7.3-20)$$

刚度为两单向油垫之和，即

$$K = K_1 + K_2 \quad (7.3-21)$$

其载荷系数  $\bar{F}$  和刚度系数  $\bar{K}$  应分别按  $-\phi\epsilon$  和  $-\phi\epsilon$  由单向油垫的计算公式或曲线求出。

因此，对向油垫的承载能力比单向油垫低，而油膜刚度比单向油垫高。

形状、尺寸、供油压力、压力比等都相同的两个单向油垫组成的对向油垫，称为对向等油垫，否则为对向不等油垫。利用对向不等油垫可以提高对向油垫的承载能力，减小位移率。

当两对向的油垫，其油膜压力的方向不在一条直线上时，为对向斜油垫，见图 7-3-11。计算时可先求出受载和背载油垫的法向承载能力和法向刚度，其  $y$  向承载能力和刚度为

$$\begin{aligned} F_y &= F_1 \cos\beta - F_2 \cos\beta \\ K_y &= K_1 \cos^2\beta + K_2 \cos^2\beta \end{aligned} \quad (7.3-22)$$

计算  $F_1$ 、 $F_2$ 、 $K_1$ 、 $K_2$  时， $\epsilon$  值应相应取其法向值。

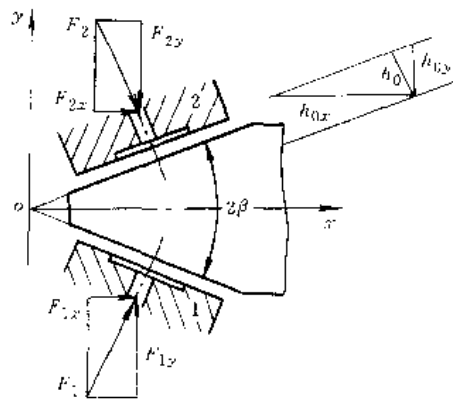


图 7-3-11 对向斜油垫

### 6 径向轴承

液体静压径向轴承分腔式轴承和垫式轴承两种。垫式轴承腔间有轴向回油槽，它把圆柱内表面分割成若干独立的油垫（图 7-3-12a），属单腔多垫式。腔式轴承腔间无轴向回油槽，内柱面整个是一个油垫，各油腔压力和相互影响（图 7-3-12b），属多腔单垫式。

径向轴承的腔（垫）数可根据设计要求在 3~8 的范围内选取，腔（垫）数愈多，轴承刚度愈大（见表

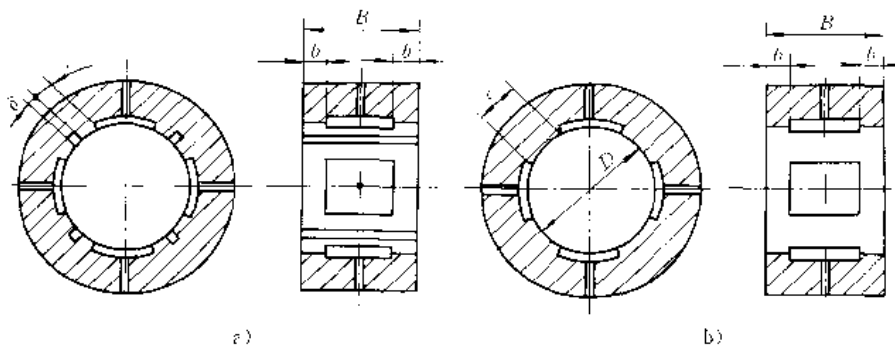


图 7-3-12 液体静压径向轴承的基本形式

a) 垫式轴承 b) 腔式轴承

7-3-7 和表 7-3-8)，且各个方向上刚度愈均匀，同时腔数多承载能力也大一些（见图 7-3-14）。但是，考虑到制造工艺性，最常用的还是 4 个等油腔（垫）的径向轴承。采用偶数油垫（腔）时，载荷方向指向两油垫（腔）之间较好；采用奇数油垫（腔）时，载荷方向指向油垫（腔）中心较好。

根据泰勒（Taylor）准则，径向轴承中润滑油由层流转变为非层流的转子临界转速为

$$(n_{cr})_c = 9.25\eta/\rho \sqrt{1/(Dh_0)^3} \quad (7.3-23)$$

本章介绍的静压轴承性能计算只适用于层流状态下的

轴承。

#### 6.1 垫式轴承

可以视各油垫为独立油垫，各油垫的承载能力和刚度的计算同“单向油垫”。径向轴承的承载能力和刚度是各油垫承载能力和刚度的矢量和。

因此，对于等油垫的垫式径向轴承，当轴颈与轴承同心（处于设计状态），轴承的承载能力为零，而刚度则不然。若轴颈位移方向指向油垫中心，其无量纲刚度系数  $\bar{K}$ 。见表 7-3-7。



表 7-3-7 垫式轴承的刚度系数  $K_0$

垫数	管式节流	小孔节流	定量供油
3	$\frac{4.5\beta \bar{p}_0 (1-\bar{p}_0) (1-\bar{b})}{1+\gamma (1-\bar{p}_0)}$	$\frac{9\beta \bar{p}_0 (1-\bar{p}_0) (1-\bar{b})}{2-\bar{p}_0+2\gamma (1-\bar{p}_0)}$	$\frac{4.5\beta \bar{p}_0 (1-\bar{b})}{1+\gamma}$
4	$\frac{6\beta \bar{p}_0 (1-\bar{p}_0) (1-\bar{b})}{1+\gamma (1-\bar{p}_0)}$	$\frac{12\beta \bar{p}_0 (1-\bar{p}_0) (1-\bar{b})}{2-\bar{p}_0+2\gamma (1-\bar{p}_0)}$	$\frac{6\beta \bar{p}_0 (1-\bar{b})}{1+\gamma}$
5	$\frac{7.5\beta \bar{p}_0 (1-\bar{p}_0) (1-\bar{b})}{1+\gamma (1-\bar{p}_0)}$	$\frac{15\beta \bar{p}_0 (1-\bar{p}_0) (1-\bar{b})}{2-\bar{p}_0+2\gamma (1-\bar{p}_0)}$	$\frac{7.5\beta \bar{p}_0 (1-\bar{b})}{1+\gamma}$
6	$\frac{9\beta \bar{p}_0 (1-\bar{p}_0) (1-\bar{b})}{1+\gamma (1-\bar{p}_0)}$	$\frac{18\beta \bar{p}_0 (1-\bar{p}_0) (1-\bar{b})}{2-\bar{p}_0+2\gamma (1-\bar{p}_0)}$	$\frac{9\beta \bar{p}_0 (1-\bar{b})}{1+\gamma}$
备注	$\beta = \sin\theta_m \left( \frac{\sin\theta_m}{\theta_m} + \gamma \cos\theta_m \right)$ , $\gamma$ —阻力比, 见表 7-3-3		

不考虑动压效应, 静压轴承轴颈位移方向和载荷方向一致, 当其偏心率为  $\epsilon$  时, 相对第  $i$  个油垫的偏心率 (图 7-3-13) 为

$$\epsilon_i = \epsilon \cos\phi_i$$

式中  $\phi_i$ ——第  $i$  个油垫的位置角, 即从连心线到第  $i$

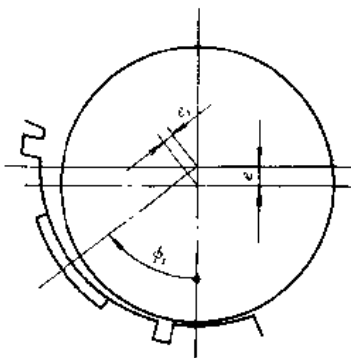


图 7-3-13 垫式轴承油垫的位置角

个油垫中心的夹角。

由此得出轴承在轴颈位移方向的承载能力和油膜刚度分别为

$$F = \sum_{i=1}^z F_i \cos\phi_i \quad (7-3-24)$$

$$K = \sum_{i=1}^z K_i \cos^2\phi_i \quad (7-3-25)$$

式中  $F_i$ ——第  $i$  个油垫, 偏心率为  $\epsilon_i$  时的承载能力;

$K_i$ ——第  $i$  个油垫, 偏心率为  $\epsilon_i$  时的刚度。

垫式轴承的性能计算见表 7-3-8。

**【例 7-3-3】** 计算一四油垫垫式径向轴承, 载荷指向两油垫之间。已知:  $B=D=64\text{mm}$ ,  $b=16\text{mm}$ ,  $2\theta_1=60^\circ$ ,  $2\theta_2=84.6^\circ$ ,  $2\theta_m=72.3^\circ$ ,  $c=6.88\text{mm}$ ,  $\delta=3\text{mm}$ ,  $h_0=33.5\mu\text{m}$ ,  $p_s=1.5\text{MPa}$ ,  $\bar{p}_0=0.5$ ,  $\epsilon_{\max}=0.5$ ,  $\eta=0.0085\text{Pa}\cdot\text{s}$  (润滑油牌号 L-FC10),  $n=20\text{r/s}$ 。

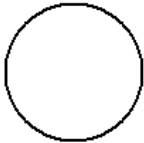
**解** 采用管式节流, 计算结果见表 7-3-8。

表 7-3-8 垫式径向轴承性能计算

计算项目	计算公式及说明	计算结果			
		油 垫 号			
		1	2	3	4
几何参数	$\bar{B}=B/D=64/64$ $\bar{b}=b/B=16/64$ $\bar{c}=c/B=6.88/64$ $\bar{\delta}=\delta/B=3/64$	1			
油垫位置角	$\phi_i$	45°	135°	225°	315°
油垫偏心率	$\epsilon_i = \epsilon \cos\phi_i = 0.5 \times \cos\phi_i$	0.3536	-0.3536	-0.3536	0.3536
柱面油垫系数	$\Phi_i = \frac{\sin\theta_m + \frac{B-b}{D} \cdot \frac{b}{c} \cos\theta_m}{\theta_m + \frac{B-b}{D} \frac{b}{c}}  \cos\phi_i $ $= \frac{\sin 36.15^\circ + \frac{64-16}{64} \frac{16}{6.88} \cos 36.15^\circ}{0.6309 + \frac{64-16}{64} \frac{16}{6.88}}  \cos\phi_i $	0.5949			



(续)

计算项目	计算公式及说明	计算结果			
		油 垫 号			
		1	2	3	4
$\Phi_i \epsilon_i$	$\Phi_i \epsilon_i = 0.5919 \times \epsilon_i$	0.2103	-0.2103	-0.2103	0.2103
载荷系数	$F_i$ 根据 $\Phi_i \epsilon_i$ 和 $\bar{p}_0$ 由图 7-3-6 查出	0.675	0.36	0.36	0.675
$\bar{K}_i / \Phi_i$	$\bar{K}_i / \Phi_i$ 根据 $\Phi_i \epsilon_i$ 和 $\bar{p}_0$ 由图 7-3-6 查出	0.83	0.56	0.56	0.83
刚度系数	$\bar{K}_i = (\bar{K}_i / \Phi_i) \Phi_i = (\bar{K}_i / \Phi_i) \times 0.5949$	0.494	0.333	0.533	0.494
$\bar{F}_i \times \cos \phi_i$	$\bar{F}_i \cos \phi_i$	0.477	-0.255	-0.255	0.477
$\bar{K}_i \cos^2 \phi_i$	$\bar{K}_i \times \cos^2 \phi_i$	0.247	0.166	0.166	0.247
有效面积	$A_e = \bar{B} D^2 (1 - \bar{b}) \sin \theta_m = 1 \times 0.064^2 (1 - 0.25) \times \sin 36.15^\circ$	$1.812 \times 10^{-3} \text{m}^2$			
轴承承载能力	$F = \sum_{i=1}^4 F_i \cos \phi_i - p_s A_e \sum_{i=1}^4 \bar{F}_i \cos \phi_i$ $= 1.5 \times 10^6 \times 1.812 \times 10^{-3} \times \sum_{i=1}^4 \bar{F}_i \cos \phi_i$	1212N			
轴承刚度	$K = \sum_{i=1}^4 K_i \cos^2 \phi_i = \frac{p_s A_e}{h_0} \sum_{i=1}^4 \bar{K}_i \cos^2 \phi_i$ $= \frac{1.5 \times 10^6 \times 1.812 \times 10^{-3}}{33.5 \times 10^{-6}} \sum_{i=1}^4 \bar{K}_i \cos^2 \phi_i$	 $67 \times 10^6 \text{N/m}$			
阻力比	$\gamma = \frac{Z \bar{b} \bar{B} (1 - \bar{b})}{c [\pi - Z \bar{B} (\bar{\delta} + \bar{c})]}$ $= \frac{4 \times 0.25 \times 1 (1 - 0.25)}{0.1075 [\pi - 4 \times 1 (0.0469 + 0.1075)]}$	2.764			
流量系数	$\bar{q} = \frac{\pi - Z \bar{B} (\bar{\delta} + \bar{c})}{6 \bar{B} \bar{b} Z} (1 + \gamma)$ $= \frac{\pi - 4 \times 1 (0.1075 + 0.0469)}{6 \times 1 \times 0.25 \times 4} (1 + 2.764)$	1.58			
轴承流量	$q = Z \bar{q} p_0 h_0^3 / \eta$ $= 4 \times 1.58 \times 0.5 \times 1.5 \times 10^6 \times (33.5 \times 10^{-6})^3 / 0.0085$	$21.0 \times 10^{-6} \text{m}^3/\text{s}$			
泵功耗	$P_p = p_s q = 1.5 \times 10^6 \times 21.0 \times 10^{-6}$	31.5W			
线速度	$v = \pi D n = \pi \times 0.064 \times 20$	4.02m/s			
摩擦面积	$A_f = \pi B D - \frac{3}{4} (B - 2b) 2R \theta_1 Z - Z B \bar{\delta}$ $= \pi \times 0.064 \times 0.064 - \frac{3}{4} (0.064 - 2 \times 0.016)$ $\times 2 \times 0.032 \times 0.5236 \times 4 - 4 \times 0.064 \times 0.003$	$8.88 \times 10^{-3} \text{m}^2$			
摩擦功耗	$P_f = \eta A_f v^2 / h_0 = 0.0085 \times 8.88 \times 10^{-3} \times 4.02^2 / 33.5 \times 10^{-6}$	36.4W			
功耗比	$G = P_f / P_p = 36.4 / 31.5$	1.16			
温升	$\Delta t = (1 - G) p_s / 1.7 \times 10^6 = (1 + 1.16) \times 1.5 \times 10^6 / 1.7 \times 10^6$	1.91 C			
节流器尺寸	略				

轴承公司制作 请尊重作者版权



6.2 腔式轴承

6.2.1 性能计算

腔式轴承各油腔间因压力差油有串流而相互影响, 只能通过求解雷诺方程可求出腔式径向轴承的承载能力、刚度和流量。令

$$\bar{F} = F / (\rho_s BD) \quad (7.3-26)$$

$$\bar{K} = Kh_0 / (\rho_s BD) \quad (7.3-27)$$

$$\bar{q} = q\eta / (\rho_s h_0^3) \quad (7.3-28)$$

为腔式轴承相应的无量纲系数。

和垫式轴承一样, 当轴颈与轴承同心(处于设计状态)时, 轴承承载能力为零, 轴颈位移方向指向油腔中心时, 其无量纲刚度系数见表 7.3-9。

表 7.3-9 腔式径向轴承的刚度系数 $\bar{K}_0$ <sup>[15]</sup>

腔数	管式节流	小孔节流	定量供油
3	$\frac{3.22 \bar{p}_0 (1 - \bar{p}_c) (1 - \bar{b})}{1 - 1.5\gamma (1 - \bar{p}_0)}$	$\frac{6.44 \bar{p}_0 (1 - \bar{p}_0) (1 - \bar{b})}{2 - \bar{p}_c + 3\gamma (1 - \bar{p}_0)}$	$\frac{3.22 \bar{p}_c (1 - \bar{b})}{1 + 1.5\gamma}$
4	$\frac{3.82 \bar{p}_0 (1 - \bar{p}_0) (1 - \bar{b})}{1 - \gamma (1 - \bar{p}_0)}$	$\frac{7.65 \bar{p}_c (1 - \bar{p}_0) (1 - \bar{b})}{2 - \bar{p}_0 + 2\gamma (1 - \bar{p}_0)}$	$\frac{3.82 \bar{p}_c (1 - \bar{b})}{1 + \gamma}$
5	$\frac{4.12 \bar{p}_0 (1 - \bar{p}_0) (1 - \bar{b})}{1 + 0.69\gamma (1 - \bar{p}_0)}$	$\frac{8.25 \bar{p}_0 (1 - \bar{p}_0) (1 - \bar{b})}{2 - \bar{p}_0 + 1.38\gamma (1 - \bar{p}_0)}$	$\frac{4.25 \bar{p}_0 (1 - \bar{b})}{1 + 0.69\gamma}$
6	$\frac{4.30 \bar{p}_0 (1 - \bar{p}_c) (1 - \bar{b})}{1 + 0.5\gamma (1 - \bar{p}_0)}$	$\frac{8.60 \bar{p}_0 (1 - \bar{p}_0) (1 - \bar{b})}{2 - \bar{p}_0 + \gamma (1 - \bar{p}_0)}$	$\frac{4.30 \bar{p}_0 (1 - \bar{b})}{1 + 0.5\gamma}$

备注  $\gamma$  - 阻力比, 见表 7.3-3

当不考虑动压效应(转速为零)时, 对  $\theta = 30^\circ$  (4腔,  $\theta_n = 45^\circ$ ) 和  $\theta = 24^\circ$  (6腔,  $\theta_n = 30^\circ$ )、 $\bar{h} = 0.25$  的腔式径向轴承, 求解雷诺方程, 计算结果见图 7.3-14~图 7.3-17 和表 7.3-10。不同偏心率、不同压力比和不同位置角时的载荷系数 $\bar{F}$ 见图 7.3-14~图 7.3-16, 位置角 $\phi$ 为零(载荷方向指向油腔中心)时不同偏心率和压力比下的刚度系数 $\bar{K}$ 见图 7.3-17, 不同宽径比下的流量系数 $\bar{q}$ 见表 7.3-10。

表 7.3-10 腔式轴承流量系数 $\bar{q}$

宽径比 $B/D$	0.5	1.0	2.0
流量系数 $\bar{q}$	4.166	2.08	1.0

若 $\bar{b} \neq 0.25$ , 可对上述曲线和表格中之值进行如下修正<sup>[15]</sup>:

$$\bar{F} = \bar{F}_{0.25} (1 - \bar{b}) / (1 - 0.25) \quad (7.3-29)$$

$$\bar{K} = \bar{K}_{0.25} (1 - \bar{b}) / (1 - 0.25) \quad (7.3-30)$$

$$\bar{q} = \bar{q}_{0.25} 0.25 / \bar{b} \quad (7.3-31)$$

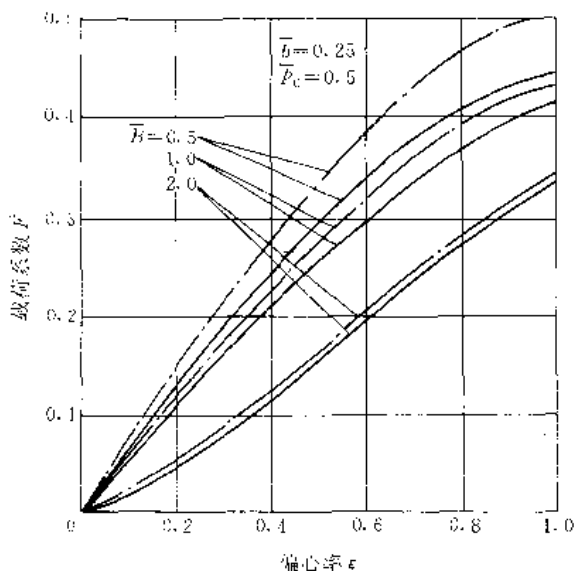


图 7.3-14 腔式轴承 $\bar{F}-\epsilon$ 曲线 ( $\phi=0$ )<sup>[15]</sup>

$Z=4 \quad \theta=30^\circ \quad \bullet - Z=6 \quad \theta=24^\circ$

$$\bar{F} = \frac{F}{\rho_s BD} \quad \epsilon = \frac{e}{h_0}$$

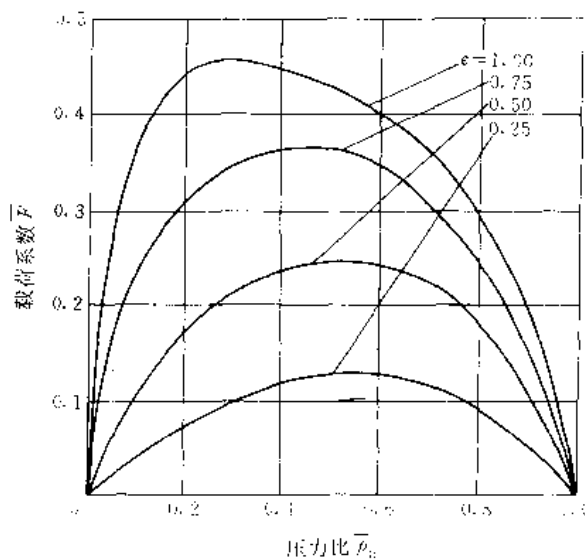


图 7.3-15 腔式轴承 $\bar{F}-\bar{p}_c$ 曲线<sup>[15]</sup>

$B/D=1 \quad b/B=0.25 \quad 4 \text{腔} (\theta=30^\circ) \quad \phi=0$

$$\bar{F} = F / (\rho_s BD)$$





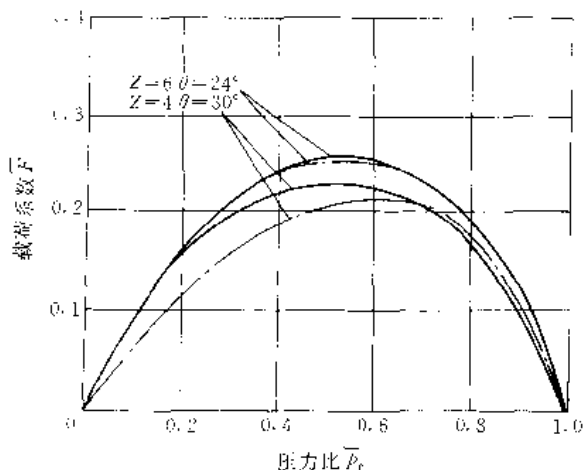


图 7-3-16 腔式轴承  $\bar{F}-\bar{p}_c$  曲线<sup>[15]</sup>

$B/D=1$   $\bar{b}=0.25$   $\epsilon=0.5$  —  $\phi=0^\circ$   
 ---  $\phi=45^\circ$  ( $30^\circ$ ) [ $Z=4$  (6)]  
 $\bar{F}=F/(p_s BD)$

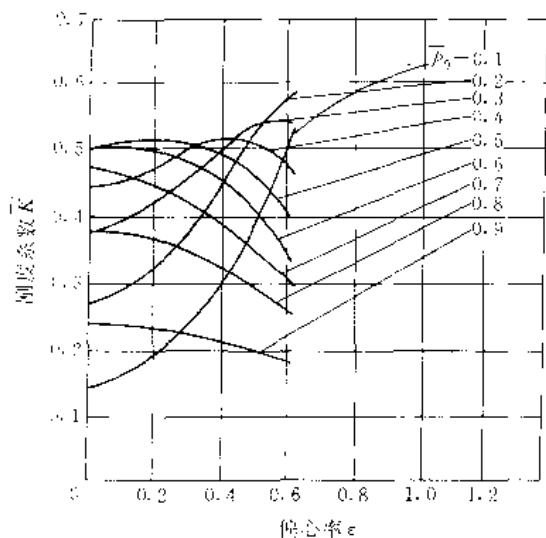


图 7-3-17 腔式轴承  $\bar{K}-\epsilon$  曲线<sup>[15]</sup>

$\phi=0^\circ$   $\theta=30^\circ$  ( $Z=4$ )  $B/D=1$   $\bar{b}=0.25$   
 $\bar{K}=Kk_{00}/(p_s BD)$

### 6.2.2 参数选择

1. 封油面宽度 轴向封油面宽度建议取  $\bar{b}=0.25$ ，周向封油面宽度，对 4 腔径向轴承，建议取  $\theta=30^\circ$  ( $c=0.2618D$ )，对 6 腔径向轴承，建议取  $\theta=24^\circ$  ( $c=0.2094D$ )。封油面宽，流量少，但静压承载能力低；封油面过窄很容易因擦伤而使流量过分增大。

2. 压力比 理论分析表明，当  $\epsilon \leq 0.5$  时，压力比  $\bar{p}_c=0.5$  承载能力最大，但在  $\bar{p}_c=0.4 \sim 0.7$  范围内，承载能力相差不大。

3. 半径间隙及其偏差 半径间隙与半径之比为相对间隙，为保证有较低的功耗和合适的压力比，建议相对间隙取为  $0.375 \times 10^{-3} \sim 1.5 \times 10^{-3}$ ，直径小时取大值，反之取小值。由于轴颈直径和轴承孔径都一定有偏差，所以半径间隙也必定有偏差。建议选择公差等级时要保证最大间隙与最小间隙之比不超过 1.5。据此，通常应选 IT5 或 IT6 较为合适。推荐按图 7-3-18，根据轴承直径和公差等级选取相对间隙  $2h_{01}/D$  值。

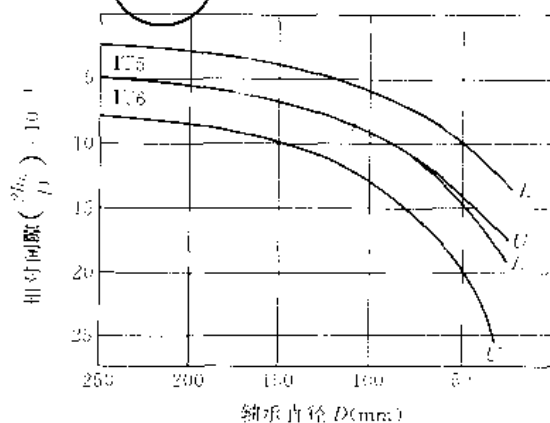


图 7-3-18 腔式轴承相对间隙的选取<sup>[15]</sup>

L—下膜 U—上膜

4. 润滑油粘度 选择润滑油粘度的原则是使功耗最低，所以应按  $G=1 \sim 3$  计算粘度。

【例 7-3-4】 设计一腔式径向轴承，已知： $F=4\text{kN}$ ； $B=D=64\text{mm}$ ； $b=16\text{mm}$ ； $n=20\text{r/s}$ 。允许最大偏心率  $\epsilon_{\max}=0.5$ 。

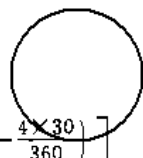
解 采用 4 腔管式节流轴承，计算步骤和结果见表 7-3-11。

表 7-3-11 腔式径向轴承性能计算

计算项目	计算公式及说明	计算结果
腔尺寸	$\theta$ 选取	$30^\circ$
位置角	$\phi$ 选取	$0^\circ$
压力比	$\bar{p}_c$ 选取	0.5
几何尺寸	$\bar{B}=B/D=64/64$	1



(续)

计算项目	计算公式及说明	计算结果
	$\bar{b}=b/B=16/64$	0.25
	$\bar{c}=c/B=0.2618D/B=0.2618 \times 64/64$	0.2618
载荷系数	$\bar{F}$ 查图 7-3-14	0.25
供油压力	$p_s=F/(\bar{F}BD)=4000/(0.25 \times 0.064^2)$	3.91MPa
阻力比	$\gamma=Z(1-\bar{b})\bar{B}\bar{b}/(\pi\bar{c})=4(1-0.25)1 \times 0.25/(\pi \times 0.2618)$	0.912
公差等级	选用	IT5
相对间隙	$2h_0/D$ 查图 7-3-18	$1.05 \times 10^{-3}$
半径间隙	$h_0=(2h_0/D) \times D/2=1.05 \times 10^{-3} \times 0.064/2$	$34 \times 10^{-6} \text{m}$
设计状态刚度系数	$\bar{K}_0=3.82\bar{P}_0(1-\bar{p}_0)(1-\bar{b})/[1+\gamma(1-\bar{p}_0)]$ $=3.82 \times 0.5(1-0.5)(1-0.25)/[1+0.912(1-0.5)]$	0.492
$\epsilon=0.5$ 时的刚度系数	$\bar{K}_{0.5}$ 查图 7-3-17	0.15
轴承刚度	$K_0=p_sBD\bar{K}_0/h_0=3.91 \times 10^6 \times 0.064^2 \times 0.492/34 \times 10^{-6}$	$232 \times 10^6 \text{N/m}$
	$K_{0.5}=p_sBD\bar{K}_{0.5}/h_0=3.91 \times 10^6 \times 0.064^2 \times 0.45/34 \times 10^{-6}$	$212 \times 10^6 \text{N/m}$
流量系数	$\bar{q}$ 查表 7-3-10	2.08
摩擦面积	$A_\mu=\pi BD \left[ 1-\frac{3}{4}(1-2\bar{b}) \left( 1-\frac{z\theta}{2\pi} \right) \right]$ $=\pi \times 0.064^2 \left[ 1-\frac{3}{4}(1-2 \times 0.25) \left( 1-\frac{4 \times 30}{360} \right) \right]$	 $9.65 \times 10^{-3} \text{m}^2$
线速度	$v=\pi Dn=\pi \times 0.064 \times 20$	4.02m/s
功耗比	$G$ 选取	1
润滑油粘度	$\eta=p_s h_0^2/v \cdot \sqrt{G \bar{p}_0 \bar{q}/A_\mu}$ $=3.91 \times 10^6 (34 \times 10^{-6})^2/4.02 \sqrt{1 \times 0.5 \times 2.08/9.65 \times 10^{-3}}$	0.0117Pa·s
润滑油牌号	选取	L-FC15
实际粘度	$\eta_{10}$ 查润滑油性能	0.0128Pa·s
轴承流量	$q=p_s \bar{p}_0 h_0^3 \bar{q}/\eta=3.91 \times 10^6 \times 0.5(34 \times 10^{-6})^3 \times 2.08/0.0128$	$12.49 \times 10^{-6} \text{m}^3/\text{s}$
泵功耗	$P_p=p_s q=3.91 \times 10^6 \times 12.49 \times 10^{-6}$	48.82W
摩擦功耗	$P_f=\eta A_\mu v^2/h_0=0.0128 \times 9.65 \times 10^{-3} \times 4.02^2/34 \times 10^{-6}$	58.71W
实际功耗比	$G=P_p/P_f=58.71/48.82$	1.20
温升	$\Delta t=(1+G)p_s/1.7 \times 10^6$	5.07℃
总功耗	$P=P_p+P_f=58.71+48.82$	107.53W
节流器尺寸	略	

6.3 腔式轴承和垫式轴承的比较<sup>[16]</sup>

## 1. 承载能力和刚度的比较 见图 7-3-19a、b 当

索氏数  $S_s \left( S_s = \frac{\eta n}{p_0 \psi^2} \right)$  很低时,腔式和垫式径向轴承的

承载能力相差不多,随着索氏数增大(意味着动压效应增强),腔式轴承的承载能力和刚度都比垫式轴承大许

多。例如, $\epsilon=0.5$ 、 $S_s=0.4$  时,4腔的腔式径向轴承承载能力比4垫的垫式轴承高近60%,刚度高近70%。

2. 流量的比较 见图 7-3-19c 流量随索氏数和偏心率的变化极小,然而腔式轴承的流量仅为垫式的50%左右。

3. 功耗的比较 见图 7-3-19d 泵功耗决定于供



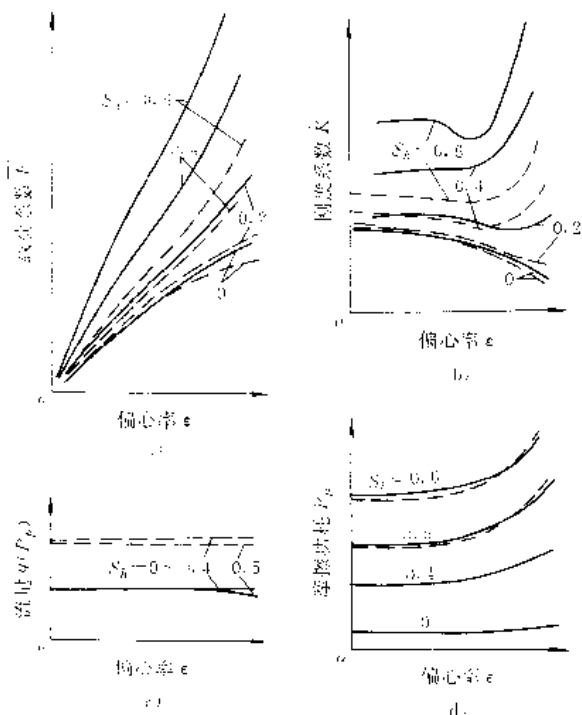


图 7-3-19 腔式和垫式轴承的比较<sup>[16]</sup>

$z=4, B=1, b=0.15, r=0.26$ (腔式)

$c=0.13$ (垫式)  $p_0=0.5$  --- 腔式 ---- 垫式

油压力和流量,故腔式轴承泵功耗低于垫式轴承。摩擦功耗腔式轴承略高于垫式,但总功耗还是腔式较低。虽然腔式总功耗较低,但因流量小,故温升一般高于垫式。

由此可知,在相同工作条件下,腔式轴承单位功耗的承载能力比垫式轴承高 40%~100%。

### 7 液体静压径向轴承的动态特性

纯液体静压径向轴承(即在  $n=0$  的状态),由于作用力和轴颈位移方向相同( $\phi=0$ ),因此不会出现油膜振荡,是天然稳定的径向轴承。然而,转子在静压轴承中旋转,必然出现动压效应,因此轴颈中心的位移方向就会偏离作用力方向,出现偏位角。转子在某些转速下就会出现半速涡动,当转速达到二倍临界转速时产生共振。

和动压轴承一样,支持在静压径向轴承上的转子,其临界转速受轴承油膜刚度和阻尼的影响。液体径向静压轴承亦有 4 个刚度系数、4 个阻尼系数。对小偏心的静压腔式和垫式径向轴承,忽略液体的可压缩性,刚度系数  $\bar{K}_{xx} = \bar{K}_{yy} = \frac{Kh_0}{p_0 BD} = \bar{K}$ ,  $\bar{K}$  值分别见表 7-3-7 和

表 7-3-9。刚度系数  $\bar{K}_{xy} = \dots K_{yx} = \frac{K_{xy} h_0^3}{\eta n BD^3}$ , 其值见表 7-3-12。

表 7-3-12 液体静压径向轴承的刚度系数  $\bar{K}_{xy}$ <sup>[16]</sup>

垫(腔)数	管式节流	小孔节流	定量供油
3	$\frac{20.25 \bar{b} \bar{B}^2 (1-\bar{b})^2 (1-\bar{p}_0)}{1+1.5\gamma(1-\bar{p}_0)}$	$\frac{40.5 \bar{b} \bar{B}^2 (1-\bar{b})^2 (1-\bar{p}_0)}{2-\bar{p}_0+5\gamma(1-\bar{p}_0)}$	$\frac{20.25 \bar{b} \bar{B}^2 (1-\bar{b})^2 (1-\bar{p}_0)}{1+1.5\gamma}$
1	$\frac{24 \bar{b} \bar{B}^2 (1-\bar{b})^2 (1-\bar{p}_0)}{1+\gamma(1-\bar{p}_0)}$	$\frac{48 \bar{b} \bar{B}^2 (1-\bar{b})^2 (1-\bar{p}_0)}{2-\bar{p}_0+2\gamma(1-\bar{p}_0)}$	$\frac{24 \bar{b} \bar{B}^2 (1-\bar{b})^2 (1-\bar{p}_0)}{1+\gamma}$
5	$\frac{25.9 \bar{b} \bar{B}^2 (1-\bar{b})^2 (1-\bar{p}_0)}{1+0.69\gamma(1-\bar{p}_0)}$	$\frac{51.8 \bar{b} \bar{B}^2 (1-\bar{b})^2 (1-\bar{p}_0)}{2-\bar{p}_0+1.38\gamma(1-\bar{p}_0)}$	$\frac{25.9 \bar{b} \bar{B}^2 (1-\bar{b})^2 (1-\bar{p}_0)}{1+0.69\gamma}$
6	$\frac{27 \bar{b} \bar{B}^2 (1-\bar{b})^2 (1-\bar{p}_0)}{1+0.5\gamma(1-\bar{p}_0)}$	$\frac{54 \bar{b} \bar{B}^2 (1-\bar{b})^2 (1-\bar{p}_0)}{2-\bar{p}_0+\gamma(1-\bar{p}_0)}$	$\frac{27 \bar{b} \bar{B}^2 (1-\bar{b})^2 (1-\bar{p}_0)}{1+0.5\gamma}$
备注	$\gamma$ —阻力比,见表 7-3-3		

静压径向轴承的阻尼系数  $\bar{d}_{xy} = \bar{d}_{yx} = 0, \bar{d}_{xx} = \bar{d}_{yy} =$

$\frac{d_{xx} h_0^3}{\eta BD^3}$ , 其值由下式计算:

$$\bar{d}_{xx} = \bar{K}_{xy} / \pi \quad (7-3-32)$$

两个径向静压轴承支承一个转子的系统,转子的临界转速为

$$n_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{xx}}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{p_0 BD \bar{K}_{xx}}{m h_0}} \quad (7-3-33)$$

式中  $m$ ——一个轴承承担的转子质量。

$$\zeta = \frac{K_{xy} n_c}{K_{xx} n} \quad (7-3-34)$$

称为阻尼比。因为  $K_{xy}$  与转速成正比,故阻尼比不随转



速改变。

将上面这些参数代入轴的运动方程,解出转子在不同激发频率下的振幅为

$$\begin{aligned}\bar{x} &= x \frac{K_{xx}}{F} - \frac{K_{xy}}{K_{xx}} \frac{1}{\sqrt{C^2 + D^2}} \\ \bar{y} &= y \frac{K_{yx}}{F} = \frac{\sqrt{A^2 + B^2}}{\sqrt{C^2 + D^2}} \\ A &= 1 - \left(\frac{f}{n_{cr}}\right)^2 \\ B &= 2\zeta \frac{f}{n_{cr}} \\ C &= \left[1 - \left(\frac{f}{n_{cr}}\right)^2\right]^2 - \left(2\zeta \frac{f}{n_{cr}}\right)^2 + \left(\frac{K_{xy}}{K_{xx}}\right)^2 \\ D &= 4\zeta \frac{f}{n_{cr}} \left[1 - \left(\frac{f}{n_{cr}}\right)^2\right]\end{aligned}\quad (7-3-35)$$

式中  $y$ ——激振力方向的位移(振幅);

$x$ ——垂直于激振力方向的位移(振幅);

$f$ ——激振力频率。

由上式可以看出,位移大小与比值  $f/n_{cr}$  有关。可以认为:当  $\zeta \geq 16$  时,在激振频率小于临界转速时,位移  $x$ 、 $y$  极小,转子处于稳定状态。

【例 7-3-5】试计算用两个管式节流腔式静压轴承支承的转子的动态特性。已知转子质量  $100\text{kg}$ ,轴承参数同例 7-3-4。

解 由表 7-3-11 查出:  $\varepsilon=0$  时  $K_{xx}=232 \times 10^6 \text{N/m}$ ,  $\varepsilon=0.5$  时  $K_{xx}=212 \times 10^6 \text{N/m}$ ;  $\gamma=0.912$ ;  $h_0=34 \times 10^{-6} \text{m}$ ;  $\bar{b}=0.25$ ;  $\bar{B}=1$ ;  $\bar{p}_0=0.5$ ;  $n=20 \text{r/s}$ 。

刚度平均值

$$K_{xy} = \frac{212 \times 10^6 + 232 + 10^6}{2} = 222 \text{MN/m}$$

临界转速

$$n_{cr} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{xx}}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{222 \times 10^6}{50}} = 335.41/\text{s}$$

刚度系数

$$\begin{aligned}\bar{K}_{xy} &= \frac{24 \times \bar{b} \bar{B}^2 (1 - \bar{b})^2 (1 - \bar{p}_0)}{1 + \gamma (1 - \bar{p}_0)} \\ &= \frac{24 \times 0.25 \times 1^2 \times (1 - 0.25)^2 (1 - 0.5)}{1 + 0.912 (1 - 0.5)} \\ &= 1.159\end{aligned}$$

刚度

$$\begin{aligned}K_{xy} &= \frac{\eta n B D^3}{h_0^3} \bar{K}_{xy} \\ &= \frac{0.0128 \times 20 \times 0.064 \times 0.064^3}{(34 \times 10^{-6})^3} \times 1.159\end{aligned}$$

$$= 126.65 \text{MN/m}$$

阻尼比

$$\begin{aligned}\zeta &= \frac{K_{xy}}{K_{xx}} \cdot \frac{n_{cr}}{n} = \frac{126.65}{222} \times \frac{335.4}{20} \\ &= 9.566\end{aligned}$$

$\zeta < 16$ , 故转子不完全稳定,当激振频率  $f=n_{cr}$  时

$$\begin{aligned}A &= 1 - \left(\frac{f}{n_{cr}}\right)^2 = 0 \\ B &= 2\zeta f/n_{cr} = 2 \times 9.566 = 19.132 \\ C &= \left[1 - \left(\frac{f}{n_{cr}}\right)^2\right]^2 - \left(2\zeta \frac{f}{n_{cr}}\right)^2 + \left(\frac{K_{xy}}{K_{xx}}\right)^2 \\ &= -19.132^2 + \left(\frac{126.65}{222}\right)^2 \\ &= -365.7\end{aligned}$$

$$D = 4\zeta \frac{f}{n_{cr}} \left[1 - \left(\frac{f}{n_{cr}}\right)^2\right] = 0$$

$$\begin{aligned}\bar{y} &= \sqrt{\frac{B^2}{C^2}} = \sqrt{\frac{19.132^2}{(-365.7)^2}} \\ &= 0.055\end{aligned}$$

振幅

$$\begin{aligned}y &= \frac{\bar{y}F}{K_{xx}} = \frac{0.055 \times 4000}{222 \times 10^6} \\ &= 0.95 \times 10^{-6} \text{m} \\ &= 0.95 \mu\text{m}\end{aligned}$$

当  $f=n$  时,  $f/n_{cr}=20/335.4 \approx 0.06$

$$A = 1 - 0.06^2 = 0.9964$$

$$B = 2 \times 9.566 \times 0.06 = 1.1479$$

$$C = (1 - 0.06^2)^2 - (2 \times 9.566 \times 0.06)^2 + \left(\frac{126.65}{222}\right)^2 = 0.0006$$

$$D = 4 \times 9.566 \times 0.06 (1 - 0.06^2) = 2.2876$$

$$\begin{aligned}\bar{y} &= \sqrt{\frac{0.9964^2 + 1.1479^2}{0.0006^2 + 2.2876^2}} \\ &= 0.664\end{aligned}$$

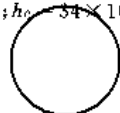
$$\begin{aligned}y &= \frac{0.664 \times 4000}{222 \times 10^6} = 12 \times 10^{-6} \text{m} \\ &= 12 \mu\text{m}\end{aligned}$$

$$\bar{x} = \frac{K_{xy}}{K_{xx}} \sqrt{\frac{1}{C^2 + D^2}}$$

$$= \frac{126.65}{222} \frac{1}{\sqrt{0.0006^2 + 2.2876^2}}$$

$$= 0.249$$

$$\begin{aligned}x &= \frac{0.249 \times 4000}{222 \times 10^6} = 4.5 \times 10^{-6} \text{m} \\ &= 4.5 \mu\text{m}\end{aligned}$$



## 第4章 动静压混合轴承

为了充分发挥动力润滑和静力润滑两种润滑方式的特点,把两者结合于一体,构成了动静压混合轴承,亦称动静压轴承。

动压轴承与静压轴承结合于一体,按其结合方式可分为下列三种:

**1. 静压起动、动压工作型** 这类轴承在机器起动前,先开启静压供油系统,利用静压油腔的油腔压力支承起静止的转子,然后起动机器,待机器转子达到预定的转速后,起动动压供油系统,关掉静压供油系统,利用动压油膜压力支承转子及施加于转子上的载荷。它起动力矩小,起动过程无磨损,而压力较高的静压供油系统又无需长期工作,故多用于重型机械,如冷轧机、大型立式车床、水轮机等。

**2. 静压与动压联合型** 这类轴承利用动压油楔的液体动压力在静压油腔内形成高的油腔压力,见图7-4-1。它承载能力大、温升低、功耗小,但瓦面结构复杂,工艺性不好,制造困难,而且起动时有磨损,起动力矩较大,未能克服动压轴承的主要缺点。

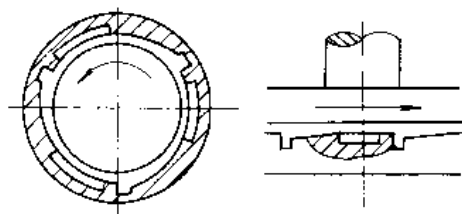


图 7-4-1 动静压联合轴承

**3. 动压与静压混合型** 这类轴承在机器起动前,先开启静压供油装置,利用静压油腔的油腔压力,支承起静止的转子。然后起动机器,随着转子转速的增加,轴承的动压效应亦增大,待达到预定转速后,施加工作载荷,由静压与动压同时承受转子上的全部载荷。它具有承载能力大、最小油膜厚、轴承刚度、油膜阻尼大的特点,且供油压力、流量、泵功耗都可相应降低,同时,起动时可做到无磨损,起动力矩较小,故特别适用于高速、精密主轴用轴承,亦可用于高速重载轴承。

前两种轴承是动压效应和静压效应机械的组合,轴承中可以明显地区分为动压润滑区和静压润滑区,这样的轴承称为动静压联合轴承更恰当。后一种轴承

是动压效应和静压效应的混合,轴承无法区分动压润滑区和静压润滑区,转子静止时,轴承是个静压轴承,转子转动,在原来静压润滑膜上产生动压效应,该效应随转速增高而加大,使动压效应在轴承全部承载能力中所占份额增大。这种轴承是典型的动静压混合轴承。

严格地说,任何静压轴承只要轴颈转动,必定会出现动压效应,因此,轴颈转动的纯静压轴承理论上是不存在的。然而,只有当动压效应占有相当比例,轴承性能才会改变,方能明显地表现出动力润滑特性。只有这时,轴承才能实际算作动静压混合轴承。

以  $S_k = \eta n / (p_0 \phi^2)$  为轴承索氏数,以  $\bar{p}_0 = p_0 / p_c$  为轴承压力比。静压承载能力是压力比  $\bar{p}_0$  与偏心率  $\epsilon$  的函数,动压承载能力是索氏数  $S_k$  和偏心率  $\epsilon$  的函数。

以  $\bar{F} = F / (p_c B D)$  为载荷系数,用等值线方程

$$\bar{F}(S_k, \epsilon) = C$$

求得载荷系数的等值线分布图(图7-4-2),令

$$\Delta = \begin{vmatrix} \frac{d}{dS_k} \frac{\partial \bar{F}}{\partial S_k} & \frac{d}{dS_k} \frac{\partial \bar{F}}{\partial \epsilon} \\ \frac{\partial \bar{F}}{\partial S_k} & \frac{\partial \bar{F}}{\partial \epsilon} \end{vmatrix}$$

可以证明,  $\Delta=0$  时等值线出现拐点。将各等值线拐点

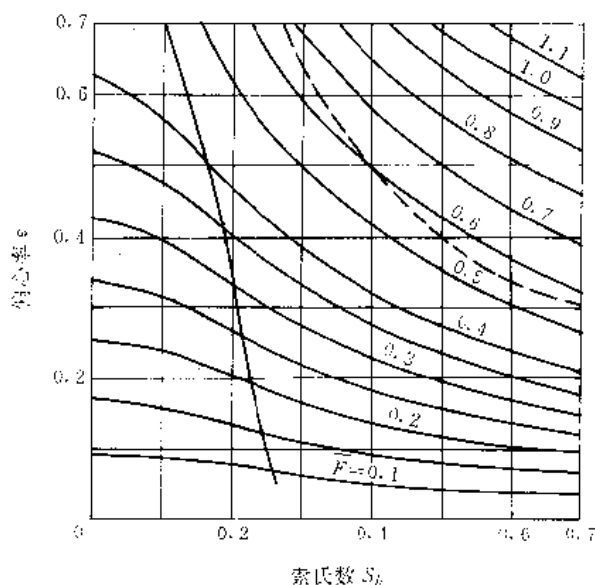


图 7-4-2 轴承等  $\bar{F}$  线图



连接起来构成拐点连线(图7·4-2中粗实线)。在拐点连线左侧,等值线为凸曲线(向上为凸),其 $\Delta > 0$ ,在拐点右侧,等值线为凹曲线, $\Delta < 0$ 。纯动压轴承在几何形状、载荷一定的条件下,索氏数 $S_h$ 与偏心率 $e$ 的函数关系,见图7·4-3,显然,这时 $\Delta < 0$ 。因此,根据承载能力与偏心率和索氏数的关系分析,当 $\bar{F}$ 曲线由凸变凹,轴承承载能力明显出现动压轴承特性,轴承方能算作动静压混合轴承。即只有当 $S_h$ 位于图7·4-2粗实线右侧,轴承属动静压混合轴承。

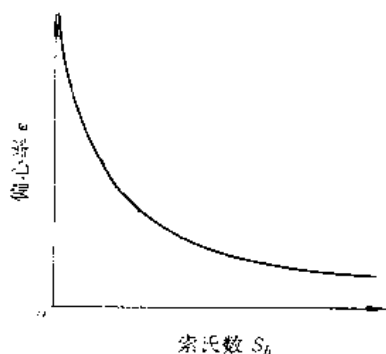


图7·4-3 动压轴承  $S_h$ - $e$  曲线<sup>[17]</sup>

采用类似的方法分析 $e(\bar{F}, S_h)$ 的等值线,也可以得到一条拐点连线,将其转换到图7·4-2上,即为粗虚线。在该线右侧,轴承特性接近于纯动压轴承,静压性能已不明显,这时,轴承应归入动压轴承。即当轴承 $S_h$ 值大到某一临界值,应属动压轴承,该临界值随 $e$ 改变,当 $e=0.5$ 时,其值为0.4。

为提高动静压混合轴承的动压效应,可以采取如下措施:(1)尽量增大封油面尺寸(油腔尺寸减小,静压承载能力下降);(2)改全凹式油腔为槽式油腔(图7·4-4);(3)取消油腔,采用无腔静压轴承(图7·4-6);(4)减小油腔深度,采用浅腔轴承(图7·4-11、图7·4-12)。在增大动压效应的同时,静压效应总会有所

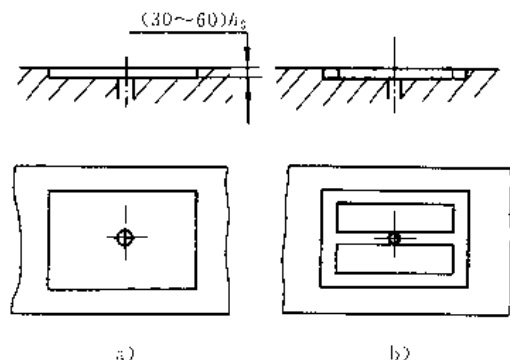


图7·4-4 油腔形式  
a)全凹式 b)槽式

下降。设计合理的动静压轴承结构,使提高动压效应的同时,静压效应下降最少,是开发动静压混合轴承的主要要求。

动静压轴承的性能既取决于节流器尺寸与油垫尺寸的匹配,又取决于轴瓦结构与运转参数。不同结构轴承、不同运转参数下,轴承性能有较大差异,通常只能针对具体轴承结构,利用数值计算法求解雷诺方程,计算轴承性能。

设计动静压混合轴承时,若轴承在承受全部工作载荷下起动,轴承应按 $S_h=0$ 的纯静压状态设计,轴承运转之后,承载能力增大,偏心率减小,轴承刚度应按运转状态计算;若轴承运转后才施加全部或部分工作载荷,则按静压承载能力等于预加载荷,动静压混合承载能力等于全部工作载荷设计轴承。

### 1 腔式径向轴承

减小油腔尺寸,增加封油面尺寸,可提高动压效应,使轴承成为动静压混合轴承,这种轴承在提高动压效应的同时,静压效应有较大下降,所以减小油腔尺寸受到约束。

计算小油腔腔式径向轴承时,必须考虑轴颈旋转的影响,即考虑动压效应。腔式动静压轴承的性能计算见表7·4-1。

表7·4-1 腔式动静压轴承性能计算<sup>[15]</sup>

示意图	性能计算公式
	$\bar{F} = F / (\rho_s B D)$ $K = F / e = \rho_s B D \bar{F} / (c h_0)$ $S_h = \eta n D^2 / (\rho_s h_0^2)$ $\bar{P} = 6 \rho_s^2 h_0 b P / (\pi T^2 n^2 \eta D)$ $\Delta \bar{t} = D^2 c_p \rho \Delta t / F$
$\bar{B} = B / D \quad \bar{b} = b / B$	

无量纲参数与功耗比 $G$ 的关系曲线见图7·4-5,它是按 $\bar{B} = B/D = 1, \bar{p}_0 = 0.5, Z = 4, \phi = 0, \bar{b} = b/B = 0.05$ 和 $0.1, \theta = 12^\circ$ 和 $18^\circ$ 求出的。



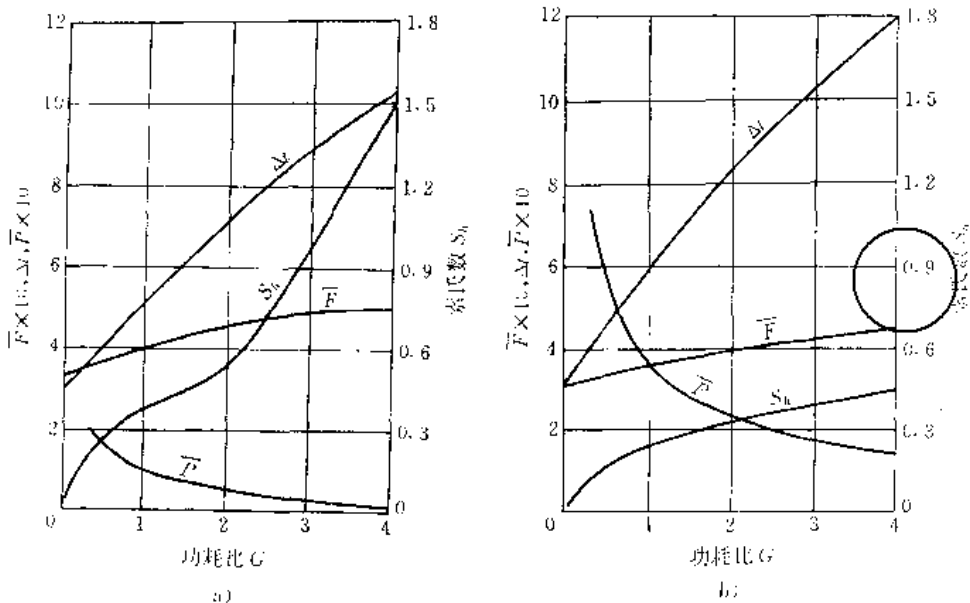


图7-4-5 腔式轴承无量纲参数<sup>[15]</sup>  
 a)  $\bar{B}=1, \bar{b}=0.05, \theta=12^\circ$  b)  $\bar{B}=1, \bar{b}=0.1, \theta=18^\circ$

## 2 无腔轴承

轴承孔内不开设油腔的静压轴承称为无腔轴承。无腔静压轴承通常有两种节流方式：缝式节流和孔式环面节流，见图7-4-6。由于它有较大的动压效应，应属于动静压混合轴承。一般轴承设双排缝/孔，当轴承较窄时也可只设单排缝/孔。

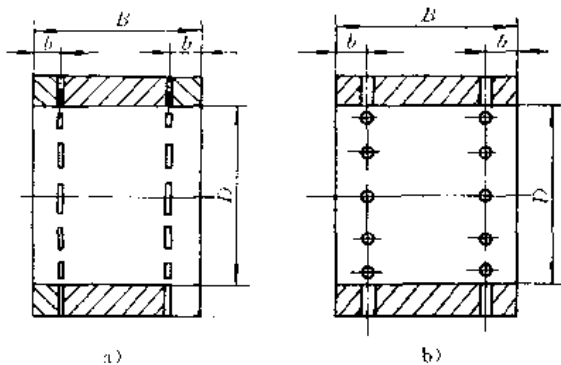


图7-4-6 无腔轴承

a) 缝式节流 b) 孔式环面节流

无腔轴承结构简单，工艺性好。缝/孔位置用位置系数  $\bar{b}=b/B$  表示，采用单排节流缝/孔时，缝/孔设在轴承中间， $\bar{b}=0.5$ ，采用双排节流缝/孔时，按纯静压性能最佳， $\bar{b}$  最好为 0.25，即设在 1/4 宽度处。油膜中动压力较高时，有的节流缝/孔处的油膜压力可能超过供油压力，这时，润滑油会由该处节流缝/孔倒流，影响轴承性能，为避免倒流，可取较小的  $\bar{b}$  值。然而， $\bar{b}$  值过小，轴承性能受影响，流量增大。可以接受的最小

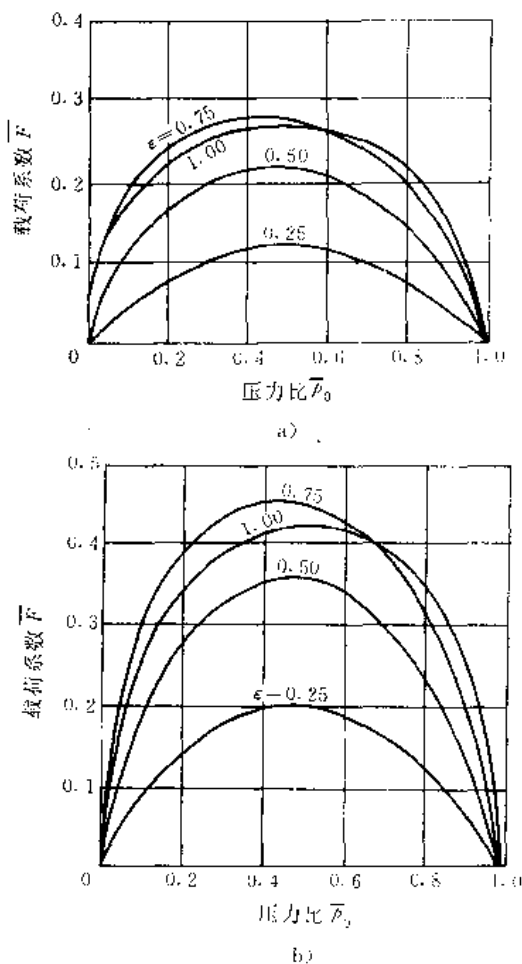


图7-4-7 无腔轴承承载能力<sup>[17]</sup>  
 a) 单排节流缝/孔 b) 双排节流缝/孔

$$C=0, \bar{B}=1, \bar{b}=0.25, \bar{F}=\frac{F}{\rho BD}$$

www.3dmodel.com



$\bar{b}$ 值约为0.1。

无腔轴承纯静压承载能力( $G=0$ )与 $\bar{p}_0$ 的关系曲线见图7-4-7,图中曲线是按 $\bar{B}=1, \bar{b}=0.25(\bar{b}=0.5)$ 计算的。若 $\bar{B} \neq 1$ ,则可作如下修正:

在 $\epsilon=0.5$ 的条件下

$$\begin{aligned} \bar{B}=0.5 \quad \bar{F}_{0.5} &= 1.1 \bar{F}_1 \\ \bar{B}=2 \quad \bar{F}_2 &= 0.6 \bar{F}_1 \end{aligned} \quad (7.4-1)$$

式中角注代表宽径比。若 $\bar{b} \neq 0.25$ ,则可作如下修正:

$$\bar{F}_2 = \bar{F}_{0.25} (1 - \bar{b}) / (1 - 0.25)$$

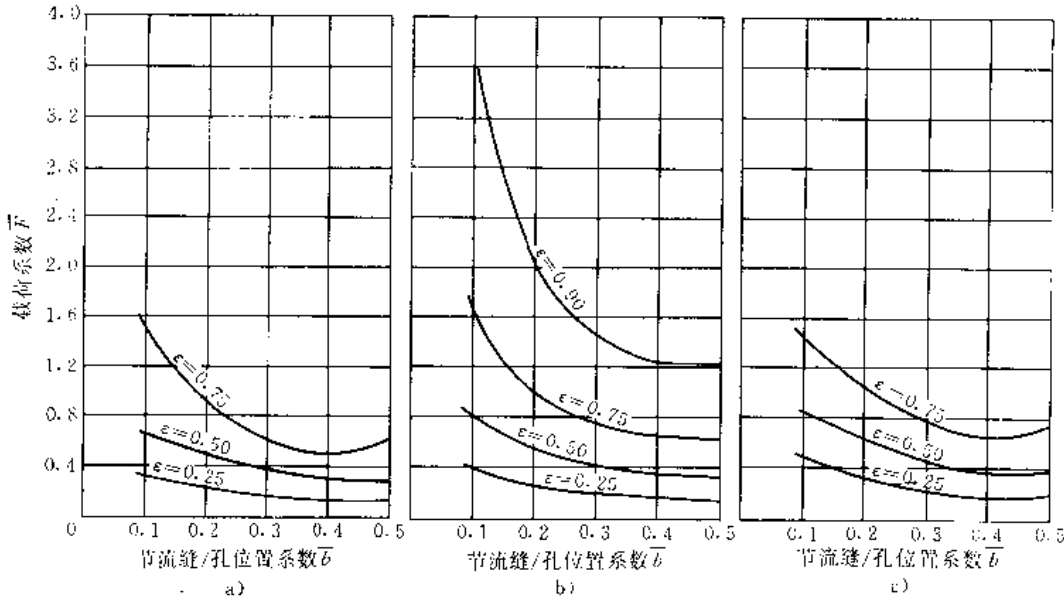


图7-4-8 无腔轴承 $\bar{F}-\bar{b}$ 曲线<sup>[15]</sup>

$$G=3, \bar{F} = \frac{F}{p_i B D}$$

a)  $\bar{B}=0.5$  b)  $\bar{B}=1.0$  c)  $\bar{B}=2.0$



无腔轴承在 $G=3$ 时动静压混合承载能力 $\bar{F}$ 随 $\bar{b}$ 值变化的曲线见图7-4-8,其随 $\bar{p}_0$ 变化的曲线见图7-4-9。

建议根据轴承直径 $D$ 和公差等级选择轴承间隙,见图7-4-10。

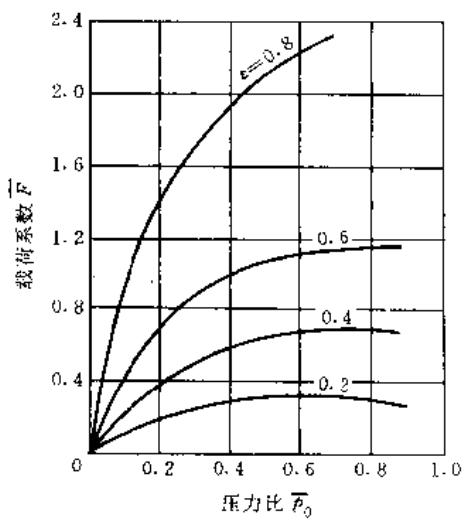


图7-4-9 无腔轴承 $\bar{F}-\bar{p}_0$ 曲线( $G=3$ )<sup>[15]</sup>

$$\bar{F} = \frac{F}{p_i B D}$$

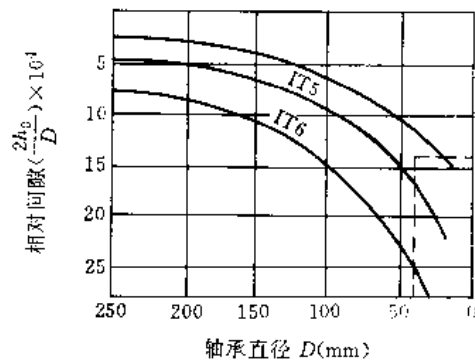


图7-4-10 无腔轴承间隙选择<sup>[15]</sup>

无腔轴承的性能计算见表7-4-2。

**【例7-4-1】**设计一无腔轴承。采用缝式节流,轴颈转动前其上作用载荷800N,要求 $\epsilon \leq 0.25$ 。轴颈转速 $n=30r/s$ ,转动后总工作载荷为8000N,要求 $\epsilon_{max} \leq 0.75$ 。供油压力 $p_i=2.5MPa$ 。

解 计算结果见表7-4-2。





表 7-4 2 无腔轴承性能计算

计算项目	计算公式及说明	计算结果
宽径比	$\bar{B}$ 选取	1
节流缝位置系数	$\bar{b}$ 选取	0.1
压力比	$\bar{p}_0$ 选取	0.5
功耗比	$G$ 选取	3
载荷系数	$\bar{F}$ 查图 7-4-8	1.70
轴承直径	$D = \sqrt{F \cdot (\bar{p}_0 \bar{B} \bar{F})} = \sqrt{8000 \cdot (2.5 \times 10^6 \times 1 \times 1.7)}$	0.043m 取为 0.045m
预加载荷系数	$\bar{F}_{L1} = F / (\bar{p}_0 \bar{B} D^2) = 8000 / (2.5 \times 10^6 \times 1 \times 0.045^2)$	0.16
	$\bar{F}_{L2} = \bar{F}_{L1} (1 - 0.25) / (1 - \bar{b}) = 0.16(1 - 0.25) / (1 - 0.1)$	0.13
校核启动偏心率	$\epsilon'$ 查图 7-4-7	$< 0.25$ 满足
公差等级	选取	IT5
相对间隙	$2h_0/D$ 查图 7-4-9	$11 \times 10^{-4}$
半径间隙	$h_0 = (2h_0/D) \times D/2 = 14 \times 10^{-4} \times 0.045/2$	$31.5 \times 10^{-6} \text{m}$ 取为 $32 \times 10^{-6} \text{m}$
轴承宽度	$B = (\bar{B}/D)D = 1 \times 0.045$	0.045m
线速度	$v = \pi D n = \pi \times 0.045 \times 30$	4.24m/s
润滑油粘度	$\eta = \rho_s h_0^2 v \sqrt{G \bar{p}_0 / (6 \bar{b} B^2)}$ $= 2.5 \times 10^6 (32 \times 10^{-6})^2 / 4.24 \times \sqrt{3 \times 0.5 / (6 \times 0.1 \times 0.045^2)}$	0.0212Pa·s
流量	$q = \pi D \bar{p}_0 \bar{b} h_0^3 / (6 \bar{b} B \eta)$ $= \pi \times 0.045 \times 2.5 \times 10^6 \times 0.5 (32 \times 10^{-6})^3 / (6 \times 0.1 \times 0.045 \times 0.0212)$	$10.11 \times 10^{-6} \text{m}^3/\text{s}$
泵功耗	$P_p = \bar{p}_0 q = 2.5 \times 10^6 \times 10.11 \times 10^{-6}$	25.28W
摩擦功耗	$P_\mu = \eta A_p v^2 / h_0 = \eta \pi D B v^2 / h_0 = 0.0212 \times \pi \times 0.045^2 \times 4.24^2 / (32 \times 10^{-6})$	75.84W
校核偏心率 $\epsilon$	$\bar{F} = F / (\bar{p}_0 B D) = 8000 / (2.5 \times 10^6 \times 0.045^2)$	1.58
	$\epsilon$ 查图 7-4-8	0.71 $<$ 0.75
温升	$\Delta t = (1 + G) \bar{p}_0 / (1.7 \times 10^5) = 2.5 \times 10^6 (1 + 3) / (1.7 \times 10^5)$	5.9℃

### 3 阶梯腔动静压混合轴承

阶梯腔动静压混合轴承是由阶梯面动压轴承演变而来。这种轴承分为无节流器和有节流器两种。

无节流器阶梯腔动静压混合轴承的典型结构见图 7-4-11，又称为表面节流轴承。压力油由中部环槽供入，通过轴瓦与轴颈的间隙流入油腔，再经过封油面流出。油腔深度很小，通常只有半径间隙的 2 倍左右。当轴颈中心偏心时，各油腔及封油面与轴颈表面构成的间隙不同，故通过各油腔和封油面流出之润滑油流量亦不相同，因此，各油腔内的压力及其分布亦不相同，产生使轴颈回复同心位置的油腔压力差（静压承载能

力）。在轴旋转的状态下，由于腔与封油面形成的阶梯面的楔效应，产生动压承载能力。它没有节流器，所以结构简单、工艺性好、不会堵塞，且动压承载能力高。它的缺点是静压承载能力和刚度都比较低，不宜用于

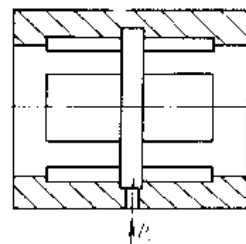


图 7-4-11 无节流器阶梯腔轴承



在工作载荷下起动的机器。

图7-4-12是孔式环面节流阶梯腔动静压轴承,属有节流器一类。压力油通过孔式节流器,经孔口与轴颈表面形成的环面[通过面积为 $\pi d_1(h_0+\delta)$ ]的节流作用后,流入油腔,再通过封油面流出。腔很浅,油在腔内流动犹如在缝式节流器内一样。当轴转动时,腔与封油面构成阶梯面,产生楔效应,具有动压承载能力。动静压综合承载能力比纯静压承载能力高得多,图7-4-13是一个三阶梯腔环面节流动静压轴承,当载荷方向指向油腔中部时的 $\bar{F}-\epsilon$ 曲线,点划线为其纯静压时的 $\bar{F}-\epsilon$ 曲线( $S_h \bar{p}_0=0$ ),实线是 $S_h \bar{p}_0=31.24$ 时的 $\bar{F}-\epsilon$ 曲线(动静压综合效应)。由图可见,当 $\epsilon=0.5$ 时,后者比前者几乎大2倍。

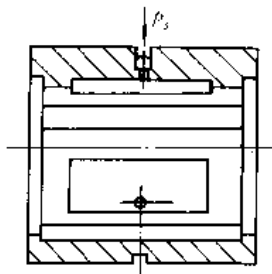


图7-4-12 孔式环面节流阶梯腔动静压轴承

将节流器设置在阶梯腔深腔的侧边(收敛油膜的起始端),那里油膜压力低,可以避免动压油膜压力造成的倒流现象。利用环面节流,节流孔直径可取得略大一些,故不易堵塞。由于节流器的节流作用,这类轴承的静压承载能力比无节流器的要高,同样结构尺寸、同样供油压力下,有无节流器时的 $\bar{F}-\epsilon$ 曲线见图7-4-14。而且试验与计算表明,其动静压综合承载能力,有节流器也比无节流器的高约60%~85%,刚度也高,所以它更适合于预加载荷(起动前载荷)较大的主轴。

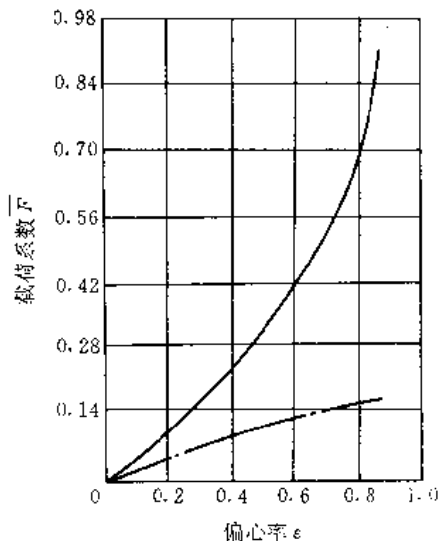


图7-4-13 阶梯腔轴承的 $\bar{F}-\epsilon$ 曲线<sup>[18]</sup>

$$\bar{F} = \frac{F}{p_s BD}$$

—•—  $S_h \bar{p}_0 = 0$     —  $S_h \bar{p}_0 = 31.24$

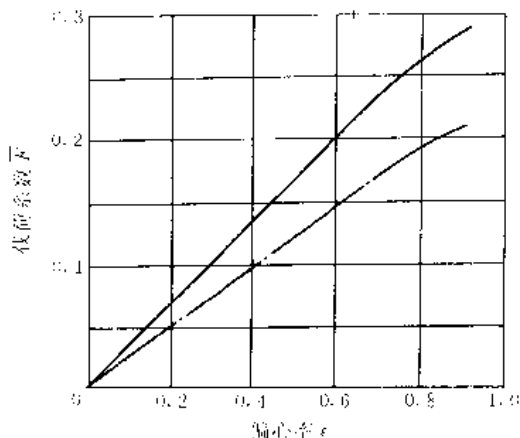
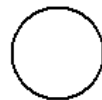


图7-4-14 阶梯腔轴承的静压承载能力<sup>[19]</sup>

— 有节流器  $d_3=1.0\text{mm}$     - - 无节流器

$$p_s = 2\text{MPa} \quad \bar{F} = \frac{F}{p_s BD}$$

## 第5章 自润滑轴承



用自润滑材料制成或在材料中预先加入润滑剂,在工作时可以不加或长时期不必加润滑剂的滑动轴承,称为自润滑轴承。

采用自润滑轴承,机器结构简单、不污染环境、无须维护保养,在汽车、家用电器、办公自动化机械、视

频机械,以及高技术机械·电子产品中广泛应用。

### 1 自润滑轴承的分类

用有自润滑性能的固体材料制作轴瓦(轴套)或轴瓦减摩层,构成无润滑轴承(Unlubricated bearing);用



多孔质材料制成轴瓦,浸渍润滑油,使油充满孔隙,或者用与油有亲和力的树脂和油混合、热压成型,或者用吸附了润滑油的织物与树脂的层压制品制作轴瓦,构成含油轴承(Oil-impregnated bearing);用粉状固体润

滑剂和金属或陶瓷材料混合加压烧结成型,构成固体润滑轴承(Bearing with solid lubricant)。它们都属于自润滑轴承。

自润滑轴承按材料的分类见表7-5-1,

表 7-5-1 自润滑轴承按材料的分类

润滑剂	轴承类型	轴瓦材料				
		金属	塑料	石墨	木材	陶瓷
润滑油	含油轴承	粉末冶金 成长铸铁 多孔铸造铜合金	含油酚醛 含油聚甲醛 浸渍织物与酚醛树脂层压材		愈疮木 枫木 橡木	
固体	无润滑轴承		普通与增强热固塑料 普通与增强热塑塑料 普通与增强氟塑料	碳石墨、电化石墨 混合金属的碳石墨 浸渍金属的碳石墨		碳化硅 氮化硅 氧化铝
滑剂	固体润滑轴承	金属与固体润滑剂的烧结材	加入固体润滑剂之织物与酚醛树脂层压材 填充固定润滑剂的热塑性塑料 填充固体润滑剂的氟塑料	浸渍 MoS <sub>2</sub> 的碳石墨 浸渍热固性塑料的碳石墨		

## 2 无润滑轴承

在使用前和使用中都不必加入任何润滑剂,处于干摩擦状态下的滑动轴承,谓之无润滑轴承。这种轴承需要采用自身有润滑性、又有足够强度的材料,以保证轴承有足够的承载能力,低的摩擦系数(通常希望摩擦系数不超过0.1~0.3)和磨损率。轴承的承载能力和允许的最大滑动速度决定于轴瓦的材料。

### 2.1 无润滑轴承的材料与结构

#### 2.1.1 轴承材料

无润滑轴承的材料主要有聚合物、碳石墨和特种陶瓷三类。表7-5-2是常用作无润滑轴承的各种聚合物及其物理、力学性能,表7-5-3是用作无润滑轴承的各种碳石墨材料及其物理、力学性能,表7-5-4是无润滑轴承用特种陶瓷及其性能。

表7-5-5是各类无润滑轴承材料的环境适应性。

无润滑轴承最主要的运转参数是轴承的载荷和转速,选择轴瓦材料必须综合考虑下述因素:(1)轴瓦单位面积上的载荷  $p$ ; (2)表面相对滑动速度  $v$ ; (3)  $pv$

乘积;(4)空间尺寸限制;(5)成本。表7-5-6给出各种材料适用的  $pv$  值,可供选择时参考。

#### 2.1.2 轴瓦结构

无润滑轴承的轴瓦结构有两种:整体轴瓦和带衬背轴瓦,图7-5-1a是整体轴瓦,图7-5-1b是带衬背轴瓦。整体轴瓦用单一的无润滑轴承材料制成,构成单层轴瓦。带衬背轴瓦用结构强度较高的材料(常用金属或

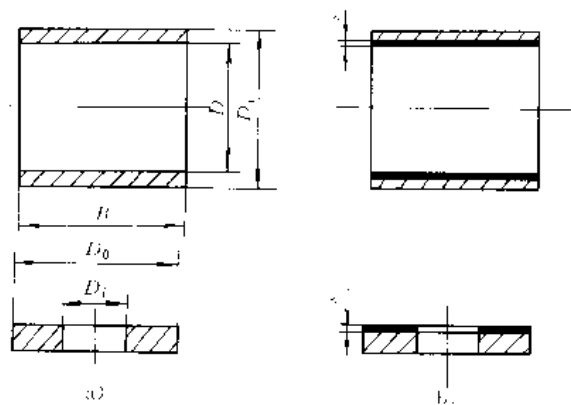


图 7-5-1 无润滑轴承轴瓦结构  
a) 整体轴瓦 b) 半衬背轴瓦



表 7-5-2 轴承用聚合物

轴瓦(衬层)材料		表观密度 (g/cm <sup>3</sup> )	线胀系数 (10 <sup>-6</sup> /°C)	热导率 (W/(m·°C))	硬度 (HBS)	
增强热固性塑料	含石墨或二硫化钼	石棉织物和酚醛树脂层压材	1.6	80/25①	0.38	30~45
		棉织物和酚醛树脂层压材	1.3~1.4			30~35
	有 PTFE 表面层的织物和酚醛树脂层压材					
热塑性塑料	聚酰胺(尼龙)	单层轴瓦(轴套)	1.03~1.15	140~170	0.04~0.16	7.8~17.2
		多层轴瓦减摩层(金属衬背)		99		
	均聚甲醛	单层轴瓦(轴套)	1.42~1.54	58	0.23	11.4
		多层轴瓦减摩层(金属衬背)				
	聚对苯二甲酸丁二酯		1.32~1.55	20~90		132~151
	聚苯硫醚		1.34	54	0.29	
	聚酰亚胺		1.43	45~52	0.33~0.37	92~102③
	聚醚醚酮	单层轴瓦(轴套)	1.32			
		多层轴瓦减摩层(金属衬背)				
	含填充物的热塑性塑料	二硫化钼填充	聚酰胺	1.6~1.7	80	0.26
石墨填充						
固体润滑剂填充		聚醚醚酮	1.43~1.47	9~15		100~118④
纤维填充						
15%PTFE 填充均聚甲醛			14			
石墨填充聚苯硫醚						
石墨填充聚酰亚胺		1.51~1.65	23~63	0.35~2.22	68~94④	
氟塑料	聚四氟乙烯(PTFE)		2.18	103~128	0.26	
	含填充物的聚四氟乙烯	玻璃纤维填充	2.26	13~14	0.33	5.6~5.9
		锡青铜粉填充	3.92	13		8.1
		石墨填充		14		5.1~5.3
		碳纤维填充	2.07	17		5.8
		锡青铜粉、玻璃纤维和石墨共同填充		14		
		玻璃纤维和石墨共同填充	2.22~2.24	12~13		5.2~5.9
		聚苯填充		12		6.4
		聚四氟乙烯-棉织物衬层		12		0.24
聚四氟乙烯-玻璃丝织物衬层						

- ① 分子为垂直瓦面方向之值, 分母为沿瓦面方向之值。
- ② 拉伸弹性模量。
- ③ 压缩屈服强度。
- ④ 洛氏硬度 HRM。



及其物理、力学性能

抗压强度 (MPa)	压缩弹性模量 (GPa)	摩擦系数	最大静载荷 (MPa)	最高工作温度 (°C)	说明
150~250	7.0	0.10~0.40	35	150~170	强度高、坚硬耐磨, 抗振性、耐磨性好。能耐酸和弱碱。但在高温下使用时会产生腐蚀性气体
				85	
				150	
73.6~98.1	2.8	0.10~0.43	10	85~120	耐冲击、耐疲劳、耐油和耐磨性较好, 摩擦系数低, 无噪声。但易吸湿, 蠕变性大
		0.17~0.43	10	120	
82	3.1②	0.25~0.35		104	耐疲劳性优异, 自润滑性能好, 磨损率低于一般工程塑料
95~119		0.30~0.33		150	性能比聚甲醛和聚酰胺稍差, 但成本低
183		0.34		200	耐冲击性差。可在高温下工作
276		0.29			长期耐热性好, 适于高温工作
86.2~175	1.0②	0.1~0.15	140	260	耐热性、耐药品性、耐冲击性、耐疲劳性、耐磨性和成形加工性均好
86.2~175	2.8	0.2~0.42	14	90~100	加入石墨和二硫化钼提高了力学性能和耐磨性
				120~158	
		0.107		260	自润滑性、耐磨性优, 强度高
80.6③				91	
127		0.26			
124~221		0.03~0.25			
4.9~5.8	0.4	0.05~0.20	2	250	摩擦系数低, 自润滑性能好。适用温度范围宽, 能耐任何化学药品的侵蚀。但成本高、承载能力低, 刚性和尺寸稳定性差。用玻璃纤维、石墨等作填充料, 则耐磨性可成百倍提高, 热导率、抗压强度、压缩弹性模量均有增加
16.0~16.6	0.9~1.0	0.20~0.24	7	250	
20.9		0.18~0.20			
14.7~15.3		0.16			
20.3	1.1	0.19			
16.3~18.1	1.0	0.15~0.17			
22.6		0.11			
	4.8	0.05~0.25	700	120	
				250	

此为公司制作请尊重版权



表 7-5-3 轴承用碳石墨及其物理、力学性能<sup>[21]</sup>

轴瓦材料	表观密度 (g/cm <sup>3</sup> )	线胀系数 (10 <sup>-6</sup> /°C)	热导率 [W/(m·°C)]	硬度 (HS)	抗压强度 (MPa)	压缩弹性模量 (GPa)	摩擦系数	最大静载荷 (MPa)	最高工作温度 (°C)	说明
碳石墨	1.50~1.56	1.4	11	40~65	45~80	9.6	0.15~0.35	2	350~450	自润滑性、高温稳定性好,耐化学腐蚀能力强。热导率比塑料高,线胀系数小。在大气和室温条件下与金属表面摩擦系数和磨损率都很低。涂附耐磨涂层能提高其耐磨性。但是在湿度很低时,会丧失润滑性。
电化石墨	1.55~1.80	2~5.1	55	30~55	40~100	4~8	0.15~0.32	500		
铜粉混合碳石墨		4.9	23			15.8		350		
铜粉、铅粉混合碳石墨										
轴承合金粉混合碳石墨	2.36~2.40	5.5	15	55~60	150~200	7	0.15~0.32	200		
浸渍热固性树脂碳石墨	1.6~1.8	2.7	40	50~70	100~160	11.7	0.13~0.49	300		
浸渍金属和二硫化钼碳石墨		12~20	126			28	0.10~0.15	70	350~500	

表 7-5-4 轴承用陶瓷及其性能

陶瓷材料	SiC	Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>
密度 (g/cm <sup>3</sup> )	3.1	3.2	3.83~3.93
抗弯强度 (MPa)	785	785	295~440
弹性模量 (GPa)	390	295	375
硬度 (HV)	2600	1400	HRA90~95
热导率 [W/(m·°C)]	79.5	16.7	19.3
线胀系数 (10 <sup>-6</sup> /°C)	3.9	3.0	7.9~8.26
最高工作温度 (°C)	1400~1500	1100~1400	1700~1750

表 7-5-5 各种无润滑轴承材料的环境适应性

轴承材料	环境特征						
	高温	低温	辐射	真空	湿气	油	
增强热固性塑料	见表 7-5-2	好	部分尚好	大多数可用,但不能用石墨作填充剂	通常是差的	通常是好的	部分好
含填充物的热塑性塑料	7-5-2	通常是好的	通常是差的	很差	要注意配合回隙	有的尚好	尚好或好
含填充物的氟塑料	见表 7-5-3	很好	很好	极差	尚好	好	好(强酸除外)
碳石墨	见表 7-5-4	很好	好,但不能填充塑料	好	尚好	好	很好
陶瓷	7-5-4	好	好	好	好	好	好



表 7-5-6 各种无润滑轴承材料适用的  $pv$  值<sup>[23]</sup>

$pv$ (MPa·m/s)	要求的工作寿命 (h)		
	$10^2$	$10^3$	$10^4$
$3.5 \times 10^{-3}$	所有无润滑轴承材料		含填充物的聚四氟乙烯 聚四氟乙烯织物 碳石墨 特种陶瓷
$3.5 \times 10^{-3} \sim 35 \times 10^{-3}$	所有无润滑轴承材料	含填充物的聚四氟乙烯 聚四氟乙烯织物 碳石墨 特种陶瓷	—
$35 \times 10^{-3} \sim 360 \times 10^{-3}$	含填充物的聚四氟乙烯 聚四氟乙烯织物 碳石墨 特种陶瓷		—
$360 \times 10^{-3} \sim 700 \times 10^{-3}$	部分聚四氟乙烯 特种陶瓷		—

注：连续运转的  $pv$  值。

纤维增强塑料层压材)制成衬背,用无润滑轴承材料作减摩层,构成多层轴瓦。

由于双层轴瓦以强度较高的材料为轴瓦衬背,可以弥补上述某些轴承材料强度的不足,同时,采用金属轴瓦衬背还可以改善轴承传热性,提高热导率,降低摩擦表面的热变形、蠕变和流动,因而可以提高轴承的承载能力和允许的滑动速度。若采用的是昂贵的轴承材料,用双层轴瓦还可以降低成本。

## 2.2 无润滑轴承参数的选择

### 2.2.1 宽径比 $B/D$

对径向轴承,因为增大轴承直径不能降低  $pv$  值,通常用增加轴承宽度  $B$  来提高其承载能力。根据具体情况,宽径比在 0.35~1.5 之间选取,因为当宽径比  $B/D$  超过 1.5 之后,对轴的直线度和两轴承的同轴度误差敏感性加大,承载能力反而下降。轴承窄,不但对轴的弯曲变形和轴承孔的同轴度误差敏感性低,而且便于排出磨屑和散热。所以,如果可能应选较窄的轴承。

对于止推轴承,以  $D_0/D_1$  表征其几何特征(见图 7-5-1),通常取  $D_0/D_1 \leq 2$ ,比值小,便于排屑、散热,比值大,承载能力高,但对摩擦副表面的平面度和平行

度要求较高。

### 2.2.2 轴承间隙 $c$

选择最佳轴承间隙是无润滑轴承正常工作的重要条件。间隙过大,磨损加剧,并且运转精度降低。间隙过小,轴承发热多,温升较高。最佳轴承间隙通常由经验确定,以经验公式或表格形式给出。如果缺乏这方面资料,可参考下列公式计算轴承半径间隙<sup>[24]</sup>;

对塑料轴承

$$c_{\max} = \frac{[\sigma]_H d^2 B}{0.7FE'} \quad (7-5-1)$$

$$c_{\min} = c_{\max} - 0.05 \sqrt[3]{d}$$

$$E' = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

对碳石墨轴承

$$c = 0.0006d + k_B \quad (7-5-2)$$

式中  $[\sigma]_H$  ——许用接触应力(按表 7-5-7 选取);

$F$  ——轴承径向载荷;

$d$  ——轴颈直径;

表 7-5-7 各种材料的许用接触应力

轴瓦材料	热固性塑料	均聚甲醛	聚四氟乙烯	聚酰胺	聚酰胺
$[\sigma]_H$ (MPa)	11.8	5.4	4.9	3.9	4.9



$B$ ——轴承宽度；

$k_B$ ——系数（按表7·5-8选取）。

$E'$ 、 $E_1$ 、 $E_2$ ——分别是综合弹性模量、轴颈和轴承材料的弹性模量；

影响轴承间隙选择的因素很多，表7·5-9给出各种因素对间隙选择的影响。

表7·5-8 系数  $k_B$

直径 $d$ (mm)	10~18	18~30	30~50	50~80	80~120	120~180
系数 $k_B$ (mm)	0.008~0.010	0.010~0.012	0.012~0.014	0.014~0.015	0.015~0.018	0.018~0.020

表7·5-9 各种因素对间隙选择的影响<sup>[23][16]</sup>

设计、制造条件	线速度	转动方向	载荷状态	载荷大小	轴承直径	宽径比	材料硬度	弹性模量	热导率	支承方法	装配精度	运转精度	轴颈表面粗糙度
小的 $\phi$	小	摆动	动载荷	大	大	<0.8	软	低	小	可调心	高	高	$R_x$ 小
大的 $\phi$	大	单向旋转	静载荷	小	小	>0.8	硬	高	大	刚性支承	低	低	$R_x$ 大

**1. 热塑性塑料轴承的间隙** 这种塑料会因吸收液体而膨胀，浸入水中的塑料，尺寸变化可达0.3%~2%，且聚四氟乙烯在20~25℃时将因相变体积增大1%，故它们的尺寸稳定性较差。同时，这种塑料的线胀系数比金属大（聚四氟乙烯除外），故尺寸受温度的影响也大。为了允许这种材料制成的轴瓦的尺寸变化和磨屑排出，间隙值应取得比金属轴瓦的大，实验表明，相对间隙  $\phi$  的最佳值为0.005~0.014，对带衬背的轴瓦，宜取为0.005~0.01，但最小直径间隙不宜小于0.1mm。对运转精度要求不高，或者在特别高的温

度、湿度下，甚至取更大的相对间隙值。

**2. 热固性塑料轴承的间隙** 尺寸稳定性比热塑性塑料好，但不如金属。中等以下尺寸的热固性塑料轴瓦，当宽径比  $B/D=0.8\sim 1.0$ 、轴瓦厚度为  $(0.20\sim 0.25)D$  时，最佳相对间隙  $\phi$  为0.002~0.003。

**3. 碳石墨轴承的间隙** 线胀系数较小，浸渍金属的石墨，线胀系数与金属接近，故轴承间隙可取比塑料轴瓦小些的值。表7·5-10是推荐的碳石墨轴承的直径间隙。为了排出磨屑，直径间隙最好不小于0.075mm。

表7·5-10 碳石墨轴承间隙和壁厚的推荐值

(mm)

直径 $D$	~10	10~20	20~35	35~70	70~100	100~150	150~200
直径间隙 $2c$	0.01~0.03	0.02~0.06	0.06~0.10	0.08~0.15	0.12~0.16	0.2~0.4	0.4~0.6
壁厚 $s$	2	3~4	4~5	6~8	10~12	12~18	18~25

2·2·3 壁厚  $s$

**1. 塑料轴瓦壁厚** 塑料的热导率比金属低得多，

且随轴瓦体积的增加，尺寸变化的影响愈加明显，故壁厚应尽可能小，建议按表7·5-11选取整体轴瓦的壁厚。

表7·5-11 塑料轴瓦壁厚推荐值

(mm)

轴瓦直径 $D$	10~18	18~30	30~40	40~50	50~65	65~80
壁厚 $s$	0.8~1.0	1.0~1.5	1.5~2.0	2.5~3.0	3.0~3.5	3.5~4.0

为了提高塑料轴承的性能，克服热导率低、强度也比金属低的缺点，常用金属做轴瓦衬背，然后压入薄的塑料衬套作为减摩层，形成带衬背轴瓦，也叫双层轴瓦（套）。但是，因为需要压入，塑料衬套不能太薄。若采用在金属衬背上涂附一层塑料减摩层，则塑料减摩层的厚度可以很薄。不过，减摩层的厚度不宜小于0.2~0.3mm，否则对轴承孔的同轴度和轴的刚度要求将很高。

**2. 碳石墨轴瓦壁厚** 由于强度的原因，碳石墨轴瓦的厚度应大些，其推荐值见表7·5-10。

2·2·4 表面粗糙度

应使无润滑轴承在运转中磨损主要发生在轴瓦表面，因为更换轴瓦比更换轴经济。所以，通常轴颈表面硬度应高于轴承材料的硬度。除陶瓷材料外，无润滑轴承材料都比较软，易于产生弹性或塑性变形，因此，轴

轴瓦公司制作 请尊重作者版权





瓦表面粗糙度对磨损率的影响不如轴颈表面粗糙度大。轴颈表面粗糙度参数  $R_a$  愈大，轴瓦材料的磨损率也愈大。含油聚缩醛轴瓦磨损量与轴颈表面粗糙度参数  $R_a$  的关系见图 7-5-2，磨损量随  $R_a$  增大呈指数关系加大。

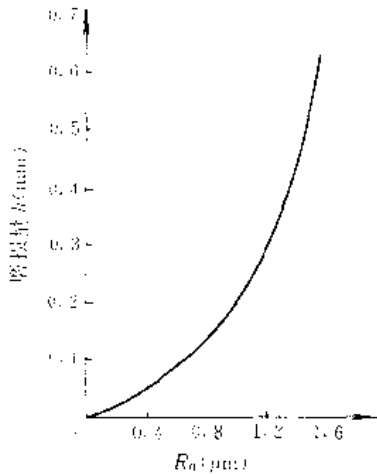


图 7-5-2 含油聚缩醛轴瓦磨损量与  $R_a$  之关系

而且，轴颈表面粗糙度还将影响磨合后的表面质量。

为了经济，并考虑轴承寿命，建议取轴颈表面粗糙度为  $R_a=0.2\sim 0.4\mu\text{m}$ 。

再有，如果最后的表面是磨削出来的，那末砂轮相对零件表面的运动方向必须与和它配对的零件运动方向相同。

### 2.3 无润滑轴承的设计准则

#### 2.3.1 耐磨性准则

无润滑轴承避免不了磨损，所以轴承的使用寿命决定于轴瓦的磨损率。影响磨损率的因素除材质和环境外，与轴承设计有关的主要是轴承单位面积载荷  $p$  和滑动速度  $v$ 。

在速度一定时，磨损率与法向压力  $p$  的关系见图 7-5-3，在压力不大时，磨损率与压力近似呈线性关系，当压力超过某一临界值时，磨损率显著增大。

根据赫鲁晓夫 (M. M. Хрущов) 磨损理论，磨粒磨损的磨损率

$$K_w = \alpha p v \quad (7.5.3)$$

非磨粒磨损的磨损率

$$K_w = \alpha p^m v^n \quad (7.5.4)$$

式中  $m$ 、 $n$ ——由材料确定的指数。

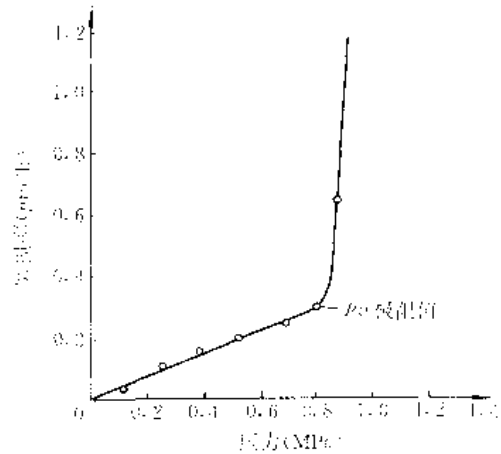


图 7-5-3 磨损率与压力之关系

试验条件：轴瓦材料聚四氟乙烯；轴颈材料钢 (22HRC)；  
滑动速度 30.5m/min；温度 21℃；无润滑

为保证轴承有一定的使用寿命，必须限制其磨损率。通过实验可以求得一定条件下磨损率不超过给定值的极限  $p-v$  曲线。图 7-5-4 是限定磨损率为  $0.25\mu\text{m}/\text{h}$  时，几种材料的极限  $p-v$  曲线。如果允许的磨损率高于  $0.25\mu\text{m}/\text{h}$ ，则允许承受较高的载荷或较高的滑动速度，反之则只能承受较低的载荷或较低的速度。

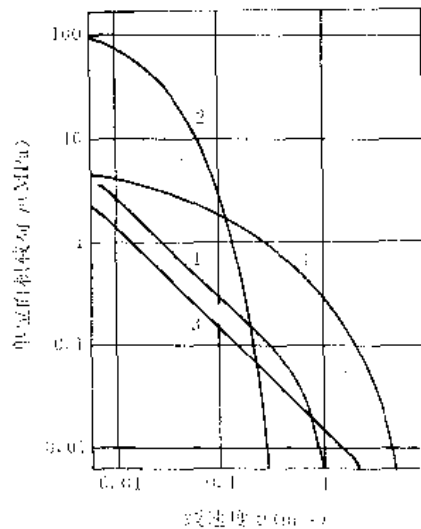


图 7-5-4 极限  $p-v$  曲线

1—热塑性塑料 2—增强热固性塑料 3—聚四氟乙烯  
4—含填充物的聚四氟乙烯

#### 2.3.2 静载强度准则

轴瓦材料承受压力载荷，会出现塑性流动或蠕变，使塑性流动或蠕变的量达到给定磨损量的静载荷，即为其静载承载能力，也就是  $p-v$  曲线与纵坐标 ( $p$  轴)



的交点。

2.3.3 耐热性准则

轴承的温升是无润滑轴承对运转速度与载荷的另一个附加限制,为了保证轴瓦材料的物理、力学性能和几何尺寸的稳定性,必须限制轴承的温升。虽然轴承的发热量与  $p\upsilon$  成正比,但预计轴承温升十分困难,因为

散热的计算比较复杂,一部分热量从轴承座散去,还有一部分热量从轴传走。轴承温度的计算方法见参考文献<sup>[24]</sup>。

图 7.5-4 中,曲线与横坐标的交点可以作为温升的限制。

2.4 无润滑轴承的设计程序 (图 7.5-5)

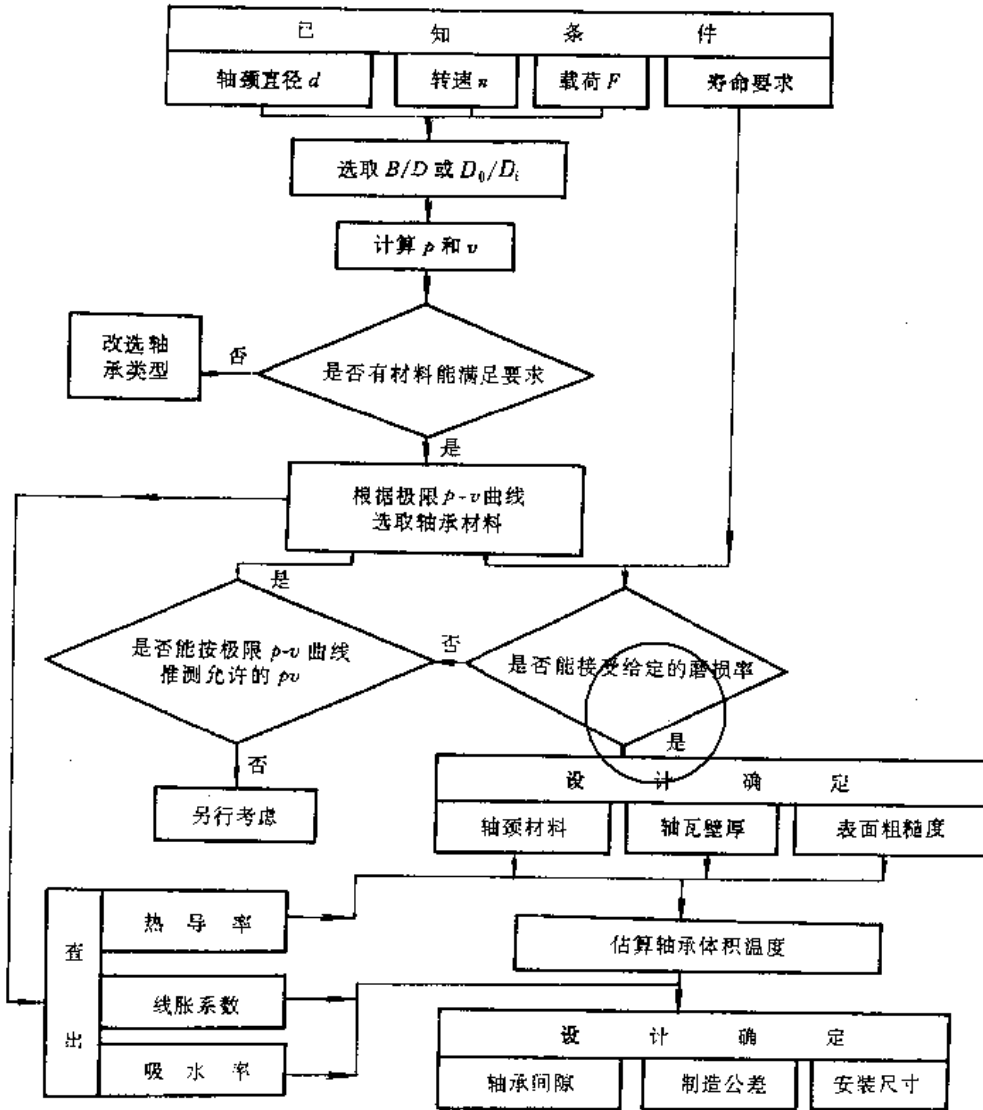


图 7.5-5 程序框图

2.5 单位面积载荷和速度的计算

由于轴颈和轴瓦有间隙,所以轴颈上作用载荷  $F$  之后,轴瓦表面上的压力大小及其分布与轴颈和轴瓦的接触区有关,而接触区随磨损量改变,有些资料给出了考虑接触区宽度的平均压力的计算公式<sup>[24]</sup>。不过,

为了简单和考虑实验情况,工程计算仍可用投影面积上的平均载荷作为轴承平均压力,即

$$p = F/A \quad (7.5-5)$$

$$A = BD \quad \text{径向轴承}$$

$$A = \pi(D_0^2 - D^2)/4 \quad \text{止推轴承}$$

计算滑动速度时以平均速度作为轴承线速度,即



$$v = \pi d n \quad \text{径向轴承}$$

$$v = \pi(D_1 + D_2)n/2 \quad \text{止推轴承}$$

### 3 含油轴承

利用材质的多孔特性或与润滑油亲和特性使润滑油浸润轴承材料，这样的轴承称为含油轴承。图 7-5-6 是典型的含油轴承形状。

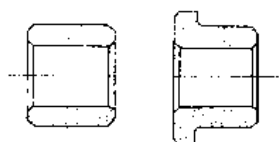


图 7-5-6 含油轴承形状

当轴颈在轴承中运转时，因摩擦而发热，使轴承温度升高。油和轴承材料受热膨胀，孔隙减小，油被挤出孔隙，流到摩擦表面起润滑作用。轴颈停止运转后，温度下降，孔隙增大，油又被吸回孔隙中。图 7-5-7 是含油轴承运转时润滑油流动的示意图。

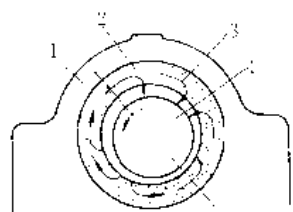


图 7-5-7 含油轴承润滑油流动示意

1—轴承座 2—含油轴承 3—油的流向 4—轴颈

这类轴承通常处于混合润滑状态，有的也能形成动压润滑。材料的孔隙度愈高，贮油愈多，润滑性能愈好，但材料强度愈低。

含油轴承在相当长的工作时期内不需添加润滑油，故适用于不易加油之处或密封器件之内。应用含油轴承的机械设备对含油轴承的要求是：低噪声、低摩擦、高速、高精度和低成本。

#### 3-1 含油轴承的分类

根据含油轴承材料能浸渍润滑油的特性不同分为两大类，一类是多孔质含油轴承，轴承以多孔质材料制成，浸渍润滑油后油充满材料的孔隙，这类材料有：木材、成长铸铁、铸铜合金、粉末冶金和某些塑料。另一类是塑料含油轴承，轴承用塑料制成，这种塑料与润滑油有亲和力或相溶，经适当工艺处理，使润滑油均匀分散在材料中，例如含油酚醛树脂。含油轴承中用得最多

的是粉末冶金含油轴承。

常用含油轴承材料及其物理、力学性能见表 7-5-12。

#### 3-2 粉末冶金含油轴承

通过制备粉料、成形、烧结和浸渍润滑油等主要工序制造的轴承叫做粉末冶金含油轴承，这种制造轴承的材料叫作粉末冶金减摩材料。根据材质不同，粉末冶金减摩材料分为铜基、铁基和铝基三种。铜基粉末冶金减摩材料以 Cu-Sn 青铜类为主，其基本成分是 90% Cu、10% Sn，有的增加 1%~3% 石墨，特点是不生锈，在中速、轻载下，轴承性能稳定，但价格较铁基和铝基材料高。铁基粉末冶金减摩材料有 100% Fe 或铁中加入少量铜，还可以加入石墨或碳化物以改善边界润滑性能，特点是强度高、价格便宜，但轴承性能较差，且易生锈，适用于低速场合，轴颈需淬火。铝基粉末冶金减摩材料开发较晚，特点是价格较低、强度适中，但耐磨性和抗咬粘性较差。

粉末冶金含油轴承的优点是：不需切削加工，适于大批量生产，故价格低廉；可以不供油工作，不易咬粘；噪声较低。它的缺点是：由于模具费用高，故不宜少量生产；机械强度不高，摩擦系数偏大。

##### 3-2-1 参数选择

1. 宽径比 因轴承两端的孔隙度一般比中间部位小，故轴承不宜过窄。但轴承也不宜太宽，当  $B/D \geq 2 \sim 3$  时，会出现压粉不均匀。最好取  $B/D \approx 1$ 。

2. 壁厚 由于含油量与轴承体积成正比，而内孔收缩量与壁厚成反比，故含油轴承的壁厚宜取大一些。表 7-5-13 给出通常粉末冶金含油轴承的壁厚值。

3. 压入过盈量 轴套应用压力机压入轴承座，禁止用锤把轴套打入。轴套与轴承座孔的配合为过盈配合，其平均过盈量可取为

$$\Delta = 0.025 + 0.0075 \sqrt{D_1} \quad (\text{mm}) \quad (7-5-6)$$

式中  $D_1$ ——轴套外径 (mm)。

选择轴承座孔径和轴套外径制造公差时，应使最大过盈不大于 2 倍平均过盈，最小过盈不小于平均过盈的 1/2。

轴套压入轴承座后，轴套孔径会收缩。确定轴颈尺寸时应考虑此收缩量。收缩量与过盈量、轴套内外径尺寸有关，也与材料孔隙度有关，可参考图 7-5-8 曲线估算。材料弹性较大，轴承座刚性较大时，应取比按图 7-5-8 计算再大些的值，反之取小些的值。



表 7·5-12 常用含油轴承材料的物理、力学性能

轴承材料	牌 号	含油密度 (g/cm <sup>3</sup> )	含油率 (%)	线 胀 系 数 (10 <sup>-6</sup> /°C)	热导率 [W/(m·K)]	弹性模量 (GPa)	径向压 溃强度 (MPa)	表面硬度 (HBS)	最大载 荷 P (MPa)																				
									线速度 v (m/s)																				
									间断运行 ≈0.125	>0.125 ~0.25	>0.25 ~0.5	>0.5 ~0.75	>0.75 ~1.0																
铁	FZ1160	5.7~6.2	≥18	11~12	41.9~125.6	80~100	200	30~70	23	13	3.2	2.1	1.8	0.5/v															
	FZ1165	>6.2~6.6	≥12				250	40~80																					
铁碳	FZ1260	5.7~6.2	≥18				11~12	41.9~125.6	80~100	250	50~100	23	13	3.2	2.1	1.8	0.5/v												
	FZ1265	>6.2~6.6	≥12							300	60~110																		
铁碳铜	FZ1360	5.7~6.2	≥18							11~12	41.9~125.6	80~100	350	60~110	23	13	3.2	2.1	1.8	0.5/v									
	FZ1365	>6.2~6.5	≥12										400	70~120															
铁铜	FZ1460	5.7~6.3	≥18										11~12	41.9~125.6	80~100	300	50~100	23	13	3.2	2.1	1.8	0.5/v						
	FZ1465	>6.3~6.7	≥12													350	60~110												
铜锡	FZ2170	6.6~7.2	≥18													16~18	41.9~58.6	60~70	150	20~50	22.5	14	3.9	2.6	2.0	0.3/v			
	FZ2175	>7.2~7.8	≥12																200	30~60									
铜锡	FZ2265	6.2~6.8	≥18																16~18	41.9~58.6	60~70	150	25~55	22.5	14	3.9	2.6	2.0	0.3/v
	FZ2270	>6.8~7.4	≥12																			200	35~65						
铜锡铅	FZ2365	6.3~6.9	≥18	16~18	41.9~58.6	60~70																150	20~50	22.5	14	3.9	2.6	2.0	0.3/v
	FZ2370	>6.8~7.4	≥12																			200	35~65						
成长铸铁		6.0~7.0	5~20				10~12	41.9~54.4	60~100													300~600	100~400	10	10	1.67/v	1.67/v		
含油酚醛树脂							84	0.13	2.5~2.6													100	20~40	10	10	1/v	1/v		
铸铜合金			3~6							540	60~80																		



表 7-5-13 粉末冶金含油轴承的壁厚

轴承直径 $D$	$\approx 10$	10~20	20~30	30~100	100~300
壁厚 $s$	2~3	3~4	5~7.5	7.5~12.5	20~25

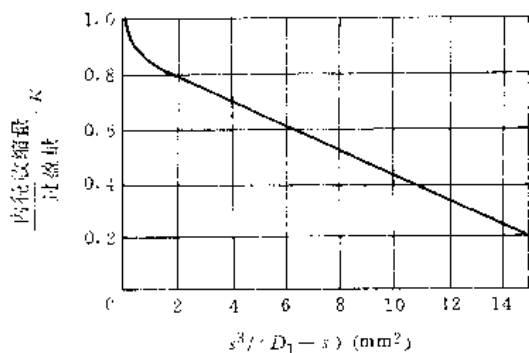


图 7-5-8 收缩量与过盈量<sup>[1]</sup>

**4. 轴承间隙** 间隙大, 在循环载荷下运转会出现大的噪声。间隙过小, 摩擦力增大, 轴承温度升高, 这时, 轴承的间隙因材料的热膨胀进一步减小, 很容易损坏轴承。所以在高速下要特别注意间隙的选取。

可根据轴颈直径和线速度从图 7-5-9 选取推荐的相对间隙。

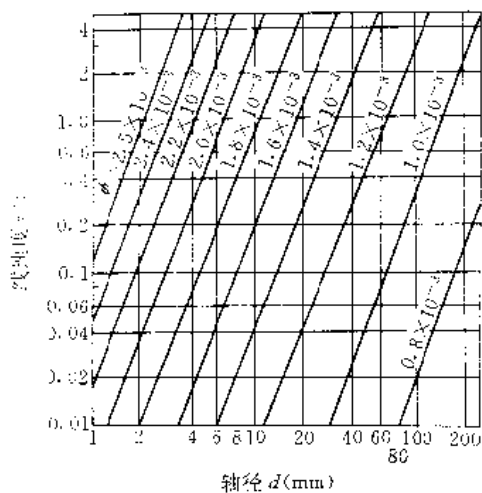


图 7-5-9 含油轴承相对间隙<sup>[3]</sup>

3.2.2 设计准则

粉末冶金含油轴承的设计仍以单位投影面积上的载荷(压力)  $p$  和滑动速度  $v$  以及它们的乘积为准则, 不同速度下允许的最大压力  $p$  见表 7-5-12。当滑动速度达到某一定值之后, 以乘积  $pv$  作为其工作能力的准则。但是, 滑动速度也有允许的极限, 其大小与润滑方式有关。

3.2.3 润滑与润滑剂

**1. 重新浸油时间** 粉末冶金含油轴承在使用前浸入润滑油中, 待浸透润滑油后装入轴承座中使用, 使用中可以不加润滑油。但是, 因为油会损耗和变质, 所以工作较长时间后, 需要拆下重新浸油。浸一次油能工作的时间与转速和工作温度有关, 大致可按图 7-5-10 由线速度和温度确定。

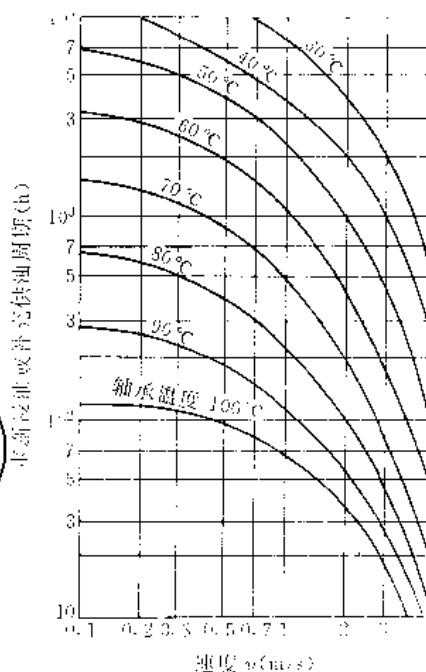


图 7-5-10 含油轴承重新浸油时间<sup>[4]</sup>

**2. 供油方式** 虽然含油轴承工作时可不加润滑油, 也可给这种轴承设置供油装置。给含油轴承供油可

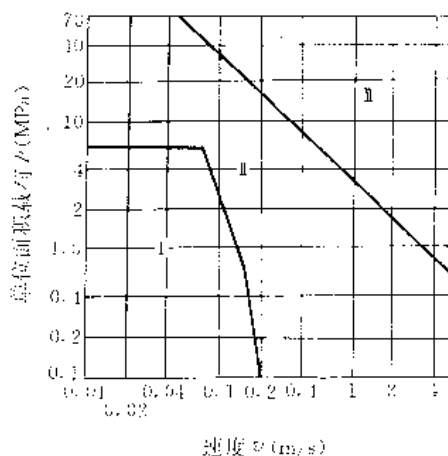


图 7-5-11 含油轴承不同供油方式的安全工作范围<sup>[4]</sup>

I—不供油 II—间断供油 III—连续供油

轴承公司制作 请尊重作者版权



以提高其承载能力和许用滑动速度，有连续供油装置的含油轴承，其允许压力  $p$  和线速度  $v$  比间断供油装置的更高。图 7-5-11 表示不同供油方式含油轴承安全工作范围。

含油轴承常用供油方法见图 7-5-12。

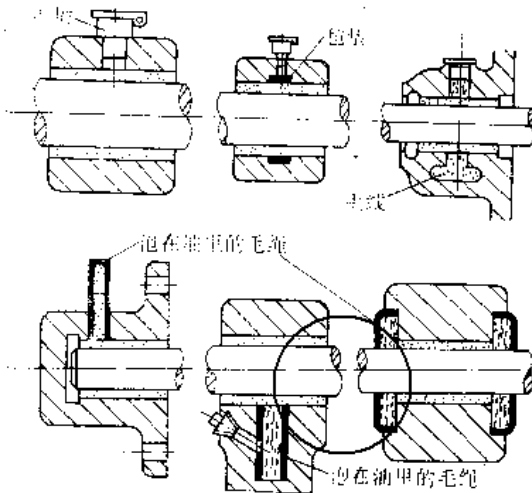


图 7-5-12 粉末冶金含油轴承的供油方法

**3. 润滑油** 含油轴承使用的润滑油需要有高的氧化安定性、高的油膜强度和高的粘温指数。特别要注意的是不能使用悬浮有固体颗粒的润滑剂。

含油轴承最常用的润滑油是汽油机油，高速轻载时也可以用主轴油（F类）。适宜的润滑油粘度可查图 7-5-13。

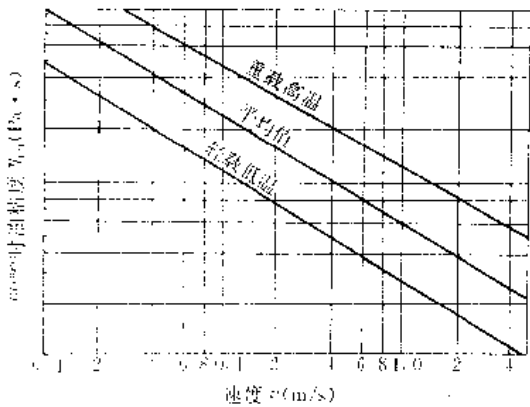


图 7-5-13 含油轴承适宜的油粘度<sup>[2]</sup>

### 3.3 其他金属含油轴承

#### 3.3.1 铸铜合金含油轴承

铸造青铜时加入微量的 Ti、Zr 或 Fe、Al 等元素，使晶粒细化，从而形成多孔化的铸件，浸渍润滑油后成

为含油轴承。与粉末冶金含油轴承比较，因为不需要成形金属模具，进行切削加工，故适宜制造批量少的中、大型轴承。它强度高，耐磨性好，但孔隙度低，含油较少，故往往需要间断供油装置。

铸铜合金含油轴承与铜基粉末冶金含油轴承相比，承载能力高，且磨损率低，抗咬粘能力相近。

#### 3.3.2 成长铸铁含油轴承

把普通铸铁加热到下临界点  $A_1$  以上的温度，保温一段时间，使其组织成长（称为成长处理），形成多孔化铸件，浸渍润滑油后成为含油轴承。和铸铜合金含油轴承一样，因为可以用木模砂型铸造，故适于批量少的中、大型轴承。除强度外，它的物理、力学性能基本和普通铸铁相同，装在用钢铁制成的机器上，尺寸稳定性、精度保持性均好。

成长铸铁含油轴承的承载能力高，抗咬粘性能好，在正常工况下磨损率低，根据止推轴承摩擦试验结果，成长铸铁含油轴承的极限  $p-v$  曲线见图 7-5-14。

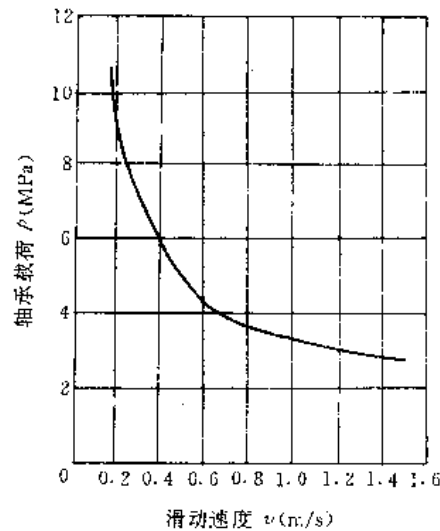


图 7-5-14 成长铸铁含油轴承的极限  $p-v$  曲线<sup>[2]</sup>

### 3.4 塑料含油轴承

利用塑料与润滑油的亲合力，经特殊工艺处理，使润滑油均匀分散在塑料中，制成塑料含油轴承。塑料含油轴承有如下特性：

1. **自润滑性** 塑料的特征之一是本身具有自润滑性，它与金属摩擦时，摩擦系数较低。但是，塑料导热性不良，在高速、重载条件下，发热量多、散热量少，轴承温度较高。热塑性塑料这时表层将会熔融变形，而热固性塑料表层将会炭化而胶合。



2. 质量轻 塑料的密度比金属低,一般只略超过铝的一半。因此,用作自动化办公等设备时,有助于减轻机器的质量。

3. 成形易 塑料可以注塑成形,超过1kg的大型轴承,可以用压缩成形或单体浇铸法成形,成型速度快、精度高,因此塑料轴承便于批量生产,生产成本较低。

4. 吸振性 塑料轴承耐冲击、吸振性好。例如轿车方向盘操作系统采用含油聚缩醛轴承后,防止了路

面不平而传向人体的振动,使驾驶更舒适、更安全。

5. 顺应性 塑料轴承的弹性模量约为金属的1/100,所以顺应性较好,能使轴与轴瓦的接触情况良好。

6. 耐蚀性 塑料的耐蚀性比金属优越,甚至可以用水作为润滑剂。

用金属作瓦背,用塑料作衬层,可以改善轴承的导热性,但是含油量将下降。

塑料含油轴承的特性参数见表7-5-14。

表 7-5-14 塑料含油轴承的特性<sup>[26]</sup>

轴承材料		许用载荷 $p$ (MPa)	许用速度 $v$ (m/s)	许用 $pv$ (MPa·m/s)	摩擦系数 $\mu$	磨损率 <sup>①</sup> ( $10^{-3}\mu\text{m}^3/\text{h}$ )	允许温度 (°C) 连续/断续
尼龙 66	无油	7.85	0.83	0.13	0.2	0.82~3.27	80/120
	有油	14.71	3.00	1.63	0.08~0.12	0.02~0.25	
含油聚缩醛	无油	19.61	1.67	1.31	0.08~0.12	0.02~0.08	80/100
	有油	19.61	3.00	3.27	0.06~0.12	0.002~0.03	
含油聚对苯二甲酸丁二酯	无油	14.71	1.67	0.98	0.08~0.15	0.05~0.16	120/150
	有油 (100°C)	6.86	0.50	0.49	0.1~0.15	0.08~0.41	
含油聚苯硫醚	无油	14.71	1.67	1.63	0.08~0.18	0.03~0.13	200/250
	有油 (150°C)	9.81	0.83	0.65	0.10~0.15	0.08~0.19	
含油苯酚树脂	无油	29.42	1.67	0.98	0.08~0.18	0.05~0.25	100/200
	有油	34.32	3.33	2.45	0.08~0.12	0.008~0.05	
	水中	34.32	16.67	16.34	0.003~0.10	0.002~0.03	
填充 25% 玻璃纤维的聚四氟乙烯	无油	9.81	1.67	0.82	0.05~0.25	0.08~0.49	200/250
	无油, 有聚四氟乙烯膜	34.32	0.25	2.45	0.03~0.08	0.02~0.33	
填充 4% 聚四氟乙烯的聚酰胺	无油	11.77	3.00	3.27	0.20~0.25	0.005~0.08	200/250
	有油 (200°C)	9.81	0.83	0.49	0.05~0.12	0.08~0.49	
填充 20% 聚四氟乙烯的聚酰胺	涂脂	24.52	0.50	1.31	0.05~0.20	--	室温

① 为单位许用  $pv$  下的磨损率。

#### 4 固体润滑轴承

用固体润滑剂进行润滑的滑动轴承称为固体润滑轴承。轴承最常用的固体润滑剂有:  $\text{MoS}_2$ 、石墨、 $\text{PbO}$ 、 $\text{Pb}$ 、 $2\text{Ag}$ 、聚四氟乙烯等(参见机械设计基础卷第4篇第4章)。向摩擦表面提供固体润滑剂的方法和供油方法不同,按加入固体润滑剂的方式,固体润滑轴承分为:覆膜轴承、烧结轴承、复合轴承和镶嵌轴

承。

固体润滑剂的摩擦学性能、施加固体润滑剂的方法、工艺过程、轴承基体材料性能、几何参数(膜厚、润滑剂含量、镶嵌物面积等)都会影响固体润滑轴承的性能。由于影响因素太多,预计轴承允许的最大载荷、最高速度、保证工作寿命允许的  $pv$  值等,十分困难,因此,设计此类轴承缺乏足够的资料,往往需要用实验的方法测出必须的数据。



4.1 覆膜轴承

使固体润滑剂在轴承基体材料上形成一层薄膜，构成覆膜轴承。覆膜轴承的性能与膜厚、膜的抗剪强度、膜与基体材料的结合强度有关，也与成膜的方法有关。

度、膜与基体材料的结合强度有关，也与成膜的方法有关。

固体润滑剂成膜方法及其特性见表 7-5-15。

表 7-5-15 固体润滑剂成膜方法及其特性

名称	成膜方法说明	膜厚 (μm)	特性
擦涂法	将固体润滑剂粉末与挥发性溶剂混合后擦涂于摩擦表面，或用其压缩成形物在摩擦表面上涂擦，形成光滑薄膜	0.1~10	润滑膜寿命与基体硬度无明显关系，而与湿度、温度、膜厚和基体表面粗糙度有关。难以批量生产
喷涂法	将固体润滑剂粉末与粘结剂混合后喷涂于摩擦表面，固化成粘结覆盖层。较好的粘结剂是聚酰亚胺、硅酸钠和硅酸钠	5~25	润滑膜寿命与基体硬度、湿度无明显关系，而与温度、膜厚和基体表面清洁程度有关。特别要注意固化条件和粘结剂与润滑剂的比例。摩擦系数和磨损率与时间有关
分散法	将固体润滑剂粉末分散于硬化性液体或挥发性液体中，如水、酒精、甲苯、矿物油等，将摩擦表面液渍在该液体中，形成一层薄膜	—	—
蒸发法	利用金属化合物受热分解，金属原子沉积在基体表面上，或将润滑剂加热熔化，使之气化，然后凝集在基体表面，形成沉积薄膜	<0.5	可以准确控制覆盖层厚度和成分，可以形成复合覆盖层。适合于在精加工表面成膜，覆膜强度一般优于擦涂法

4.2 烧结轴承

将固体润滑剂粉末与轴承材料的粉末混合、成形、加热，形成烧结轴承。轴承基体材料通常用金属，润滑剂用层状固体润滑剂，需要特别注意，基体材料与固体润滑剂应有足够的相互浸润性，以保证轴承有足够的强度。可以加入添加剂增大浸润性，例如添加 Ca-Si 合金可以增大铁和石墨烧结的相互浸润性。实践表明，Cu-Ag-MoS<sub>2</sub> 和 Fe-Pb-MoS<sub>2</sub> 烧结轴承具有良好的性能。

烧结轴承的强度与润滑剂含量成反比，所以，尽管润滑剂多对摩擦学性能有利，但考虑轴承强度，润滑剂不宜过多。工业生产中多限制润滑剂含量的体积分数在 10% 以下。

烧结材料的另一特性是各向异性，表 7-5-16 是铜基烧结材料不同方向的磨损量。

表 7-5-16 铜基烧结材料的各向磨损量<sup>[24]</sup>

摩擦方向	平行于压制的方向	垂直于压制的方向
磨损量 (g)	0.1631	0.0821

4.3 复合轴承

以多孔质材料为基体，浸渍固体润滑剂，构成固体

润滑的复合轴承。它将固体润滑剂贮藏于轴承内部，在

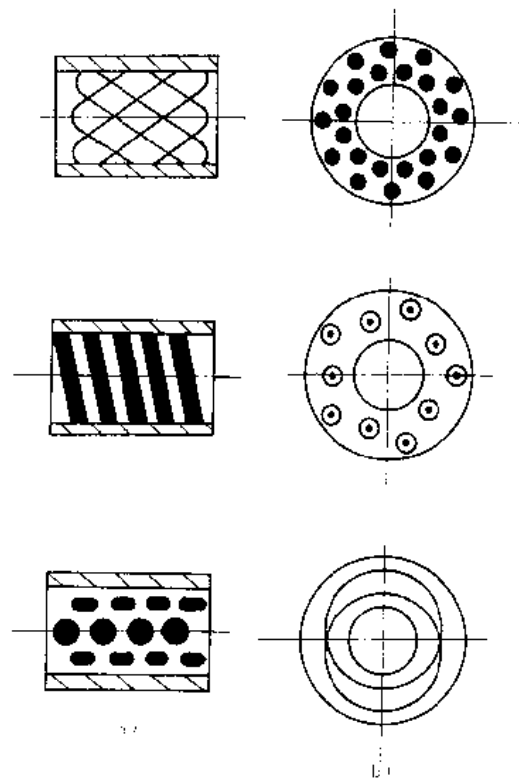


图 7-5-15 镶嵌形式  
a) 径向轴承 b) 止推轴承





轴承磨损时向摩擦表面供给固体润滑剂。典型的复合轴承是以碳石墨为基体材料,浸渍软金属(Ag、Cu、Sn等)、聚四氟乙烯或无机物(如BaF<sub>2</sub>)构成。

浸渍的方法有:

- (1) 使浸渍物成为熔融状态进行真空浸渍;
- (2) 将浸渍物置于硬化性液体载体中进行浸渍;
- (3) 将浸渍物分散于挥发性液体载体中进行浸渍,然后使液体挥发;
- (4) 使浸渍物气化后浸渍。

浸渍物不但起润滑作用,还可增加基体的强度。

#### 4.4 镶嵌轴承<sup>[23]</sup>

在轴承基体金属摩擦面上,开出排列有序、大小适当的孔穴或槽,嵌入成形的固体润滑剂,构成镶嵌轴承,它的特点是承载能力高、工作寿命长。虽然它的摩擦系数高于烧结轴承,但磨损率却低一个数量级。

用作镶嵌轴承的基体金属有:铸铁、不锈钢、黄铜和铅锡合金等。镶嵌的固体润滑剂主要是石墨和聚四氟乙烯。

嵌入的固体润滑剂,其摩擦表面面积应占轴承全部摩擦面积的30%左右,常用排列形式见图7-5-15。

## 第6章 气体润滑轴承

用气体作润滑剂,由气膜将轴颈与轴瓦分开,使轴颈在轴瓦中无接触地旋转或呈悬浮状态,这种轴承称为气体润滑轴承。润滑气体常用氢、氦、氖、水蒸气和空气等,用得最多的是空气,这时也称为空气轴承。

气体粘度低,粘度随温度变化小,化学稳定性好。因此,气体润滑轴承具有摩擦小、精度高、温升低、寿命长,适应高速,能耐高温、低温及原子辐射,对主机和环境无污染等优点。但承载力小、刚度低、稳定性差,对工作条件要求苛刻;动压气体轴承要求材料抗咬粘、耐磨;静压气体轴承需要有严格过滤的稳压气源,这是气体轴承的不足之处,应用受到限制。近年来,动静压混合气体轴承在高速领域里广为采用,是气体轴承今后发展和应用的主要类型。

### 1 气体动压轴承

气体动压轴承与液体动压轴承的支承原理相同,只是气体可压缩,故前者为可压缩流体润滑轴承,而后者为不可压缩流体润滑轴承。

气体压力与密度的关系为<sup>[24]</sup>

$$p\rho^{-n} = \text{常数} \quad (7-6-1)$$

式中  $n$ ——多变指数,若为等温过程,则 $n=1$ ,若为绝热过程, $n=\kappa=c_p/c_v$ , $\kappa$ 称为等熵指数,对空气、氧、氮等双原子分子气体, $\kappa=c_p/c_v=1.401$ ,对氢、氦等单原子分子气体, $\kappa=1.67$ 。

气体润滑的基本方程仍是雷诺方程,将压力 $p$ 、气膜厚度 $h$ 和坐标无量纲化,即令

$$\bar{p} = p/p_a$$

$$\bar{h} = h/c$$

$$\bar{x} = x/R$$

$$\bar{z} = 2z/B$$

$$\bar{t} = t\tau$$

- 式中  $p_a$ ——环境压力;  
 $c$ ——轴承半径间隙;  
 $R$ ——轴承半径;  
 $B$ ——轴承宽度;  
 $\nu$ ——轴横向振动频率。

于是,雷诺方程的无量纲形式是<sup>[24]</sup>

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left( \bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) + \left( \frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) \\ & = \Lambda \frac{\partial}{\partial \bar{x}} (\bar{p} \bar{h}) + \sigma \frac{\partial}{\partial \bar{x}} (\bar{p} \bar{h}) \end{aligned} \quad (7-6-2)$$

$$\Lambda = \frac{12\pi\eta n}{p_a \phi^2}$$

$$\sigma = \frac{12\eta\nu}{p_a \phi^2}$$

- 式中  $D$ ——轴承直径;  
 $\eta$ ——气体粘度;  
 $n$ ——轴颈转速;  
 $\phi$ ——相对间隙( $=c/R$ )。

$\Lambda$ 称为压缩数, $\sigma$ 称为挤压数。当 $\Lambda < 1$ 时,可压缩性影响甚微,气体润滑与液体润滑相同。当 $\sigma > 10$ 时,挤压效应起主要作用,这时称作挤压膜轴承。

由方程(7-6-2)看出,气体动压轴承的承载能力



主要来自因间隙(膜厚)、速度和密度变化而产生的楔形效应、挤压效应和密度效应。

气体动压轴承的分类、材料及主要用途见表 7-6

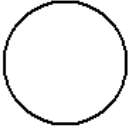
-1。

表 7-6-1 气体动压轴承分类、材料及主要用途

	径向轴承	推力轴承	球面轴承	锥面轴承
普通型				
阶梯型				
螺旋槽型				
人字槽型				
可倾瓦型				



(续)

	径向轴承	止推轴承	球面轴承	锥面轴承
轴承材料	1. 硬质合金: WC+Co, TiC+WC+Co 2. 金属陶瓷: Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> +Cr, TiC+Cr+Mo+Ni 3. 精细陶瓷: SiC, Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , ZrO, SiN 4. 铁基粉末冶金: Fe+石墨, Fe+Cu+石墨 5. 钢: GCr15, 9Cr18, W18Cr4V		6. 烧结碳化硼、碳硅硼 7. 钛合金, 铍合金, 铍 8. 钢表面渗氮、镀铬、渗硅 9. 钢表面喷涂 Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , ZrO, TiC, SiC, WC, SiN 10. 铝表面磁质阳极化	
主要应用	1. 惯导陀螺电机轴承 2. 小型低温涡轮膨胀机轴承 3. 录象机轴承 4. 高速旋子轴承 5. 电子计算机高速磁头			

### 1.1 径向轴承

气体动压径向轴承的结构类型见表 7.6-1。其稳态性能包括: 承载能力  $F$ 、刚度  $K$ 、摩擦力矩  $T$  和偏位角  $\phi$ , 动态性能包括: 刚度系数  $K_d$ 、阻尼系数  $d_d$  和涡动起始转速 (失稳转速)  $n_m$ 。

决定轴承性能的主要参数是压缩数  $A$ 、宽径比  $B/D$  和偏心率  $\epsilon$ 。压缩数  $A$  反映了轴承转速  $n$ 、润滑气体的粘度  $\eta$ 、工作环境压力  $p_0$  及轴承相对间隙  $\psi$  对轴承性能的影响。气体动压径向轴承几何参数的取值范围见表 7.6-2。

表 7.6-2 几何参数

几何参数	$B/D$	$\psi$	$\epsilon$	
			工作状态	极限状态
取值范围	0.5~2.0	$(0.2\sim1.0)\times 10^{-3}$	0.1~0.6	0.7~0.9

实用中以螺旋槽 (或人字槽) 和可倾瓦两种结构形式居多。

#### 1.1.1 螺旋槽型径向轴承

螺旋槽有单向和双向两种, 双向的称为人字槽轴承。这种轴承由于泵唧作用, 故承载能力高, 且功耗低, 高速稳定性好。与同样尺寸无槽轴承比较, 承载能力高 2.5~25 倍, 功耗减少 10%~20%。

螺旋槽或人字槽轴承, 槽的螺旋角方向需按轴的转向确定, 使轴旋转时将气体泵向轴承中部, 故轴一般只能单向旋转 (图 7.6-1)。双向旋转人字槽轴承 (图 7.6-2) 则可正反两个方向旋转。

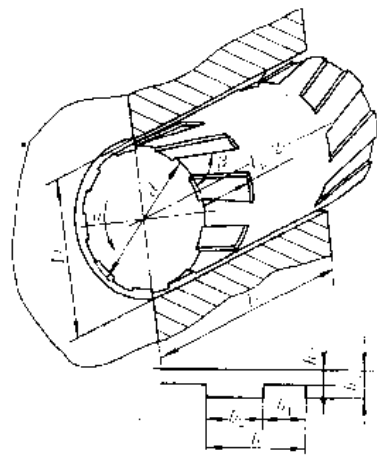


图 7.6-1 人字槽轴承

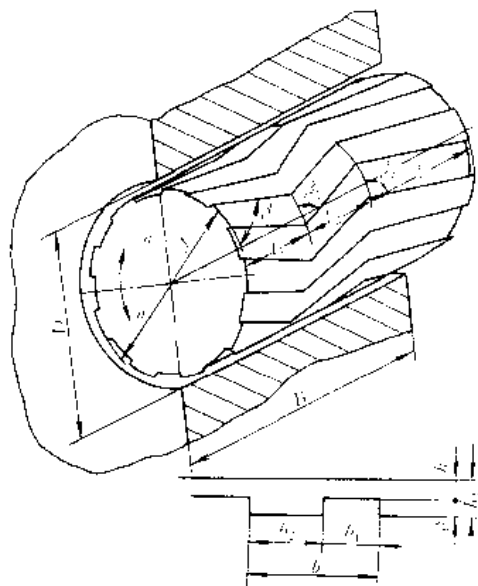


图 7.6-2 双向旋转人字槽轴承



1. 槽结构参数 螺旋槽径向轴承推荐的槽结构参数:螺旋角、槽深、槽宽、槽长,见表7·6-3。  
人字槽径向轴承的上述槽结构参数的最佳值见表7·6-4。

表 7·6-3 螺旋槽径向轴承槽结构参数推荐值

槽结构参数	最大承载力		最大稳定性		超高速工作
	槽面旋转	非槽面旋转	槽面旋转	非槽面旋转	
螺旋角 $\beta$	23°~24°	27°~28°	20°~50°	21°~32°	34°
槽宽系数 $\bar{b}$	0.35~0.45	0.40~0.50	0.60	0.47~0.53	0.67
槽长系数 $\bar{l}$	0.5~0.6	0.70~0.85	1.0	0.5~0.7	—
槽深系数 $a$ (间隙比)	2.6	2.6~2.8	3.0~4.0	2.2~2.5	2.43

备注  $a=h_1/h_2, \bar{b}=b_1/b, \bar{l}=l_2/B, l_g$  见图 7·6-1,  $h_1, h_2, b_1, b, B$  见图 7·6-2,  $h_2=c$

表 7·6-4 人字槽径向轴承槽结构参数最佳值<sup>[36]</sup>

$B/D$	参数	$\Lambda$									
		槽面旋转					非槽面旋转				
		10	20	40	80	160	10	20	40	80	160
$\frac{1}{2}$	$a$	2.241	2.317	2.454	2.567	2.617	2.205	2.288	2.485	2.721	2.950
	$\bar{b}$	0.358	0.380	0.442	0.455	0.425	0.381	0.424	0.497	0.533	0.533
	$\bar{l}$	0.746	0.625	0.548	0.515	0.533	0.848	0.817	0.815	0.833	0.858
	$\beta$	22.8°	22.7°	23.3°	23.9°	23.8°	24.1°	25.5°	26.6°	26.8°	25.6°
	$\frac{\bar{F}_r}{\Delta \epsilon}$	0.736	1.295	1.985	2.913	4.482	0.754	1.390	2.319	3.792	6.438
1	$a$	2.294	2.486	2.587	2.616	2.630	2.113	2.338	2.557	2.723	2.828
	$\bar{b}$	0.295	0.382	0.391	0.372	0.363	0.301	0.410	0.452	0.464	0.450
	$\bar{l}$	0.421	0.440	0.478	0.550	0.603	0.575	0.690	0.768	0.811	0.833
	$\beta$	23.4°	23.8°	23.7°	23.2°	22.6°	28.7°	30.3°	29.7°	28.4°	27.4°
	$\frac{\bar{F}_r}{\Delta \epsilon}$	1.334	1.876	2.691	4.229	7.367	1.363	2.061	3.264	5.567	10.150
2	$a$	2.404	2.503	2.566	2.624	2.661	2.218	2.389	2.501	2.565	2.602
	$\bar{b}$	0.353	0.357	0.355	0.363	0.370	0.363	0.402	0.416	0.422	0.426
	$\bar{l}$	0.395	0.497	0.579	0.611	0.621	0.549	0.629	0.676	0.703	0.715
	$\beta$	25.8°	24.6°	23.5°	22.7°	22.3°	32.8°	31.6°	30.3°	29.4°	28.9°
	$\frac{\bar{F}_r}{\Delta \epsilon}$	1.792	2.580	4.172	7.417	13.950	1.906	2.946	4.976	9.020	17.110

备注  $\bar{F}_r = F_r / (\rho_a BD)$ ,  $F_r$ —人字槽轴承载荷,  $\epsilon$ —偏心率

两种径向轴承的槽数  $Z$  由下式近似确定:

$$\frac{\Lambda}{Z} \leq \frac{[(1-\bar{b})a^3 + \bar{b}][a^3 + \bar{b}(1-\bar{b})(a^2-1)^2 \sin^2 \beta]}{2\pi[a^3 + \bar{b}(1-\bar{b})(a^2-1)^2] \bar{b}(a-1)(1-\bar{b}) \sin^2 \beta}$$

一般  $\Lambda/Z \leq 5.5 \sim 8$ , 故通常取  $Z \geq \Lambda/5$ 。

可双向旋转之人字槽径向轴承推荐的槽结构参数见表 7·6-5。

2. 稳态性能计算<sup>[37]</sup>

a. 承载能力 螺旋槽径向轴承的承载能力,按最



表 7-6-5 双向旋转人字槽径向轴承的槽结构参数<sup>[36]</sup>

状态	槽结构参数				
	$\bar{b}$	$a$	$\beta_1, \beta_3$	$\beta_2$	$\bar{l}$
槽面旋转	0.5	1.05~1.30	148°~160°	35°~43°	0.33
非槽面旋转	0.5	1.05~1.25	21°~31°	135°~143°	0.33

大承载能力设计时,其载荷系数

$$\bar{F}_l = \frac{F}{p_s BD} = \begin{cases} \left\{ \begin{array}{l} (1+0.040 \frac{B}{D} \Lambda) \epsilon \quad (B/D \geq 1) \\ (0.7+0.056 \frac{B}{D} \Lambda) \epsilon \quad (B/D < 1) \end{array} \right\} \text{槽面旋转} \\ \left\{ \begin{array}{l} (1+0.055 \frac{B}{D} \Lambda) \epsilon \quad (B/D \geq 1) \\ (0.7+0.072 \frac{B}{D} \Lambda) \epsilon \quad (B/D < 1) \end{array} \right\} \text{非槽面旋转} \end{cases} \quad (7-6-3)$$

按最大稳定性设计时,其承载能力  $F_l (= \bar{F}_l p_s BD)$  要低于按最大承载力设计时的值,约为

$$\bar{F}_l = \begin{cases} (0.23 \sim 0.50) \bar{F}_l & \text{槽面旋转} \\ (0.70 \sim 0.80) \bar{F}_l & \text{非槽面旋转} \end{cases} \quad (7-6-4)$$

人字槽径向轴承的承载能力可由表 7-6-4 查出  $\left(\frac{\bar{F}_l}{\Lambda \epsilon}\right)$  后,用下式计算:

$$\bar{F}_l = \frac{F_l}{p_s BD} = \left(\frac{\bar{F}_l}{\Lambda \epsilon}\right) \Lambda \epsilon$$

双向旋转人字槽径向轴承的承载能力约为单向旋转人字槽径向轴承承载能力的 70%。

由上式和表可以看出:非槽面旋转时轴承的承载能力要大于槽面旋转时的承载能力;人字槽径向轴承的承载能力比螺旋槽径向轴承高得多。

b. 刚度 螺旋槽径向轴承的刚度系数

$$\bar{K} = \frac{K_c}{p_s BD} = \begin{cases} 0.35\Lambda^{0.6} + 0.045\Lambda(B/D-1) & 5 \leq \Lambda < 40 \\ (0.048 + 0.044B/D)\Lambda - 0.00025\Lambda^2 & 40 \leq \Lambda \leq 100 \end{cases} \quad (7-6-5)$$

c. 摩擦转矩 无槽光滑柱面径向轴承的摩擦转矩系数

$$\bar{T} = \frac{T_c}{\eta_m D^3 B} \approx 4.93$$

螺旋槽径向轴承的摩擦转矩系数

$$\bar{T} = \frac{T_c}{\eta_m D^3 B} = 4.44 \quad (7-6-6)$$

显然,螺旋槽径向轴承的摩擦功耗约为同样尺寸无槽轴承的 90%。

d. 偏位角 螺旋槽径向轴承的偏位角

$$\phi = \begin{cases} 43 - (6.625 - 0.3125\Lambda)(\Lambda - 2) & 2 \leq \Lambda < 10 \\ (B/D)^{-2} \arctan\left(\frac{3.6}{\Lambda} - 0.085\right) + 9.6|B/D - 1|^{0.6} & 10 \leq \Lambda < 40 \\ 1 + 9 \times |B/D - 1|^{0.5} & 40 \leq \Lambda < 100 \end{cases} \quad (7-6-7)$$

3. 稳定性校核 转子轴线相对轴承中心的运动称为涡动,气体动压轴承一般都在涡动状态下工作。气体动压径向轴承涡动的类型见表 7-6-6。

表 7-6-6 气体动压径向轴承涡动的类型

涡动类型		特 性	
按频率分	同频涡动	涡动由动不平衡引起,频率等于转速。转速与转子系统一阶临界转速相等时,涡动出现共振,振幅急剧加大,当转速超过一阶临界转速后,共振消失。它是一种强迫振动,在润滑膜的阻尼作用下常可安全通过	
	半频涡动	频率等于转速的一半	涡动由润滑流体的切向附加力引起,当涡动频率与转子系统临界频率相等时,产生共振,谓之涡动不稳定。它是一种自激振动
	分频涡动	频率等于转速的 $1/n$ , $n=3 \sim 7$	
按轨迹面分	柱面涡动	转子轴线涡动的轨迹面是柱面,通常以圆柱面居多	
	锥面涡动	转子轴线涡动的轨迹面是一对顶锥面,通常以对顶圆锥面最常见	
	复合涡动	转子轴线涡动的轨迹面是柱面和锥面合成的复合曲面	

若涡动时转子系统的惯性离心力能与气膜作用力平衡,则这时的涡动是稳定的,否则,涡动就不稳定,振幅愈来愈大,谓之涡动失稳。开始出现涡动不稳定

(失稳)时的转速称为失稳转速,或称为涡动初始速度。

对两个气体动压径向轴承支承的轴,分为四种类



型：刚性支座、刚性轴；刚性支座、挠性轴；弹性支座、刚性轴；弹性支座、挠性轴。生产中常用的多属第一种类型。两个刚性支座气体动压径向轴承支承的刚性轴，柱面涡动和锥面涡动的横向自振频率（临界转速）为

$$n_{cr1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2K}{m}} \quad \text{柱面涡动} \quad (7\cdot6-8)$$

$$n_{cr2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{lK}{2I}} \quad \text{锥面涡动}$$

式中  $K$ ——轴承刚度；  
 $m$ ——转子质量；  
 $l$ ——两轴承中心间的距离；  
 $I$ ——转子的横向转动惯量。

当  $n_{cr1} < n_{cr2}$  时先出现柱面涡动，当  $n_{cr1} > n_{cr2}$  时先出现锥面涡动。

根据运动稳定性理论，具有刚性支座之气体动压径向轴承支承的刚性转子系统，其失稳转速  $n_{th}$  与临界转速  $n_{cr}$  之间存在下述关系：

$$n_{th} = \bar{D} \cdot \min \{n_{cr1}, n_{cr2}\} \quad (7\cdot6-9)$$

式中  $\bar{D}$ ——涡动比。

对于半频涡动， $\bar{D}=2$ 。随着轴承几何参数和运转参数的变化， $\bar{D}$  通常为 3~7。

### 1.1.2 可倾瓦块型径向轴承<sup>[38]</sup>

可倾瓦块型气体动压径向轴承又称支瓦型气体动压径向轴承，其高速稳定性最佳，但其结构较复杂，制造也较为困难，多半只用作高速及超高速径向轴承。它们的结构型式见图 7.6-3。

一般以 3 瓦、4 瓦和 5 瓦结构应用最多。按瓦的支承型式分为刚性支承和弹性支承可倾瓦块轴承两类。

决定可倾瓦块径向气体动压轴承性能的结构参数及其推荐值见表 7.6-7，符号见图 7.6-4。

和液体润滑可倾瓦块径向轴承一样，按载荷指向

两瓦块支点之间布置可倾瓦块较好。

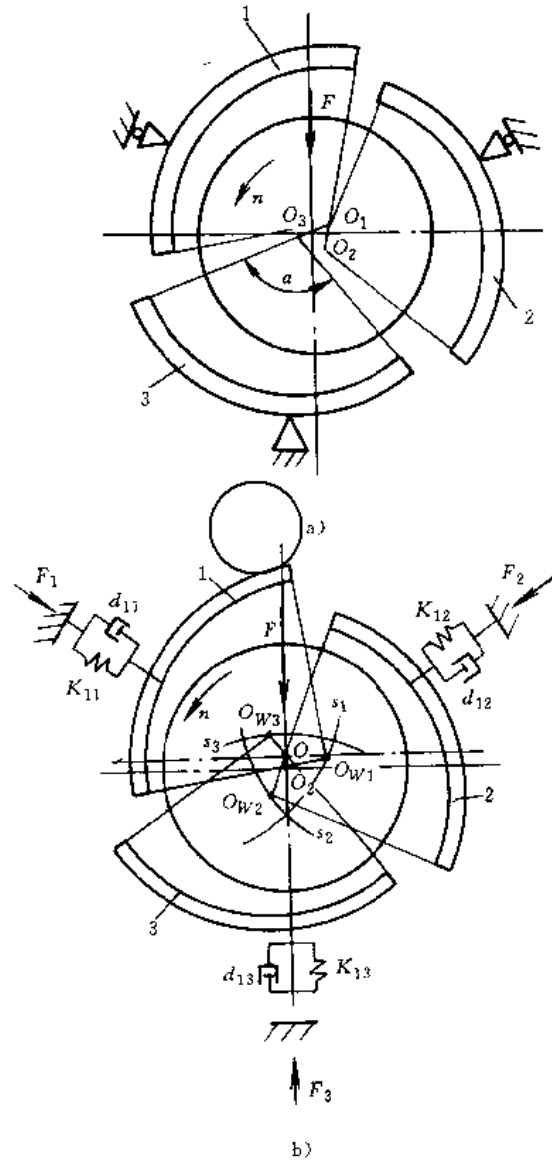


图 7.6-3 可倾瓦块型气体径向轴承  
 a) 刚性支承式 b) 弹性支承式

表 7.6-7 可倾瓦块径向轴承的结构参数

结构参数	推荐值	取值说明
瓦块数 $Z$	3、4、5	
瓦块包角 $\alpha$	$(1.5 \sim 1.7) \pi / Z$	速度高者取小值
瓦块长宽比 $L/B$	1.0	
支点位置 $\alpha_p/a$	0.6~0.7	一般取 0.65，载荷大时取 0.7
相对间隙 $\phi=c/r$	$(1 \sim 2) \times 10^{-3}$	直径小者取大值，反之取小值
间隙比 $c_a/c$	0.5~0.7	一般取 0.6，高速时因发热膨胀而间隙减小者取 0.7，反之取 0.5
瓦厚比 $2\delta_p/d$	0.37	

注： $c=R-r$ ， $c_a$ —安装间隙。



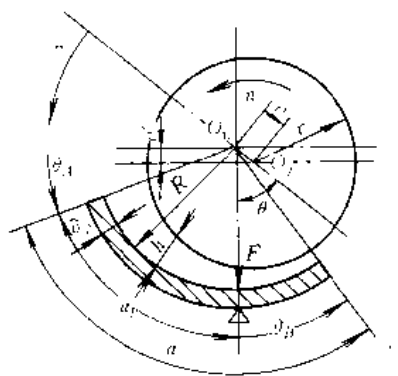


图 7-6-1 可倾瓦块尺寸

已知瓦块上载荷时，可按下式估算轴颈直径：

$$d \geq (0.53 \sim 0.60) \sqrt{ZF_p / p_a} \quad (7-6-10) \quad 7-6-5.$$

式中  $F_p$  受力最大瓦块上的载荷。

### 1.2 止推轴承<sup>[39]</sup>

气体动压止推轴承主要用于轴肩支承，故多为环形平面止推轴承。按轴瓦瓦面结构分为阶梯面、螺旋槽和可倾瓦块几种。圆平板与矩形平板止推轴承应用极少。

#### 1.2.1 螺旋槽止推轴承

螺旋槽止推轴承在环形瓦面上制有螺旋槽，根据螺旋槽的结构，分为泵入型、泵出型和入字槽型。见图

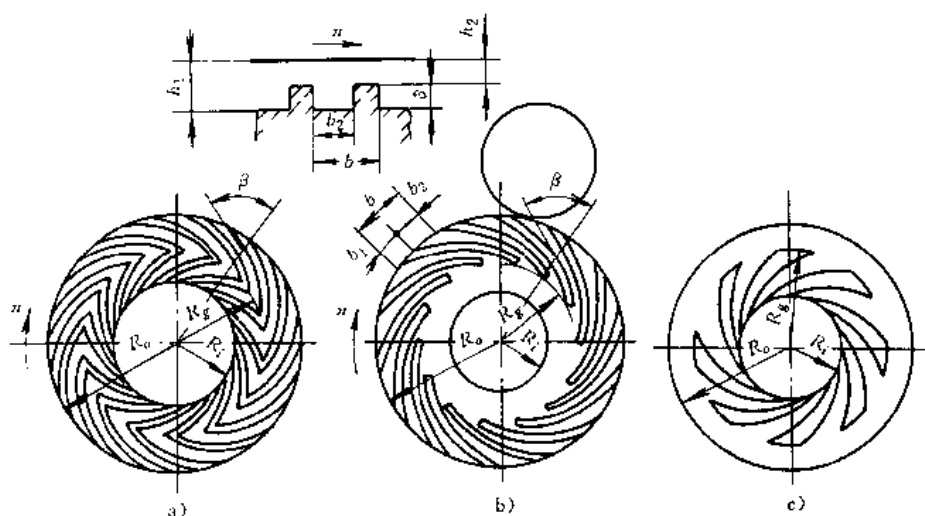


图 7-6-5 螺旋槽止推轴承

a) 入字槽型 b) 泵入型 c) 泵出型

止推环与轴肩联接处若与环境压力沟通，称为开式螺旋槽止推轴承，反之称为闭式轴承。由于螺旋槽有方向性，所以这种轴承只能按预定的方向转动。

1. 泵入型螺旋槽止推轴承 这种轴承最大承载能力的槽结构参数及稳态性能见表 7-6-8。实际轴承的稳态性能可以按下式近似计算：

$$\left. \begin{aligned} F &= \frac{\pi p_a (R_o^2 - R_i^2) \bar{F}_o}{K_g S_f} \\ K &= \frac{\pi p_a (R_o^2 - R_i^2) \bar{K}_o}{K_g S_f h} \\ q_v &= \frac{\pi p_a h_o^2}{3\eta} q_v \\ T &= \frac{\pi p_a h_o}{6} (R_o^2 - R_i^2) \Lambda_o \bar{T} \\ \Lambda_o &= \frac{6\pi n \eta (R_o^2 - R_i^2)}{p_a h_o^2} \end{aligned} \right\} (7-6-11)$$

式中  $\bar{F}_o$  槽数  $Z = \infty$  时的载荷系数；  
 $K_g$  沟槽系数（按图 7-6-6 选取）；

$\bar{K}_o$  槽数  $Z = \infty$  时的刚度系数；

$S_f$  安全系数，一般取  $S_f = 1.5$ ；

$\Lambda_o$  螺旋槽止推轴承压缩数。

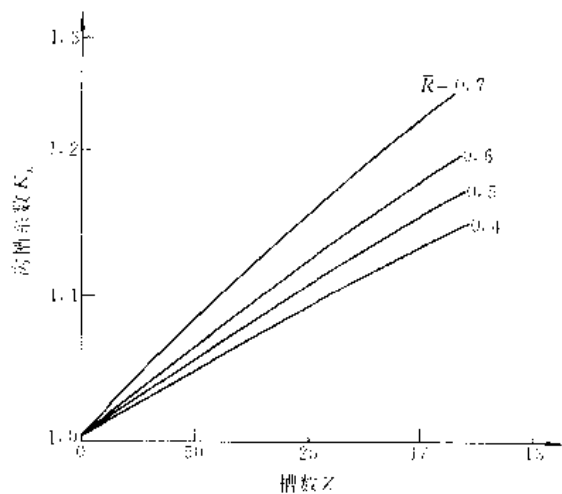


图 7-6-6 沟槽系数  $K_g$



表 7-6-8 泵入型螺旋槽止推轴承参数及性能

$\Lambda_0$	$\bar{R}$	$\beta$	$\bar{b}$	$a$	$\bar{l}$	$\bar{F}_c$	$\bar{K}_c$	$\bar{T}$	$\bar{q}_v$
2.0	0.4	72.5°	0.60	4.00	0.725	0.0581	0.114	0.601	0.166
	0.5	72.5°	0.61	4.04	0.740	0.0547	0.109	0.697	0.236
	0.6	72.3°	0.62	4.04	0.725	0.0518	0.103	0.706	0.310
	0.7	71.9°	0.64	4.04	0.733	0.0493	0.099	0.707	0.462
25	0.4	73.0°	0.61	3.96	0.701	0.725	1.449	0.699	3.103
	0.5	72.7°	0.61	3.98	0.695	0.682	1.362	0.707	4.008
	0.6	72.1°	0.63	4.41	0.689	0.644	1.263	0.720	5.331
	0.7	71.6°	0.64	4.08	0.692	0.612	1.191	0.725	7.612
50	0.4	72.6°	0.61	3.99	0.673	1.434	2.781	0.700	7.935
	0.5	72.3°	0.62	4.03	0.669	1.346	2.601	0.714	10.145
	0.6	72.2°	0.62	4.02	0.664	1.271	2.482	0.728	13.290
	0.7	71.7°	0.64	4.05	0.667	1.207	2.343	0.732	18.700
100	0.4	72.8°	0.61	3.96	0.638	2.800	5.443	0.719	21.750
	0.5	72.1°	0.63	4.02	0.638	2.625	4.997	0.727	27.645
	0.6	71.6°	0.64	4.05	0.632	2.474	4.663	0.730	35.426
	0.7	71.5°	0.64	4.06	0.632	2.344	4.453	0.742	49.263

注:  $\bar{R}=R_1/R_0$ ;  $\bar{b}=b_2/h_2$ ;  $a=h_1/h_2$ ;  $\bar{l}=(R_0-R_g)/(R_0-R_i)$ 。

当轴承槽结构参数偏离最佳值的偏差如表 7-6-9 中范围时, 其承载能力的偏差约为 10%<sup>[40]</sup>。

表 7-6-9 槽结构参数偏差范围

槽结构参数	$\beta$	$a$	$\bar{l}$	$\bar{b}$
偏差范围	-6.5°~ +8.5°	-0.9~ +1.2	-0.14~ +0.10	57%~ 143%

2. 其他螺旋槽止推轴承<sup>[39]</sup> 其他螺旋槽止推轴承的槽结构参数推荐值见表 7-6-10, 其稳态性能可按

表 7-6-10 螺旋槽止推轴承槽结构参数

结构参数	泵入型	泵出型	人字槽型	
	最大刚度	最大承载	最大承载	最大刚度
螺旋角 $\beta$	72.2°	70.5°	74.5°	75°
槽宽系数 $\bar{b}$	0.65	0.69	0.5	0.5
槽长系数 $\bar{l}$	0.72	0.75	0.5	1.0
槽深系数 $a$	3.25	4.22	3.61	2.93
内外径比 $\bar{R}$	0.4~0.7			
槽数 $Z$	$Z \geq \frac{10\pi\bar{b}}{l \tan\beta} \frac{1+\bar{R}}{1-\bar{R}}$			
备注	$\bar{b}=b_1/b$ , $\bar{l}=(R_0-R_g)/(R_0-R_i)$ 泵入型; $\bar{l}=(R_g-R_i)/(R_0-R_i)$ 泵出型 $\bar{l}=[(R_0-R_{g0})+(R_g-R_i)]/(R_0-R_i)$ 人字槽型, $a=h_1/h_2$ , $\bar{R}=R_1/R_0$			

下式近似计算:

承载能力

$$F = \bar{F} p_a \pi (R_0^2 - R_i^2)$$

$$\bar{F} = \begin{cases} 0.0255\Lambda_0 & \text{最大承载} \\ 0.0215\Lambda_0 & \text{最大刚度} \end{cases} \quad (7-6-12)$$

刚度

$$K = \bar{K} \pi R_0^2 p_a / h_0$$

$$\bar{K} = \begin{cases} 0.0076\Lambda_0^{1.03} e^{-\frac{2.66}{Z}} & \text{开式} \\ 0.0102\Lambda_0 e^{-\frac{2.68}{Z}} & \text{闭式} \end{cases} \quad (7-6-13)$$

摩擦转矩

$$T = \bar{T} \pi^2 \eta n (R_0^4 - R_i^4) / h_0$$

$$\bar{T} = \begin{cases} 0.319(\bar{R}+1)^2 / (\bar{R}^2+1) & \text{最大承载} \\ 0.337(\bar{R}+1)^2 / (\bar{R}^2+1) & \text{最大刚度} \end{cases} \quad (7-6-14)$$

3. 涡动稳定性 止推轴承压缩数  $\Lambda_0$  愈大, 愈容易出现涡动不稳定。在内外径比  $\bar{R}=0.4\sim 0.7$  的范围内, 当  $\Lambda_0 > 7$  时就可能出现涡动不稳定性。提高涡动稳定性的最有效途径是减小槽长系数。泵入、泵出型止推轴承在不同  $\Lambda_0$  下保证涡动稳定性的槽长系数见图 7-6-7。





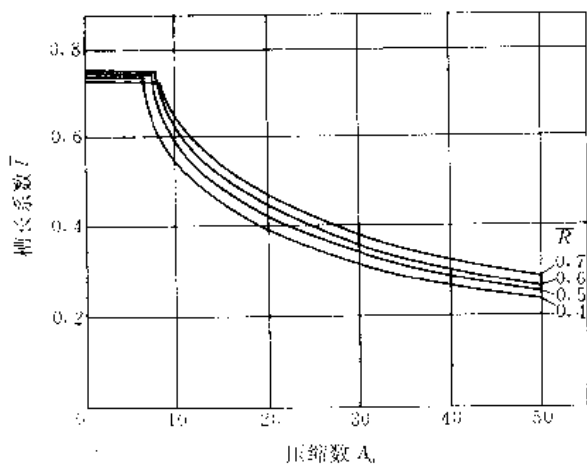


图 7-6-7 考虑稳定性的槽长系数

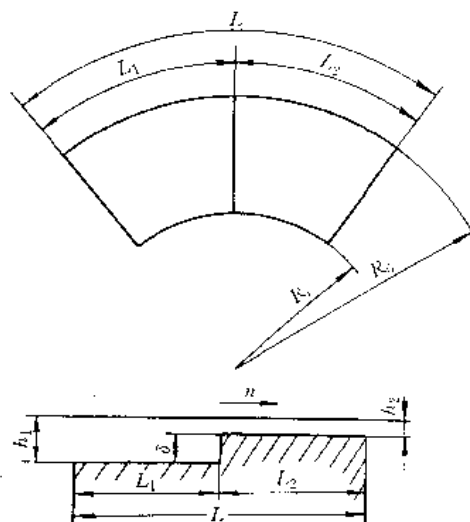


图 7-6-8 阶梯面止推轴承

1.2.2 阶梯面止推轴承

扇形阶梯环面止推轴承见图 7-6-8，与螺旋槽止推轴承相比，工艺性要好得多。实用中它还有些变形结构，图 7-6-9 是袋状阶梯扇形瓦。

在不同压缩数  $A_c$ 、不同内外径比  $\bar{R} (=R_1/R_2)$  和最佳间隙比（又称压缩比） $a=h_1/h_2=2$ （按最大承载能力）时，轴承的最佳瓦数  $Z$ 、最佳瓦长比  $L_1/L$  和载荷系数  $\bar{F}$  见表 7-6-11。

表 7-6-11 阶梯面止推轴承的瓦数、瓦长比和载荷系数

$A_c$	参数	$\bar{R}$							
		0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.75	0.80
10	$Z$	4	5	6	8	11	15	18	23
	$L_1/L$	0.45	0.45	0.46	0.48	0.49	0.50	0.51	0.53
	$\bar{F}$	0.064	0.059	0.053	0.046	0.038	0.029	0.024	0.019
20	$Z$	4	5	6	7	10	14	17	21
	$L_1/L$	0.39	0.39	0.39	0.39	0.42	0.45	0.46	0.48
	$\bar{F}$	0.141	0.131	0.119	0.103	0.084	0.063	0.052	0.041
40	$Z$	3	4	5	7	9	12	15	19
	$L_1/L$	0.26	0.29	0.31	0.33	0.36	0.36	0.37	0.40
	$\bar{F}$	0.286	0.270	0.248	0.219	0.184	0.141	0.116	0.091
80	$Z$	3	4	5	6	8	11	13	17
	$L_1/L$	0.16	0.20	0.23	0.23	0.25	0.28	0.28	0.31
	$\bar{F}$	0.470	0.457	0.431	0.397	0.349	0.284	0.243	0.195
160	$Z$	3	4	5	6	7	9	11	14
	$L_1/L$	0.10	0.12	0.14	0.14	0.17	0.17	0.19	0.22
	$\bar{F}$	0.638	0.622	0.602	0.572	0.530	0.466	0.421	0.363

注： $A_c = \frac{12\pi\eta n R_0^2}{p_0 h^3}$ ,  $\bar{F} = \frac{F}{\pi p_s (R_0^2 - R_1^2)}$

1.3 组合轴承

气体动压组合轴承同时具有径向轴承和止推轴承的作用，且径向和轴向的承载能力相互关联。组合轴承结构简单，能同时承受径向和轴向两个方向的载荷，且

易于实现径向和轴向等刚度。属于组合轴承的有：H形轴承、球面轴承、锥面轴承。

1.3.1 H形轴承<sup>[37]</sup>

H形轴承的结构型式分为封闭式和中间通气式



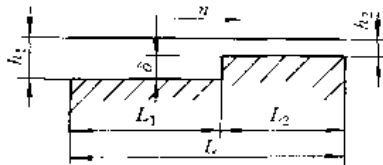
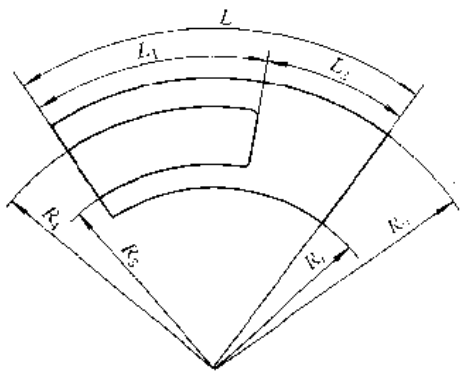


图 7-6-9 袋状阶梯扇形瓦

(图 7-6-10)。止推轴承一般采用泵入型螺旋槽，槽结构参数建议取为： $\beta=73.5^\circ\sim 74^\circ$ 、 $\bar{b}=0.56\sim 0.62$ 、 $a=2.9\sim 3.1$ 、 $\bar{l}=0.78\sim 0.88$ 。径向轴承的槽结构参数见表 7-6-3。

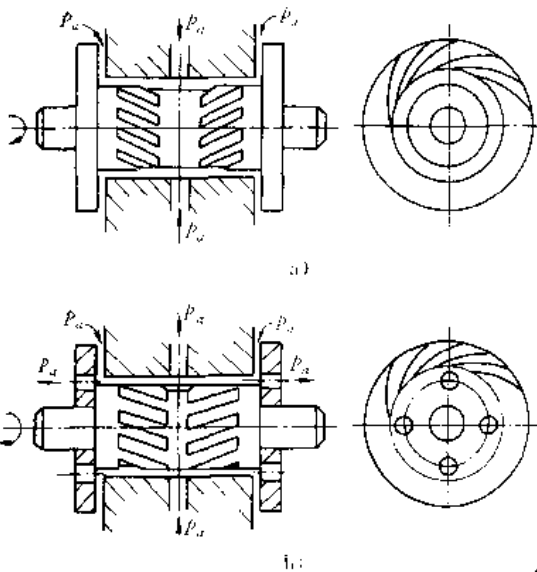


图 7-6-10 H形轴承结构图  
a) 封闭式 b) 中间通气式

当径向与止推轴承取相同的间隙(即  $e=h_0$ )，并要求轴承径向和轴向具有等刚度时，在  $0.7 \gg \bar{R} \geq 0.4$ 、 $100 > A_H > 10$  的条件下，封闭式 H 形轴承径向轴承宽径比  $B/D$  应由下式确定：

$$B/D = 3.2 - 7.25 (\bar{R} - 0.45)^{0.7} - \left[ 0.297 + \frac{0.0061}{\bar{R} - 0.44} \right] e^{-\frac{A_H}{29}} \quad (7-6-15)$$

$$A_H = \frac{12\pi\eta n}{p_0} \left( \frac{R_0}{h_0} \right)^2$$

这时，封闭式 H 形轴承的刚度为

$$K = \frac{\bar{K}\pi p_0 R_0^3 (1 - \bar{R}^2)}{h_0}$$

$$\bar{K} = 0.122 \frac{(1 - 1.2\bar{R} - 2.08 \times 10^{-4} A_H) A_H}{1 - \bar{R}^2} \quad (7-6-16)$$

摩擦转矩为

$$T = 15.8\eta n (R_0^4 - R_c^4 + 0.25BD^3) / h_0$$

### 1.3.2 球面轴承

球面轴承分半球面和整球面两种，一般在凸球面上开螺旋槽、人字槽或浅腔。图 7-6-11 是半球面轴承示意图，图 7-6-12 是整球面轴承示意图。

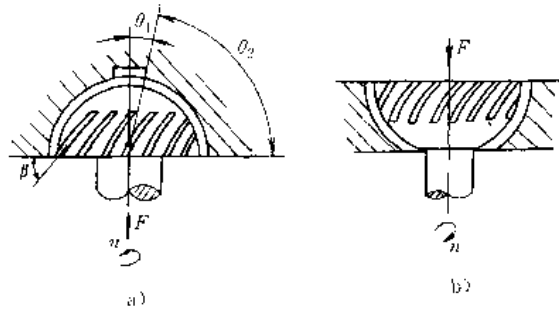


图 7-6-11 半球面轴承

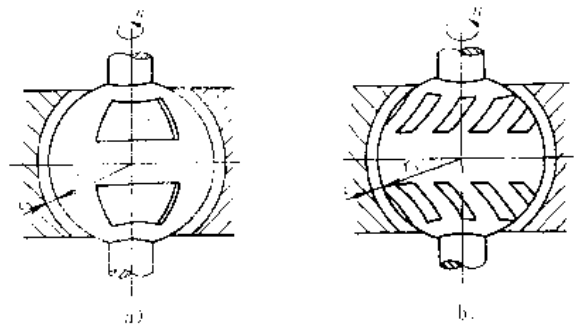


图 7-6-12 整球面轴承

螺旋槽结构半球面轴承最大承载时的槽结构参数见表 7-6-12，这时，轴承性能可按下式计算：

表 7-6-12 半球面轴承槽结构参数

Z	5	10	15	30
$\beta$	12.0°	13.7°	14.3°	15.0°
$\bar{b}$	0.46	0.48	0.49	0.49
a	4.23	3.94	3.86	3.78
备注	$\theta_1 = 0$		$\theta_2 = \pi/2$	



承载能力

$$F = \bar{F} p_s \pi R_s^2$$

$$\bar{F} = 0.096 \Lambda_s^{0.759} \varepsilon$$

$$\Lambda_s = \frac{12\pi\eta n}{p_s} \left( \frac{R_s}{h_0} \right)^2$$
(7-6-17)

刚度

$$K = \bar{K} p_s \pi R_s^2 / h_0$$

$$\bar{K} = 0.096 \Lambda_s^{0.768} \quad 10 \leq \Lambda_s \leq 100$$
(7-6-18)

摩擦转矩

$$T = 1.97\eta n \pi^2 R_s^4 / h_0 \quad (7-6-19)$$

螺旋槽结构整球面轴承的槽结构参数可参考表 7-6-13 选取。

表 7-6-13 整球面轴承的槽结构参数

参数	泵出型		泵入型
	非槽面旋转	槽面旋转	非槽面旋转
$\beta$	72°	45°	45°
$\bar{b}$	0.5	0.5	0.5
$a$	3.4~3.6	2.0	2.15~2.8

### 1-3-3 锥面轴承

锥面气体动压轴承多采用对顶结构，见图 7-6-13，分为正锥（图 7-6-13a）和反锥（图 7-6-13b）两种。轴承工作面一般开有螺旋槽或浅腔，见图 7-6-14。螺旋槽型轴承的槽结构参数可参考表 7-6-14 选取。

锥面轴承的锥半角  $\gamma$  和宽径比  $\bar{B}$  两参数对轴承刚度的影响很大，锥角增加，轴向刚度增大，径向刚度减小；而宽径比增加，径向刚度明显上升，见图 7-6-15、图 7-6-16。

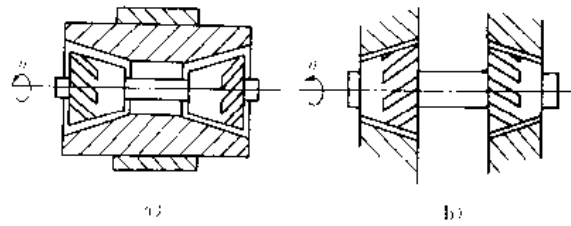


图 7-6-13 锥面轴承  
a) 正锥式 b) 反锥式

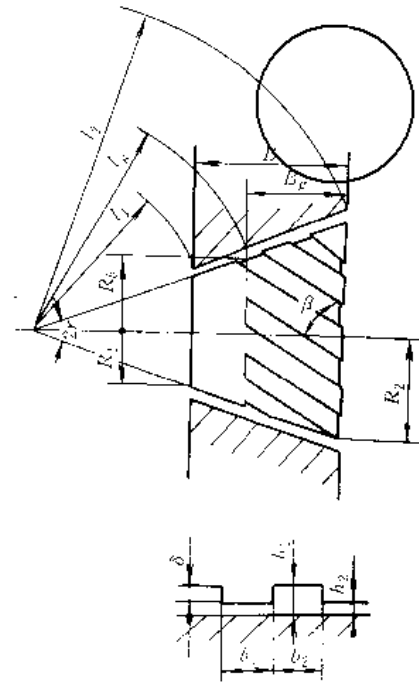


图 7-6-14 锥面轴承的螺旋槽

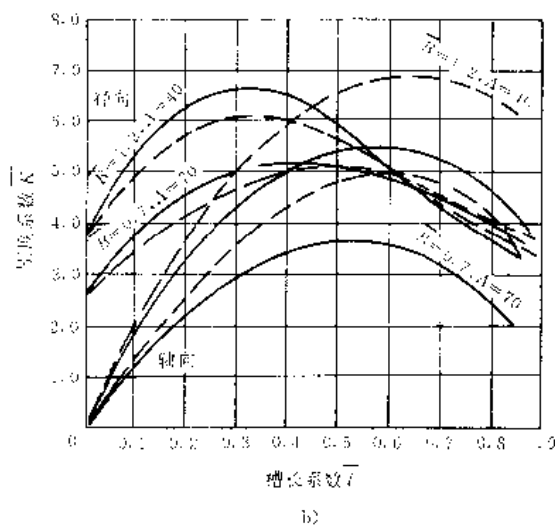
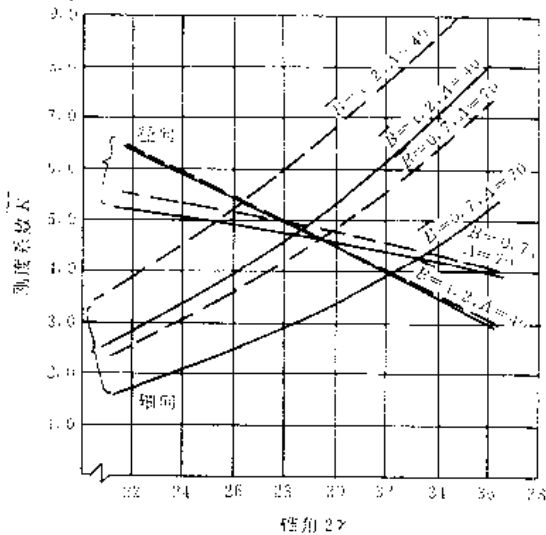


图 7-6-15 锥面轴承刚度与锥角和槽长之关系

a)  $\bar{l} = 0.67$  b)  $2\gamma = 30^\circ$

$a = 3.0$   $\bar{b} = 0.5$   $\beta = 20^\circ$  ——— 不排气 ——— 排气



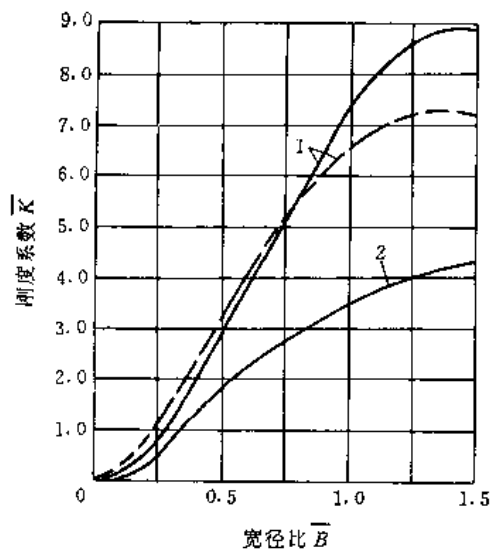


图 7-6-16 锥面轴承刚度与宽径比的关系  
 $\Lambda=70$   $a=3.0$   $\bar{b}=0.5$   $\beta=20^\circ$   $2\gamma=30^\circ$ ,  $\bar{l}=0.67$   
 ——不排气 ---排气 1—螺旋槽轴承 2—光轴承

表 7-6-14 锥面轴承槽结构参数

状态	结构参数					宽径比 $\bar{B}$
	锥半角 $\gamma$	螺旋角 $\beta$	槽深系数 $a$	槽宽系数 $\bar{b}$	槽长系数 $\bar{l}$	
轴向刚度最大	$30^\circ$	$20^\circ$	3	0.5	0.65	0.7 ( $\Lambda_Z=70$ )
径向刚度最大	—	$30^\circ$	2	—	—	1.2 ( $\Lambda_Z=40$ )
备注	$\bar{B}=B/R_2=B/(l_2 \sin \gamma)$ $\bar{l}=B_g/B=(l_2-l_g)/(l_2-l_1)$					

【例 7-6-1】 设计一两自由度陀螺仪的 H 形气体动压轴承。要求轴向、径向等刚度，其刚度不小于  $40 \times 10^6 \text{N/m}$ ，轴承摩擦功耗不大于  $10 \text{W}$ 。已知：润滑气体为  $80^\circ\text{C}$  氮气 ( $\eta_{80}=2.15 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$ ,  $p_a=10^5 \text{Pa}$ ，陀螺转速  $n=30000 \text{r/min}$ ，轴径  $d=10 \text{mm}$ ，止推盘直径  $D_0=18 \text{mm}$ 。

解 采用封闭式 H 形轴承，计算结果见表 7-6-15。

表 7-6-15 H 形轴承计算步骤

计算项目	计算公式及说明	计算结果
止 推 轴 承		
止推轴承内径	$R_i=d/2$ 封闭式	0.005m
内外径比	$\bar{R}=R_i/R_0=0.005/0.009$	0.556
间隙	$h_0$ 选取	$2 \times 10^{-6} \text{m}$
槽的螺旋角	$\beta$ 选取	$73.5^\circ$
槽宽系数	$\bar{b}$ 选取	0.6
槽长系数	$\bar{l}$ 选取	0.8
槽深系数	$a$ 选取	3.0
槽数	$Z \geq \frac{10\pi\bar{b}(1+\bar{R})}{l \tan \beta (1-\bar{R})} = \frac{10 \times \pi \times 0.61 + 0.556}{0.8 \tan 73.5^\circ - 0.556}$	24.4 取 25
槽终端半径	$R_g=R_0-\bar{l}(R_0-R_i)=0.009-0.8(0.009-0.005)$	$5.8 \times 10^{-3} \text{m}$
槽终端宽度	$b_{g1}=\bar{b} \frac{2\pi R_g}{Z}=0.6 \frac{2\pi \times 0.0058}{25}$	$0.87 \times 10^{-3} \text{m}$
外径上槽宽	$b_1=\bar{b} \frac{2\pi R_0}{Z}=0.6 \frac{2\pi \times 0.009}{25}$	$1.36 \times 10^{-3} \text{m}$
槽 深	$\delta=h_0(a-1)=2 \times 10^{-6}(3-1)$	$4 \times 10^{-6} \text{m}$
压缩数	$\Lambda_H=\frac{12\pi\eta n}{p_a} \left(\frac{R_0}{h_0}\right)^2 = \frac{12\pi \times 2.15 \times 10^{-5}}{1 \times 10^5} \times \frac{30000}{60} \left(\frac{0.009}{2 \times 10^{-6}}\right)^2$	82.07
径 向 轴 承		
间 隙	$c=h_0$	$2 \times 10^{-6} \text{m}$
压缩数	$\Lambda=\frac{12\pi\eta n}{p_a} \left(\frac{r}{c}\right)^2 = \frac{12\pi \times 2.15 \times 10^{-5}}{1 \times 10^5} \times \frac{30000}{60} \left(\frac{0.005}{2 \times 10^{-6}}\right)^2$	25.3



(续)

计算项目	计算公式及说明	计算结果
宽径比	$B/D = 3.2 - 7.25 (\bar{R} - 0.45)^{0.7} - \left[ 0.297 + \frac{0.0061}{\bar{R} - 0.44} \right] e^{\frac{A_H}{29}}$ $= 3.2 - 7.25 \times (0.556 - 0.45)^{0.7} - \left[ 0.297 + \frac{0.0061}{0.556 - 0.44} \right] \times e^{-\frac{82.07}{25}}$	1.68
轴承宽度	$B = (B/D) D = 1.68 \times 10$	16.8 取 17mm
实际宽径比	$B/D = 17/10$	1.7
槽的螺旋角	$\beta$ 查表 7-6-4 (用插入法)	24.1°
槽宽系数	$\bar{b}$ 查表 7-6-4 (用插入法)	0.365
槽长系数	$l$ 同上	0.5
槽深系数	$a$ 同上	2.52
槽数	$Z \geq A/5 \geq 24.1/5$	取为 10
槽宽	$b_1 = \bar{b} \pi d / Z = 0.365 \times \pi \times 10 / 10$	1.15mm
槽长	$l_k \cdot 2 = \bar{l} B / 2 = 0.5 \times 17 / 2$	4.25mm
槽深	$\delta = c(a-1) = 2 \times 10^{-6} (2.52 - 1)$	$3.04 \times 10^{-6}$ mm
刚度系数	$\bar{K} = 0.122 \frac{(1 - 1.2\bar{R} - 2.08 \times 10^{-4} A_H) A_H}{1 - \bar{R}^2}$ $= 0.122 \frac{(1 - 1.2 \times 0.556 - 2.08 \times 10^{-4} \times 82.07) 82.07}{1 - 0.556^2}$	4.58
刚度	$K = \frac{\bar{K} \pi p_0 (R_0^2 - R_i^2)}{h_0} = \frac{4.58 \times \pi \times 1 \times 10^5}{2 \times 10^{-6}} \times (0.009^2 - 0.005^2)$	$40.3 \times 10^6$ N/m
摩擦转矩	$T = 15.87 \eta n (R_0^4 - R_i^4 + 0.25BD^2) / h_0$ $= 15.8 \times 2.15 \times 10^{-5} \times \frac{30000}{60} (0.009^4 - 0.005^4 + 0.25 \times 0.017 \times 0.01^2) / 2 \times 10^{-6}$	$0.87 \times 10^{-3}$ N·m
摩擦功耗	$P_L = 2\pi T n = 2 \times \pi \times 0.87 \times 10^{-3} \times \frac{30000}{60}$	2.72W < 10W

1.4 轴承材料及其加工精度<sup>[14]</sup>

气体动压轴承在起动时为干摩擦，为了保证轴承有足够的使用寿命，因此要求轴承材料耐磨性好、静摩擦系数小、摩擦相容性好。气体粘度低，为了使气体动压轴承有一定的承载能力，轴承的几何尺寸精度要求高一些，为此要求材料化学和金相稳定性好，热导率

高、线胀系数小、无腐蚀。

气体动压轴承材料大致可分为钢、硬质合金和陶瓷三大类。常用的材料匹配及其性能见表 7-6-16。

为使轴承达到性能指标，必须严格控制轴承几何尺寸的精度，线值尺寸在 50mm 以内的几何精度见表 7-6-17，超过 50mm 的可适当放大。

表 7-6-16 气体动压轴承典型材料匹配及其性能

轴承匹配材料		起-停次数	抗咬性	轴承匹配材料		起-停次数	抗咬性
旋转件	静止件			旋转件	静止件		
司太立特 3①	渗氮钢	2000		氧化铝	碳化钨	10000	好
碳化钨	碳青铜	2000		碳化硼	碳化硼	100000	很好
司太立特 3	司太立特 3	5000		硬质合金	硬质合金	4000	
碳化钨	碳化钨	5000	好	氧化铝	氧化铍	10000	
氧化铝	氧化铝	5000	好				

① 美国牌号，各成分的质量分数： $w_{Co} 52\%$ ， $w_{Cr} 30\%$ ， $w_{W} 10\%$ ， $w_{C} (2 \sim 4)\%$ 。



表 7-6-17 气体动压轴承几何尺寸精度

类型	几何形状	尺寸偏差 ( $\mu\text{m}$ )	类型	几何形状	尺寸偏差 ( $\mu\text{m}$ )
H型轴承	孔径圆度	0.1~0.25	锥面轴承	锥角 (相对误差)	1"~3"
	轴径圆度	0.15~0.30		同轴度	0.1~0.3
	孔母线直线度	0.1~0.25		母线直线度	0.1~0.3
	轴母线直线度	0.15~0.3		表面粗糙度 $R_a$	$\leq 0.04$
	止推面平面度	0.1~0.3	槽尺寸	槽螺旋角 $\beta$	$\pm 2^\circ$
	止推面的垂直度	1"~3"		槽宽系数 $\bar{b}$	$\pm 0.06$
	同轴度	0.1~0.3		槽长系数 $\bar{l}$	$\pm 0.05$
	表面粗糙度 $R_a$	$\leq 0.04$		槽深系数 $a$	$\pm 0.20$
球面轴承	面轮廓度	0.1~0.3			
	表面粗糙度 $R_a$	$\leq 0.04$			

## 2 气体静压轴承

气体静压轴承的分类及主要用途见表 7-6-18。

表 7-6-18 气体静压轴承分类及主要用途

	径向轴承	止推轴承	球面轴承	锥面轴承
小孔节流				
环面节流				
狭缝节流				
多孔质节流				



(续)

	径向轴承	止推轴承	球面轴承	锥面轴承
表面节流				
可变节流				
主要用途	1. 精密机床主轴轴承 2. 高速砂轮轴承 3. 高速动力头轴承、镗头、铣头 4. 精密仪器轴承、圆度仪、摩擦力矩仪等 5. 滚动轴承实验机轴承		6. 低温涡轮膨胀机轴承 7. 低速伺服转台轴承 8. 高速牙钻轴承 9. 高速旋子轴承 10. 高速离心机轴承	

### 2.1 气体静压轴承的工作原理

气体静压轴承的组成和液体静压轴承相同 (见图 7-3-1), 补偿元件是其重要组成部分, 不过, 气体静压轴承只能用节流器作为补偿元件。外部加压气体, 通过节流器进入轴承间隙, 形成气膜, 并具有一定承载能力和刚度。

令气体流过轴承间隙的流阻  $R_b$  为

$$R_b = (p_s - p_c) / q_b$$

节流器的流阻  $R_j$  为

$$R_j = (p_s - p_c) / q_j$$

根据节流器流量与轴承流量相等的原则, 可导出轴承的承载能力和刚度计算式为

$$F = K_b (p_s - p_c) A \left[ \frac{1}{1 + \frac{R_j}{R_b}} \right] \quad (7-6-20)$$

$$K = - \frac{dF}{dh}$$

$$= K_b (p_s - p_c) A \left[ \frac{1}{1 + \frac{R_j}{R_b}} \right]^2 \frac{d \left( \frac{R_j}{R_b} \right)}{dh} \quad (7-6-21)$$

式中  $p_s$  —— 供气压力;

$p_c$  —— 节流器出口压力;

$A$  —— 轴承投影面积;

$K_b$  —— 轴承结构系数;

$q_j, q_b$  —— 节流器、轴承流量;

$h$  —— 轴承间隙。

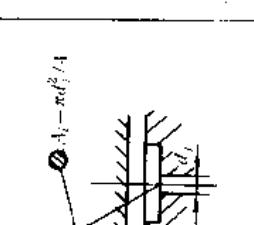
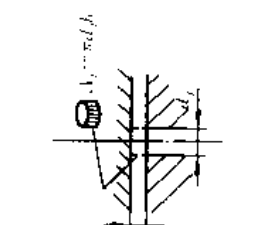
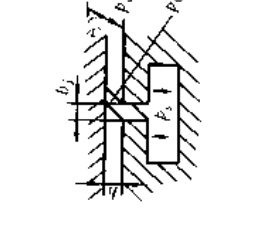
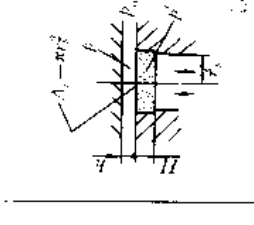
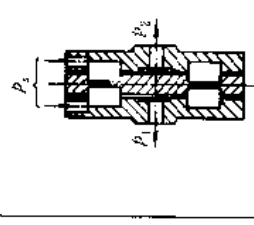
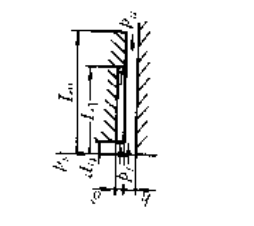
由式 (7-6-20)、式 (7-6-21) 可以看出: 合理匹配节流器流阻和轴承间隙流阻, 是设计气体静压轴承的关键; 当节流器流阻  $R_j = 0$  时, 轴承刚度将为零, 因此, 气体静压轴承必须具备有一定流阻的节流器, 轴承才能有一定的刚度。

气体静压轴承常用节流器及其特性见表 7-6-19。



表 7-6-19 气体静压轴承常用节流器及其特性

比较项目	孔式供气		缝式供气		多孔质轴承供气	反饋供气	表面节流
	小孔节流	环面节流	周向缝节流	轴向缝节流	多孔质节流	可变节流	
轴承性能	承载能力	高	较低	较高	最低	最高	较低
	刚度	最大	较小	大	小	极大	(轴向)大
	流量	最小	较小	大	最大	小	较大
	稳定性	差	较好	好	最好	较差	好
	涡流力矩	大	大	小	最大	大	大
直径比	0.5~2	0.5~2	≤1	≥2	任意	任意	小
影响因素	非轴向流	大	大	小	最小	大	小
	散流	大	大	小	大	大	小
	供气压力	大	大	小	小	最大	大
	气体种类和温度	有	有	无	无	有	无





2.2 径向轴承

常用的径向轴承型式有：小孔节流型、环面节流

型、狭缝节流型、表面节流型（含浅腔节流型）、多孔质节流型和可变节流型6种。孔式节流型和缝式节流型轴承设计参数见表7.6-20。

表 7.6-20 径向轴承的设计参数<sup>14</sup>

设计参数		供气参数		结构参数		运转参数	节流器参数
		$p_s$	$\bar{p}_0$	$B/D$	$b/B$		
节流型式	孔式供气	2~10	0.35~0.8	0.5~2	1/2 (单列)	0.1~0.5	$Z=6\sim 12$
	缝式供气			$\leq 1$ (周) $\geq 2$ (轴)	1/4~1/8 (双列)		$d_j = (0.1\sim 0.8) \times 10^{-3} \text{m}$
						$a=1\sim 2 \quad c_{\max}=8$	

对于气体静压轴承， $\bar{p}_0$  为设计状态下的表压比，即

$$\bar{p}_0 = \frac{p_{d_c} - p_s}{p_s - p_a}$$

式中  $p_{d_c}$  ——设计状态下节流器出口压力。

2.2.1 孔式供气径向轴承<sup>143</sup>

孔式供气包括小孔节流和环面节流两种类型，其结构型式见图7.6-17。

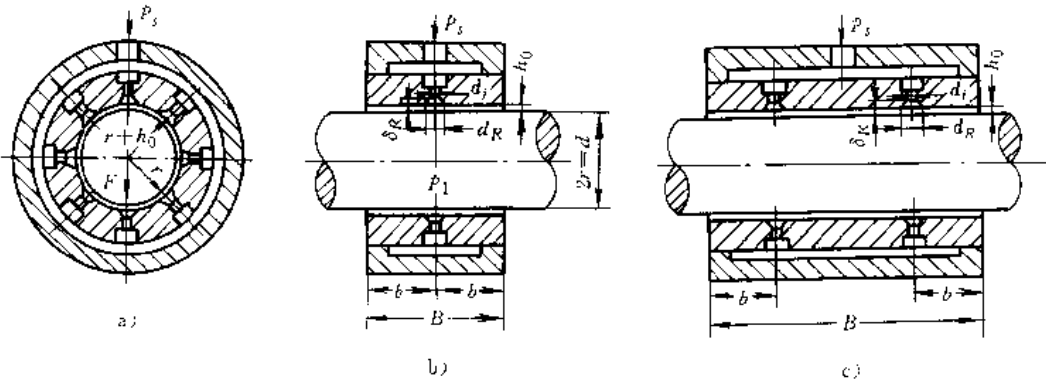


图 7.6-17 孔式供气径向轴承

a) 节流器横截面 b) 单列节流孔 c) 双列节流孔

小孔节流型轴承，节流流阻发生在小孔喉部，节流面积  $A_j = \pi d_j^2 / 4$ ， $d_j$  一旦确定， $A_j$  是不变的。环面节流型轴承，节流流阻发生在小孔周边与轴承间隙形成的柱面上，节流面积  $A_j = \pi d_j h$ ，它随  $h$  的变化而变化。

孔式节流器的质量流量为

$$q_{m_j} = K_c A_j \left[ 2 p_s \rho_s \left( \frac{p_s}{p_s} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \left( \frac{\kappa}{\kappa-1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \times \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_s} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right]^{\frac{1}{\kappa-1}} \right] \quad (7.6-22a)$$

式中  $K_c$  ——流量修正系数，一般取  $K_c = 0.8$ ；

$p_s$  ——供气压力；

$\rho_s$  ——气体密度；

$p_s$  ——节流器出口压力；

当  $p_s / p_s \leq p_s / p_s \leq \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$  时，通过节流器的流量为

$$q_{m_j} = \frac{K_c A_j p_s}{\sqrt{RT_s}} \left( \frac{2\kappa}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (7.6-22b)$$

此时，通过节流器的流量  $q_j$  不随压力比  $p_s / p_s$  改变，出现所谓“阻塞”现象，设计时应避免，即应满足

$$p_s / p_s > \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

若用空气作润滑剂，则有

$$q_{m_j} = 0.685 K_c A_j p_s / \sqrt{RT_s} \quad (7.6-23)$$

$$p_s / p_s > 0.528$$

工程上用比较节流面积的方法确定孔式供气为小孔节流还是环面节流。见图7.6-18，设  $A_{j1} = \pi d_j^2 / 4$ ， $A_{j2} = \pi d_j (h + \delta_R)$ ，若  $A_{j1} \geq 2.5 A_{j2}$ ，则为环面节流，若  $A_{j2} \geq 3.3 A_{j1}$ ，则为小孔节流。即

$$d_j \geq 10 (h + \delta_R) \quad \text{环面节流}$$

$$(h + \delta_R) \geq 0.825 d_j \quad \text{小孔节流}$$

否则两种节流作用同时存在。当  $d_j \approx 4 (h + \delta_R)$  时，两种节流效果相当。由于间隙  $h$  是变化的，效果相当的两连续节流效应并不稳定。



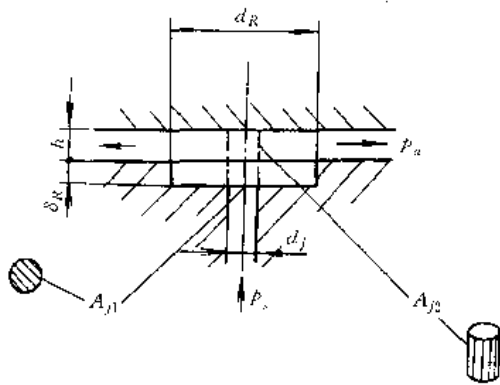


图 7-6-18 节流孔尺寸

孔式供气静压径向轴承的设计计算如下。

1. 工程计算方法<sup>[42]</sup>

a. 承载能力 具有较多供气孔, 只考虑轴向流的径向轴承的承载能力为

$$F = \bar{F}BD (p_s - p_a)$$

$$\bar{F} = \sin \frac{\pi}{Z} \sum_{i=1}^Z S_i \cos \theta_i \quad (7-6-24)$$

$$S_i = \left[ \frac{b}{B} + \frac{4b}{3B} \left( 1 - \frac{\bar{p}_a}{\bar{p}_{di}} \right)^2 \right] \bar{p}_{di}$$

$$\bar{p}_a = p_a / p_s$$

$$\bar{p}_{di} = p_{di} / p_s$$

式中  $p_{di}$  ——第  $i$  个节流孔出口压力;

$\theta_i$  ——供气孔周向角坐标;

$Z$  ——供气孔数。

近似认为压力沿轴向为线性分布时  $S_i$  可简化为

$$S_i = \left[ \left( 1 - \frac{2b}{B} \right) + \left( 1 - \frac{\bar{p}_c}{\bar{p}_{di}} \right) \frac{b}{B} \right] \bar{p}_{di}$$

若考虑节流孔周围的扩散效应(散流)和气膜内非轴向流动的影响, 可在式(7-6-24)中乘以修正系数  $K_r$ 、 $K_x$ ,

$$K_r = 0.89 \left( \frac{Zd_j}{\pi D} \right)^{0.21} \left( \frac{ZB}{\pi D} \right)^{0.42}$$

$$\times \left( \frac{p_d}{p_s} \right)^{0.0505} \left( \frac{bD}{Zd_j} \right)^{0.329} \left( \frac{Zb}{2B} \right)^{0.758}$$

$$K_x = 0.315$$

$$\times \left[ \frac{\cosh \left( 6.36 \frac{b}{D} \right) - 1}{\sinh \left( 6.36 \frac{b}{D} \right)} + \tanh \left( 6.36 \frac{B-2b}{D} \right) \right]$$

表 7-6-21 比例系数  $k_s$

$b/B$	1/3	1/4	1/5
比例系数 $k_s$	0.76	0.84	0.86

b. 刚度 当  $\bar{p}_{di}$  较大时, 可近似认为  $S_i$  与  $\bar{p}_{di}$  成正比,

其比例系数见表 7-6-21。

这时, 轴承刚度为

$$K = -k_s BD p_s \sin \frac{\pi}{Z} \sum_{i=1}^Z \frac{d\bar{p}_{di}}{dh_i} \cos^2 \theta_i \quad (7-6-25)$$

当  $\epsilon=0$  时,  $d\bar{p}_{di}/dh_i$  为常数, 则有

$$K = -k_s BD p_s \sin \frac{\pi}{Z} \left( \sum_{i=1}^Z \cos^2 \theta_i \right) \frac{d\bar{p}_{di}}{dh} \Big|_{\epsilon=0} \quad (7-6-26)$$

c. 流量 轴承总质量流量为各供气孔质量流量之和, 故有

$$q_m = K_0 \rho_s A_j \sqrt{\frac{2\rho_s}{\rho_s} \sum_{i=1}^Z \Phi_i}$$

$$\Phi_i = \begin{cases} \left[ \left( \frac{\kappa}{\kappa-1} \right) \left( \bar{p}_{di}^{\frac{2}{\kappa}} - \bar{p}_a^{\frac{2}{\kappa+1}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} & \text{当 } \bar{p}_{di} > \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \\ \left[ \kappa \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]^{\frac{1}{2}} & \text{当 } \bar{p}_{di} \leq \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \end{cases} \quad (7-6-27)$$

2. 简化算法 为确定设计方案, 或检验、校核现有轴承的性能, 可以采用简化算法, 以求迅速获得结果。计算步骤如下:

a. 确定表压比  $\bar{p}_0$

$$\bar{p}_0 = \frac{p_d - p_s}{p_s - p_a}$$

按最大承载设计, 取  $\bar{p}_0=0.4$ , 按最大刚度设计, 取  $\bar{p}_0=0.8$ 。一般可取  $\bar{p}_0=0.35 \sim 0.8$ 。

b. 承载能力  $\bar{p}_0$  选定后, 用下式求出承载能力  $F$

$$F = \bar{F}BD (p_s - p_a) \quad (7-6-28)$$

式中  $\bar{F}$  ——载荷系数(按图 7-6-19 选取)。

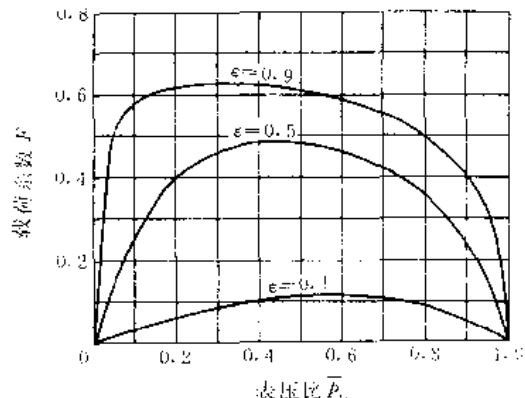


图 7-6-19 孔式供气轴承载荷系数

c. 刚度 偏心率在 0.5 以内时, 刚度近似为常数, 可按下式计算:

$$K = \frac{2F}{h_0} = 2\bar{F} (p_s - p_a) BD / h_0 \quad (7-6-29)$$



d. 体积流量

$$q_v = \frac{\pi h_0^3 D (p_a^2 - p_s^2)}{12 \eta b p_s} \quad (7.6-30)$$

$$p_a = p_s (p_s - p_a) - p_s$$

对常态空气润滑的孔式供气轴承, 其流量可按下式估算:

$$q_v = 74 Z A_j f \sqrt{T} \quad (\text{L/s})$$

式中  $f$ ——系数, 亚音速流取  $f=0.3 \sim 0.48$ , 超音速流取  $f=0.484$ ;

$T$ ——热力学温度 (K)。

e. 轴承半径间隙  $h_0$  与节流器参数的关系 轴承半径间隙可由下式估算:

$$h_0/R = (1 \sim 5) \times 10^{-3}$$

$$h_0 > (3 \sim 5) \Delta$$

式中  $\Delta$ ——零件制造误差。

节流器的无量纲节流参数为  $Y_s =$

$$\frac{6\eta \sqrt{RT} Z A_j}{\pi p_s h_0^3 (1 + \delta^2)^{1/2}}$$

$$Y_s = 0.5 \sim 0.7$$

代入小孔节流  $A_j = \pi d_j^2/4$ ; 环面节流  $A_j = \pi d_j h_0$ ; 供气孔参数  $\delta = d_j^2/(4h_0 d_R)$ , 可求出节流器参数与轴承半径的关系

$$\frac{Z d_j^2}{\sqrt{1 + \delta^2}} = \frac{2 p_s h_0^3}{3 \eta \sqrt{RT}} Y_s \quad \text{小孔节流} \quad (7.6-31)$$

$$\frac{Z d_j}{\sqrt{1 + \delta^2}} = \frac{p_s h_0^2}{6 \eta \sqrt{RT}} Y_s \quad \text{环面节流}$$

确定  $h_0$  和  $Z$  之后, 即可由上式求出节流孔径  $d_j$ 。

f. 功耗 泵功耗

$$P_p = q_m RT \ln \left( \frac{p_s}{p_a} \right) \quad (7.6-32)$$

摩擦功耗

$$P_\mu = \frac{\pi^2 \eta B D^3 n^2}{h_0 \sqrt{1 - \epsilon^2}} \quad (7.6-33)$$

### 2.2.2 缝式供气径向轴承

缝式供气径向轴承的节流狭缝可以顺周向均布在圆周上 (图 7.6-20), 也可以顺轴向均布在圆周上。后者应用极少, 节流缝可以是单列的 (图 7.6-20a) 或双列的 (图 7.6-20b)。

周向狭缝分连续型和间断型两种, 实用上选后者较好。间断型狭缝的数目根据轴承尺寸和制造条件而定, 通常取缝数  $Z = \beta \sim 12$ 。

周向缝节流径向轴承的设计步骤如下。

a. 确定节流缝参数与轴承间隙的关系 节流缝参数与间隙的关系可近似表示为

$$\bar{p}_c = \left[ \left( \frac{\beta}{2} \right)^2 + \frac{1 + \beta}{1 + \alpha} \right]^{1/2} - \frac{\beta}{2}$$

$$\beta = \frac{2 p_a}{p_s - p_a}$$

$$\alpha = \begin{cases} \frac{2 y_1}{b} \left( \frac{h_0}{b_1} \right)^3 & \text{单列连续缝} \\ \frac{y_2}{b} \left( \frac{h_0}{b_1} \right)^3 & \text{双列连续缝} \\ \frac{2 \pi D y_2}{Z a b} \left( \frac{h_0}{b_1} \right)^3 & \text{单列间断缝} \\ \frac{\pi D y_2}{Z a b} \left( \frac{h_0}{b_1} \right)^3 & \text{双列间断缝} \end{cases} \quad (7.6-34)$$

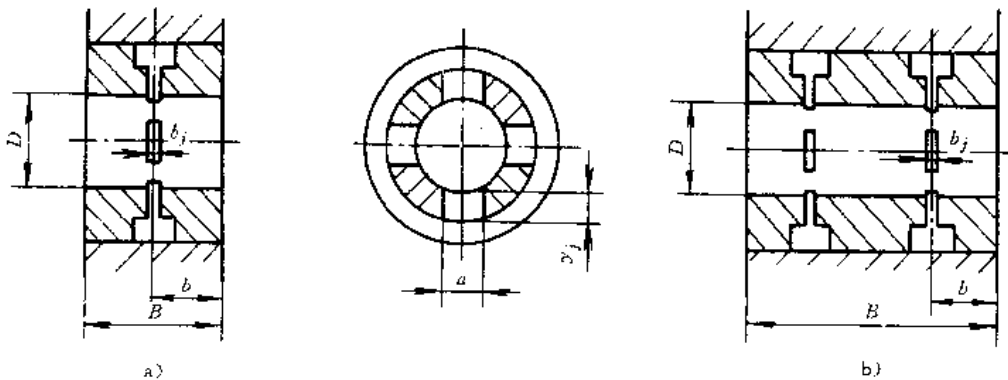


图 7.6-20 缝式供气径向轴承

a) 单列缝 b) 双列缝

一般取缝因子  $\alpha = 1 \sim 2$ , 当  $\epsilon = 0.5$  时, 最大刚度的  $\alpha = 8$ , 但这将增加制造上的难度, 因为这时缝宽  $b_j$  必须很小。

b. 承载能力<sup>[13]</sup> 当轴承几何尺寸及供气条件 (即

$\alpha$  与  $\beta$ ) 确定后, 由式 (7.6-34) 可求出  $\bar{p}_0$  值。载荷系数

$$\bar{F} = \frac{F}{BD (p_s - p_a)}$$

与  $\bar{p}_0$  之间的关系见图 7.6-21。 $\bar{p}_0$  的最佳值  $\bar{p}_{0opt} = 0.5$ , 一般设计取值范围是



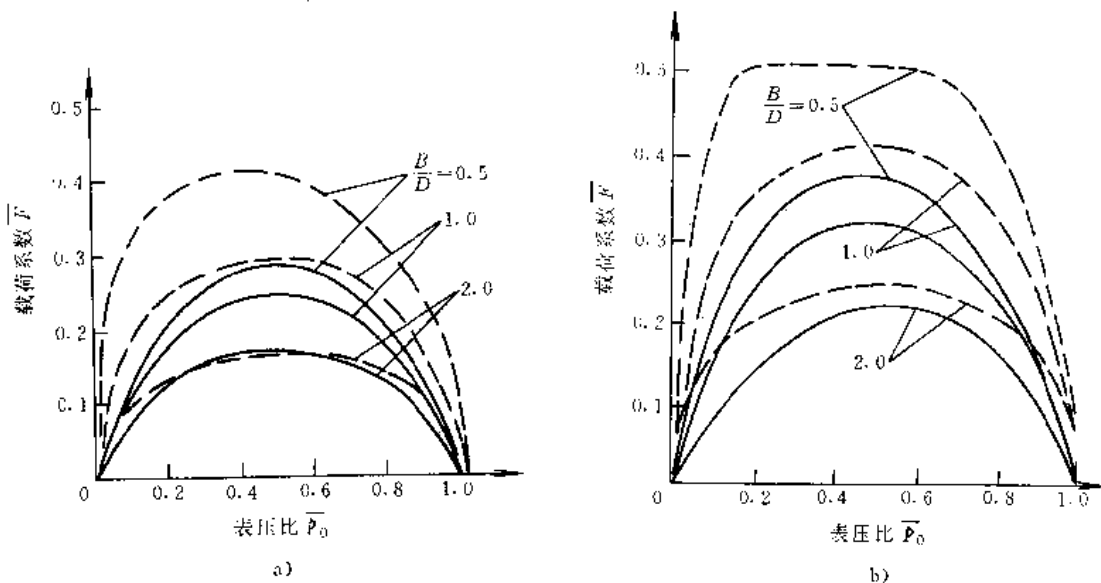


图 7-6-21 周向缝节流径向轴承的载荷系数

a) 单列缝 b) 双列缝

$\bar{p}_s = 5.0$ , —  $\epsilon = 0.5$ , ---  $\epsilon = 1.0$

$\bar{p}_0 = 0.2 \sim 0.7$ .

对于  $B/D \leq 0.5$  的窄轴承, 可由下式计算载荷系数

$$\bar{F} = (1 - b/B)K_F \quad (7-6-35)$$

$\bar{p}_s = p_s/p_s = 3, Z=6$  时的  $K_F$  值见图 7-6-22.

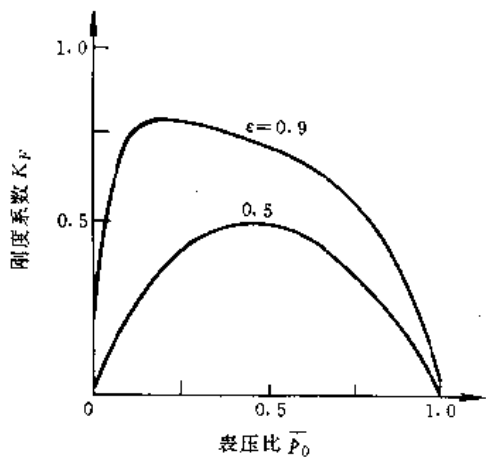


图 7-6-22 窄轴承的  $K_F$  ( $\bar{p}_s = 3, Z=6$ )

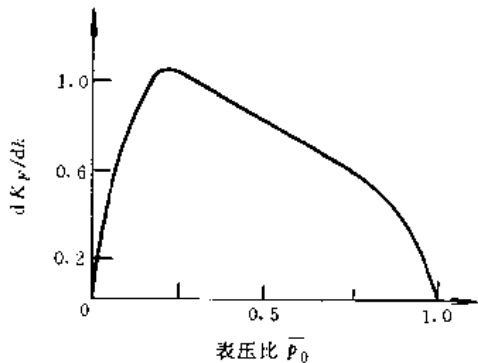


图 7-6-23 窄轴承的  $dK_F/dh$  ( $\epsilon = 0.5$ )

c. 刚度 可按式 (7-6-29) 计算刚度  $K$ 。对于窄轴承, 刚度为

$$K = \frac{BD}{h_0} (p_s - p_o) \left(1 - \frac{b}{B}\right) \frac{dK_F}{dh} \quad (7-6-36)$$

与图 7-6-22 对应的  $dK_F/dh$  见图 7-6-23.

d. 流量 质量流量的计算式为

$$q_m = \frac{p_s^2 - p_o^2}{1 + \alpha} \frac{\pi D h_0^3}{12 \eta R T b} \quad (7-6-37)$$

### 2-2-3 表面节流径向轴承<sup>[47]</sup>

在轴承工作表面沿轴向开出一定长度的窄浅槽,  $Z$  个浅槽沿周向均匀分布, 构成表面节流静压轴承。润滑气体通过供气环腔或供气孔进入窄浅槽, 经窄浅槽节流后进入轴承间隙。表面节流静压径向轴承的结构型式见图 7-6-24。这种轴承加工简单、成本低, 角刚度和高速稳定性都优于孔式供气气体静压轴承。

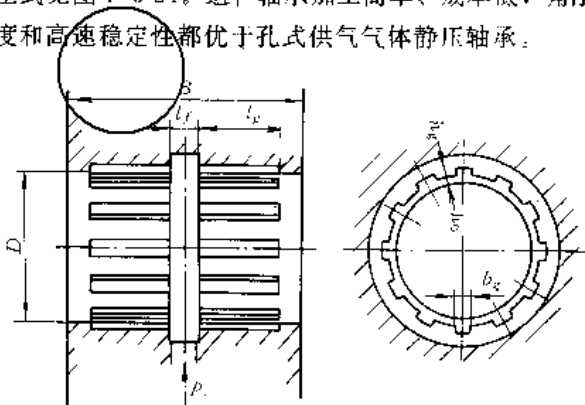


图 7-6-24 表面节流静压径向轴承  
这种轴承的槽结构参数有



$$\bar{l}_z = \frac{2l_z}{B \cdot l_j}$$

$$\bar{b}_z = \frac{Zb_z}{\pi D}$$

$$a = \frac{h_k + h_b}{h_c}$$

式中  $Z$ —窄浅槽数;  
 $l_z$ —槽长的一半;  
 $l_j$ —供气环腔宽;  
 $b_z$ —槽宽;  
 $h_z$ —槽深。



推荐的槽结构参数值见表 7-6-22。槽宽取大值时，槽深宜取小值。槽长和槽深对轴承静态性能影响较大，槽宽与槽数影响较小。

表 7-6-22 表面节流型静压径向轴承的槽结构参数

$Z$	$\bar{l}_z$	$\bar{b}_z$	$a$
16	0.8~0.9	0.1~0.3	2.25~4.0

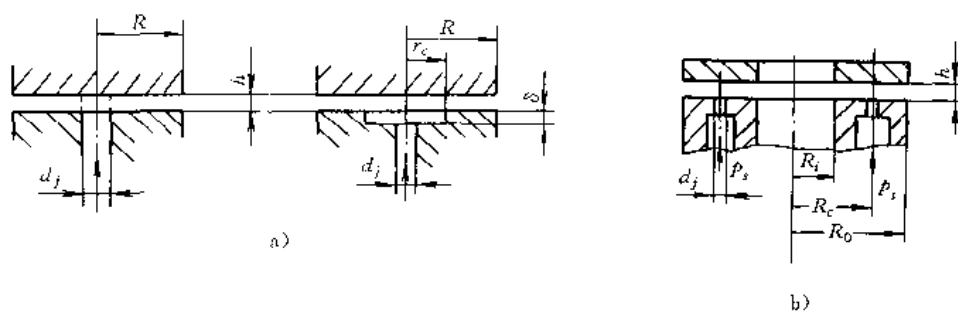


图 7-6-26 气体静压止推轴承  
 a) 圆平板式 b) 环面平板式

表 7-6-23 环面平板孔式供气止推轴承结构参数

参 数	$h_0$ (mm)	$\bar{R} \left( \frac{R_i}{R_o} \right)$	$R_c$	$Z$	$\bar{p}_0$
推荐值	$5 \times 10^{-2} \sim 5 \times 10^{-2}$	0.33~0.8	$\sqrt{R_i R_o}$	$\geq 6 \sim 8$	0.35~0.8

a. 承载能力

$$F = \bar{F} (p_s - p_a) \pi (R_o^2 - R_i^2)$$

$$\bar{F} = \frac{\bar{p}_0}{\ln \left( \frac{1}{R} \right)} \frac{R_o - R_i}{R_o + R_i} \quad (7-6-38)$$

按最大刚度设计时取  $\bar{p}_0 = 0.69$ ，这时

$$\bar{F} = \frac{0.69}{\ln \left( \frac{1}{R} \right)} \frac{R_o - R_i}{R_o + R_i}$$

b. 刚度 轴向刚度近似为

浅槽横截面形状有矩形、三角形和半圆形几种，见图 7-6-25，矩形浅槽用得最多。

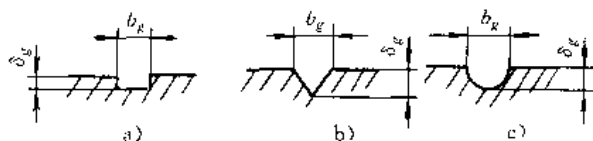


图 7-6-25 节流浅槽的形状

a) 矩形槽 b) 三角形槽 c) 半圆形槽

### 2.3 止推轴承<sup>[44][48]</sup>

气体静压止推轴承分圆平板止推轴承、环面平板止推轴承和矩形平板止推轴承三种，以环面平板止推轴承应用最多，其结构型式见图 7-6-26。

#### 2.3.1 孔式供气止推轴承

1. 环面平板止推轴承(图 7-6-26b)的结构参数与稳态性能计算 推荐的轴承结构参数见表 7-6-23。

$$K = \bar{K} \frac{(p_s - p_a) \pi (R_o^2 - R_i^2)}{h_0} \quad (7-6-39)$$

$$\bar{K} = \frac{h_0}{\ln \left( \frac{1}{R} \right)} \frac{R_o - R_i}{R_o + R_i} \frac{d \bar{p}_0}{dh}$$

取  $\bar{p}_0 = 0.69$ ，则

$$\bar{K}_{max} = \frac{0.98}{\ln \left( \frac{1}{R} \right)} \frac{R_o - R_i}{R_o + R_i}$$

环面止推轴承的角刚度是其主要性能之一，其值可按



下式计算:

$$\bar{K}_a = \bar{K} \frac{(R_o + R_i)^2}{8} \quad (7.6-40)$$

c. 流量 质量流量

$$q_m = \frac{\pi h_o^3 (p_o^2 - p_a^2)}{3\eta RT \ln\left(\frac{1}{R}\right)} \quad (7.6-41)$$

$$p_o = \bar{p}_o (p_i - p_a) + p_a$$

d. 摩擦功耗

$$P_v = \frac{2\pi^3 \eta n^2 (R_o^4 - R_i^4)}{h_o} \quad (7.6-42)$$

泵功耗按式(7.6-32)计算。

2. 圆平板止推轴承(图7.6-26a)的稳态性能计算

对于单供气孔的这种轴承,按最大刚度( $\bar{p}_o = 0.69$ )设计,有以下简化计算式:

$$\bar{F} = \frac{F}{\pi(p_i - p_a)(R^2 - r_c^2)} = 0.35 \frac{1}{\ln\left(\frac{R}{r_c}\right)}$$

$$\bar{K} = \frac{K h_o}{(p_i - p_a)\pi(R^2 - r_c^2)} = 0.49 \frac{1}{\ln\left(\frac{R}{r_c}\right)}$$

$$q_m = \frac{\pi h_o^3 (p_o^2 - p_a^2)}{12\eta RT} \frac{1}{\ln\left(\frac{R}{r_c}\right)}$$

供气孔直径  $d_j$  与孔数  $Z$  和轴承间隙  $h_o$  的关系,同样应满足式(7.6-31)。

2.3.2 缝式供气止推轴承

环面平板狭缝节流止推轴承的典型结构见图7.6-27。

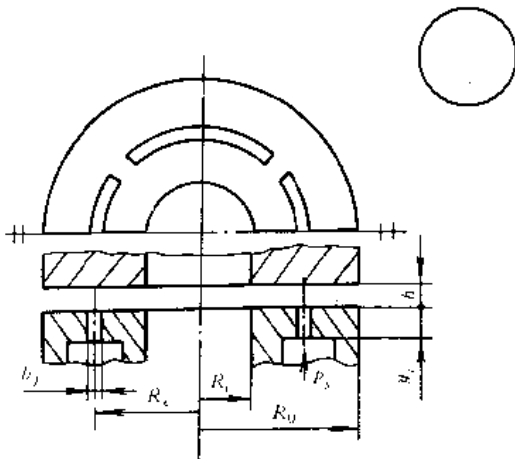


图7.6-27 环面平板狭缝节流止推轴承  
表征节流特性的缝因子

$$\alpha = \frac{4y_j}{R \ln\left(\frac{1}{R}\right)} \left(\frac{h_o}{b_j}\right)^3 \quad (7.6-43)$$

表压比与缝因子的关系为

$$\bar{p}_o = \sqrt{\frac{1+\beta}{1+\alpha} + \frac{\beta^2}{4}} - \frac{\beta}{2}$$

$$\beta = \frac{2p_a}{p_i - p_a}$$

不同供气压力下的最佳缝因子见表7.6-24,表中也给出对应最佳  $\alpha$  值时的  $\bar{p}_o$  值和  $d\bar{p}_o/dh$  值。

表7.6-24 止推轴承最佳  $\alpha$  值

供气压力 $p_i/p_a$	2	3	5
最佳缝因子 $\alpha$	0.65	0.72	0.77
$\bar{p}_o$	0.68	0.69	0.70
$d\bar{p}_o/dh$	0.64	0.61	0.58

当  $\alpha$  和  $\bar{p}_o$ 、 $d\bar{p}_o/dh$  确定后,可按式(7.6-43)确定轴承和节流缝几何参数,并按下式计算轴承承载能力、刚度和流量。

承载能力

$$F = \bar{F} (p_i - p_a) \pi (R_o^2 - R_i^2)$$

$$\bar{F} = \frac{\bar{p}_o}{\ln\left(\frac{1}{R}\right)} \frac{R_o - R_i}{R_o + R_i}$$

刚度

$$K = \bar{K} \frac{(p_i - p_a) \pi (R_o^2 - R_i^2)}{h_o}$$

$$\bar{K} = \frac{\frac{d\bar{p}_o}{dh} h_o}{\ln\left(\frac{1}{R}\right)} \frac{R_o - R_i}{R_o + R_i}$$

流量

$$q_m = \frac{\pi h_o^3}{3\eta RT} \frac{p_o^2 - p_a^2}{\ln\left(\frac{1}{R}\right) (1 + \alpha)}$$

若  $\bar{R}$  接近于 1, 载荷系数和刚度系数可按下式近似计算:

$$\bar{F} = \bar{p}_o / 2$$

$$\bar{K} = h_o \frac{d\bar{p}_o}{dh} / 2 \quad (7.6-44)$$

2.3.3 表面节流止推轴承<sup>[49]</sup>

表面节流止推轴承的结构型式见图7.6-28,图7.6-28a是圆平板型,图7.6-28b是环面平板型。起节流作用的窄浅槽沿径向配置,槽截面也分矩形、三角形和半圆形三种。

轴承的稳态性能与槽参数有关。刚度随槽数  $Z$ 、槽长和槽宽增加而加大,但有使刚度最大的槽深;承载能力和流量随槽各个尺寸增加而提高,但影响愈来愈不明显。推荐的槽参数见表7.6-25。



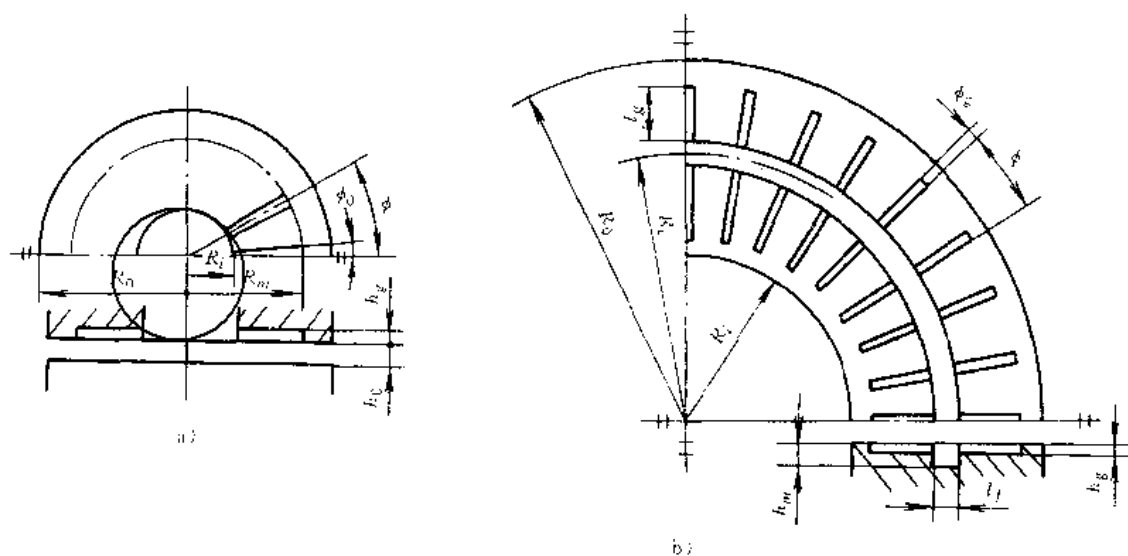


图 7-6-28 表面节流止推轴承

a) 圆平板型 b) 环面平板型

表 7-6-25 表面节流止推轴承的槽参数

Z	$\bar{l}_k = \frac{2l_k}{R_i - R_o - l_f}$	$\bar{b}_k = \frac{Z\phi_k}{2\pi}$	$a = \frac{h_k + h_0}{h_{11}}$
18~48	0.9	0.1~0.5	2.5~4.0

2.4 球面和锥面轴承

2.4.1 球面轴承<sup>[56]</sup>

气体静压球面轴承分半球面轴承和整球面轴承两种。图 7-6-29 是半球面轴承。球面轴承常用节流形式为孔式和缝式。

1. 中心小孔节流球面轴承(图 7-6-29a) 这种轴承结构简单,制造容易,轴向承载能力高,涡流力矩小,

但其水平承载能力低,易出现气锤振动。主要用作轴向承载,其承载能力

$$\bar{F}_z = \frac{\bar{p}_2}{2} \left[ 1 - \frac{\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1}{2(\theta_2 - \theta_1)} \right] \quad (7-6-45)$$

$$F_z = \bar{F}_z \pi r_s^2 (p_1 - p_2)$$

式中  $\theta_1, \theta_2$ ——支承球面角坐标 (rad);

$r_s$ ——球面半径。

2. 多孔环面节流球面轴承 周向多孔环面节流球面轴承与中心小孔节流轴承相比,水平承载能力高,但涡流力矩大,制造较困难。

设  $e_a, e_r$  分别为轴向和径向偏心量,在小偏心下,具有下列近似关系:

$$F_z / F_a \approx e_r / e_a \approx \tan \lambda$$

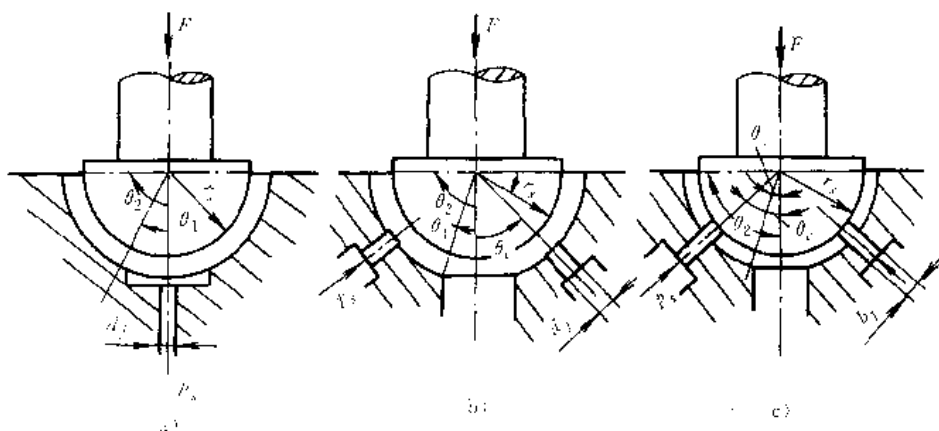


图 7-6-29 静压球面轴承

a) 中心小孔节流型 b) 多孔环面节流型 c) 狭缝节流型



轴承的径向和轴向承载能力可按式估算：

$$\begin{aligned} F_r &= \bar{F}_r \pi r_s^2 (p_s - p_e) \\ \bar{F}_r &= \bar{F} \sin \lambda \\ F_a &= \bar{F}_a \pi r_s^2 (p_s - p_e) \\ \bar{F}_a &= \bar{F} \cos \lambda \end{aligned} \quad (7\cdot6-46)$$

$$\bar{F} = 0.25 p_0 \left[ \frac{\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_e}{\theta_2 - \theta_e} - \frac{\sin 2\theta_c - \sin 2\theta_1}{\theta_c - \theta_1} \right]$$

式中  $\theta_e$  —— 供气孔位置角坐标 (rad)；

$\lambda$  —— 载荷方向与轴线方向夹角。

对于  $\theta_2 \leq \pi/2$  的部分球面轴承， $F_r/F_a$  小于 1，设计上尽量使其接近于 1。

$\bar{p}_0$  的选取要从不阻塞条件及要求的  $F_r/F_a$  值考虑，通常在 0.4~0.6 之间取值。

### 2.4.2 锥面轴承<sup>[51]</sup>

锥面轴承结构型式见图 7.6-30a，它能承受径向载荷，又能承受轴向载荷。

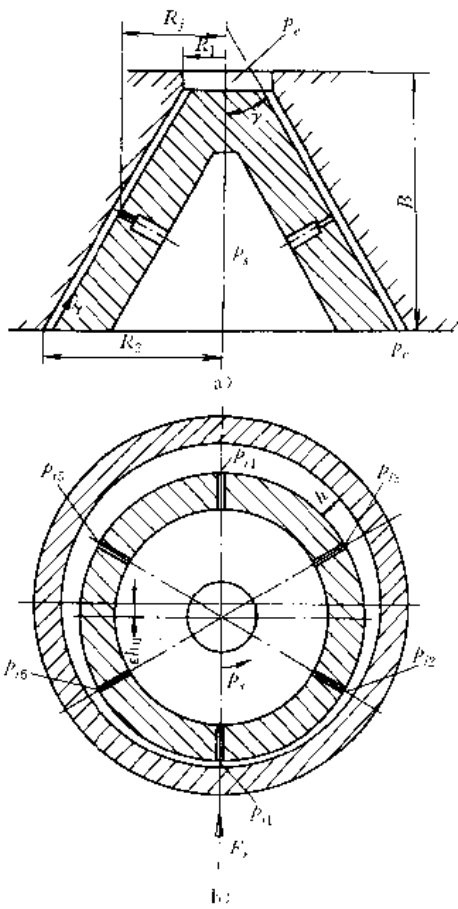


图 7.6-30 锥面轴承

孔式供气锥面轴承，轴承间隙  $h$  (见图 7.6-30b) 与供气压力  $p_s$  和节流器出口压力  $p_e$  之间满足下列关系：

$$h^3 = k_B \frac{p_s}{p_s^2 - p_e^2} \left( \frac{p_s}{p_r} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \left[ 1 - \left( \frac{p_e}{p_s} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7\cdot6-47)$$

$$k_B = \frac{12ZA K_0 \eta \left( \frac{2\kappa}{\kappa-1} RT \right)^{\frac{1}{2}}}{\pi \sin \gamma \left[ \left| \frac{1}{\ln(R_j/R_1)} \right| + \left| \frac{1}{\ln(R_j/R_2)} \right| \right]}$$

式中  $p_r$ 、 $R_j$ 、 $R_1$ 、 $R_2$ 、 $\gamma$  的意义见图 7.6-30。

当给定  $p_s$  和  $h$  值时，可由式 (7.6-47) 确定节流器出口压力  $p_e$ 。轴承的压力分布函数为

$$p = \left[ p_s^2 - (p_s^2 - p_e^2) \frac{\ln(R_j/r)}{\ln(R_j/R_2)} \right]^{\frac{1}{\kappa}} \quad (7\cdot6-48)$$

从而可计算轴承承载能力  $F$  和刚度  $K$ 。

轴向承载能力

$$F_a = \sum_{i=1}^Z \bar{F}_a \quad (7\cdot6-49)$$

$$F_a = \frac{2\pi}{Z} \int p r dr$$

径向承载能力

$$F_r = \frac{2 \sin \frac{\pi}{Z}}{\tan \gamma} \int p r dr \quad (7\cdot6-50)$$

轴向和径向刚度为

$$K_a = - \frac{1}{\sin \gamma} \frac{\partial F_a}{\partial h_c} \quad (7\cdot6-51)$$

$$K_r = - \frac{1}{\cos \gamma} \frac{\partial F_r}{\partial h_{(min)}} \quad (7\cdot6-52)$$

总流量

$$q_m = \sum_{i=1}^Z q_{mi}$$

$$q_{mi} = (p_s^2 - p_e^2) \frac{\pi h^3 \sin \gamma}{12Z \eta (RT)} \quad (7\cdot6-53)$$

$$\times \left[ \left| \frac{1}{\ln(R_j/R_1)} \right| + \left| \frac{1}{\ln(R_j/R_2)} \right| \right]$$

图 7.6-31~图 7.6-33 给出一个轴承在不同间隙下的承载能力、刚度和流量曲线。该轴承的尺寸和工况如下：锥半角  $\gamma = 30^\circ$ ； $R_1 = 10\text{mm}$ ； $R_j = 32.7\text{mm}$ ； $R_2 = 50\text{mm}$ ；节流器数  $Z = 6$ ； $p_s = 0.1\text{MPa}$ ；润滑剂粘度  $\eta = 1.8 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$ ；等熵指数  $\kappa = c_p/c_v = 1.4$ ；流量系数  $K_0 = 0.7$ ；在室温下运转。





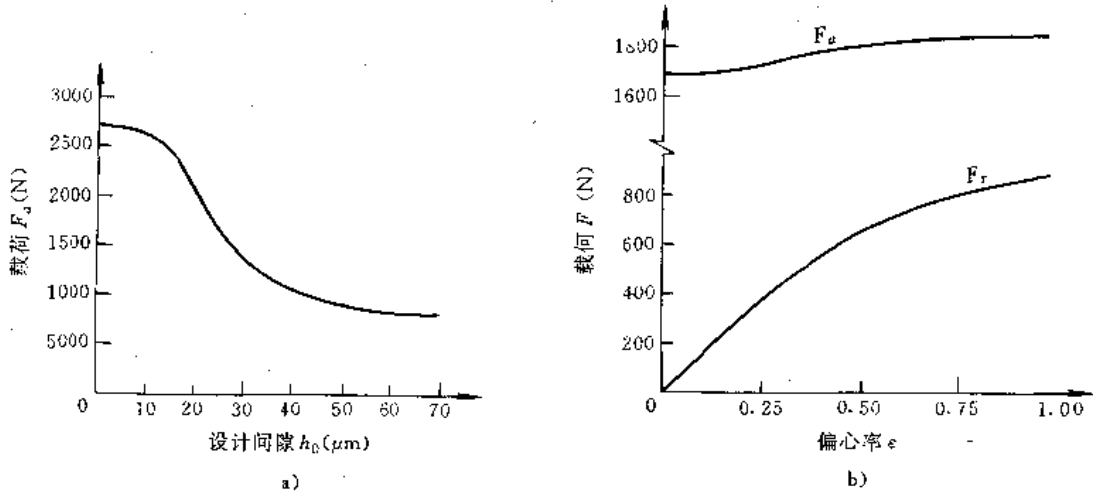


图 7-6-31 锥面静压轴承承载能力

a) 偏心率  $e=0$  时 b) 径向设计间隙  $h_0=25\mu\text{m}$  时

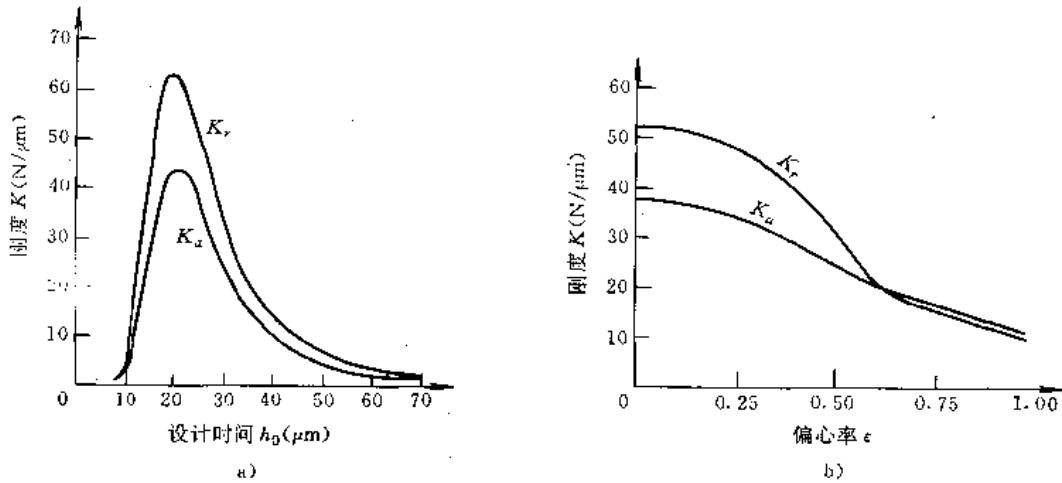


图 7-6-32 锥面静压轴承的刚度

a) 偏心率  $e=0$  时 b) 径向设计间隙  $h_0=25\mu\text{m}$  时

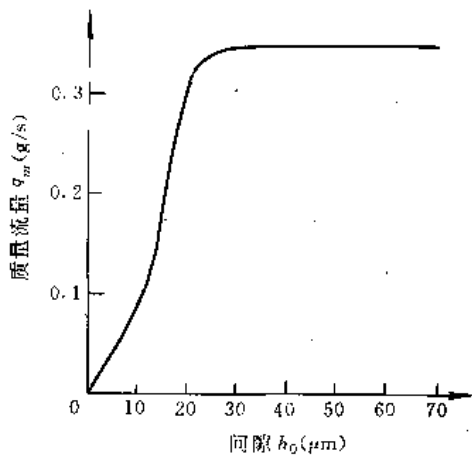


图 7-6-33 锥面轴承的流量

## 2.5 气体静压轴承的动态特性

气体静压轴承的稳定性问题表现在三个方面：气锤振动、高速滑动和涡流力矩。这三种不稳定性均能影响转子的工作，甚至导致轴承破坏，所以应进行稳定性校核。

### 2.5.1 气锤振动

由于结构中存在有气腔、浅槽，还有倒角、空刀等，静压轴承内除气膜容积外，还有各种多余气体容积。这些气体容积达到一定值时，轴承就会发生某种频率的自激振动，表现为气锤式的振荡，并伴有刺耳的啸叫声。

气锤振动以平板止推轴承最严重，球面轴承次之，



径向轴承不易出现。从节流形式看,带浅腔或气穴的小孔节流轴承,气锤振动最突出,环面节流轴承较轻。通常用气容比  $\bar{V}$  来判断气锤振动的稳定性。气容比  $\bar{V}$  是多余气容总和与气膜容积之比,即

$$\bar{V} = \Sigma V_i / (A h_0) \quad (7-6-54)$$

式中  $V_i$  —— 多余气体容积;

$A$  —— 轴承表面积。

为使轴承不产生气锤振动,应满足:

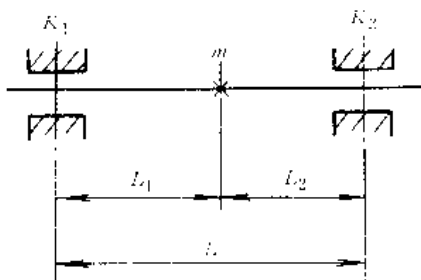
平板止推轴承  $\bar{V} \leq 0.04 \sim 0.05$

球面轴承  $\bar{V} \leq 0.05$

径向轴承  $\bar{V} \leq 0.05 \sim 0.1$

### 2.5.2 高速涡动

静压轴承高速涡动的形式和动压轴承相同,涡动类型见表 7-6-6。



两个静压气体轴承支承的转子轴承系统见图 7-6-34,同步涡动的临界转速按下式计算:

$$n_c = \frac{\left\{ \frac{1}{2} (\Omega_1 - \Omega_2) \right\}^2 + \left[ \frac{1}{2} (\Omega_1 + \Omega_2) + \Omega_2 \right]^2 + \left[ \frac{1}{2} (\Omega_1 - \Omega_2) \right]^2}{2\pi}$$

$$\Omega_1 = (K_1 + K_2) / m \quad (7-6-55)$$

$$\Omega_2 = \frac{K_1 L_1^2 + K_2 L_2^2}{I_x - I_p}$$

$$\Omega_3 = \frac{(K_2 L_2 - K_1 L_1)^2}{m(I_x - I_p)}$$

式中  $K_1$ 、 $K_2$  —— 轴承各自的刚度;

$m$  —— 转子质量;

$L_1$ 、 $L_2$  —— 转子质心到轴承中心的距离;

$I_x$  —— 转子横向转动惯量;

$I_p$  —— 转子极转动惯量。

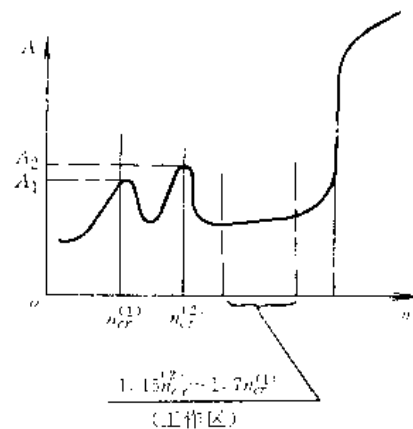


图 7-6-34 气体静压轴承转子的涡动稳定区

由上式可算出两个  $n_c$  值,大值记作  $n_{c2}$ ,小值记作  $n_{c1}$ 。为使转子既不出现同步共振,又不出现气膜振荡,转速应满足

$$1.15n_{c1} < n < 1.7n_{c2}$$

当  $mL^2 > I_x - I_p$ , 首先出现柱涡,  $mL^2 < I_x - I_p$  时,首先出现锥涡。

### 2.5.3 涡流力矩

由于制造误差、供气不稳定,气流在轴承间隙内的环流、散流效应导致产生涡流力矩。节流器类型、制造精度、供气压力波动、温度变化等,都是影响涡流力矩的因素。因此,消除涡流力矩提高稳定性的途径是:提高制造精度、提高供气系统的稳定性和选择合理的节流形式。一般孔式节流轴承的涡流力矩最大,缝式节流轴承次之,多孔质节流轴承最小。

### 2.6 轴承材料、加工精度及供气装置

气体静压轴承材料要求尺寸稳定性好、线胀系数匹配好、导热性好,要求耐腐蚀、工艺性好等。静压气体轴承常用材料及其性能见表 7-6-26。

气体静压轴承零件的几何精度可以比气体动压轴承稍低。

气体静压轴承的润滑剂大多数是空气,空气压缩机提供的压缩空气是主要气源。压气机提供的压缩机含有水份、油和固体杂质,因此,必须经过过滤和干燥方可送入轴承。过滤元件有烧结青铜、陶瓷、滤纸、毛毡等,用玻璃棉过滤的效果也很好,过滤元件的通用规范是平均微孔直径小于轴承半径间隙的 1/2。

同时,无论是压气机或是气瓶,提供的压缩气体的压力是不够稳定的,将导致轴承承载能力和刚度波动。



使转子产生漂移。因此,静压轴承的供气装置中必须设置稳压器。

静压气体轴承的供气装置通常包括:粗滤器;压气机(气瓶)、冷却器、精滤器、干燥器和稳压器等。

表 7-6-26 气体静压轴承常用材料及其性能

名称	密度 $\rho$ ( $g/cm^3$ )	弹性模量 $E$ (GPa)	线胀系数 $\alpha$ ( $10^{-6}/C$ )	热导率 $\lambda$ [ $W/(m \cdot K)$ ]	海水中的电极电势 $V$ (V)	最高使用温度 $t_{max}$ ( $C$ )	备注
铝合金	2.63~2.82	69.0~73.4	23~24	87.9	-0.9~-0.6	200~300	硬质阳极化轴套
硬黄铜	8.47	103	20	72.8	-0.30	—	
铅青铜	8.94~9.27	—	18	—	-0.20	—	
磷青铜	8.86	110	17~20	50.2	-0.20	—	
退火铜	8.91	117	20	236	-0.20	—	
灰铸铁	7.20	89.6	—	32.6	-0.70	—	
退火镍	8.89	207	—	52.7	-0.15	—	
镁合金	1.74~1.85	44.1	22~26	47.7~92.9	-1.60	200~300	
软钢	7.83	207	12~14	30.1	-0.75	—	
不锈钢	7.70	210	11~14	15.1	-0.35	150	本体材料
钛合金	4.43	103~124	8.0~8.9	4.27~10.0	-0.09~+0.06	500~550	
氧化铝陶瓷	3.74	322	6.3	13.6	—	1400	表面喷涂
氮化硅	2.21~2.49	152	2.6	6.02	—	1200	
碳化钨	15.2	552~690	1.1	—	—	450	表面喷涂
尼龙	1.11	2.83	45~80	0.151	—	120	
环氧树脂	1.11	2.76	50	2.51	—	65~100	

① 相对于饱和甘汞电极。

### 3 压膜轴承

轴承副之一方相对另一方沿其支承面的法向作高频简谐运动,使其间隙内的气体反复被挤压,产生挤压膜效应,从而具有支承外载荷的能力,称之为压膜轴承。

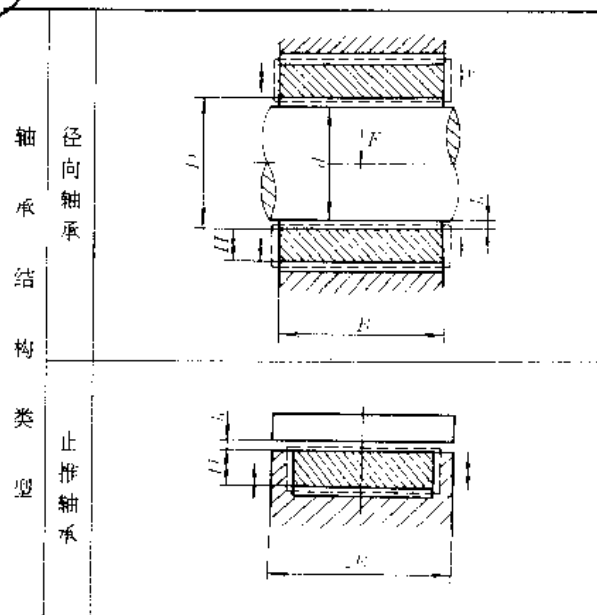
压膜轴承的高频简谐运动,是由压膜换能器实现的。压膜换能器一般用压电陶瓷、磁致伸缩材料等制成。换能器的设计应遵循三条原则:

- (1) 使轴向或径向获得最大振幅,一般应大于  $3\mu m$ ;
- (2) 工作频率应在第一谐振点上,通常设计频率应在  $3 \sim 50kHz$  范围内选择;
- (3) 轴承结构应使换能器的阻尼最小。

压膜轴承可以用粘性流体、磁流体或气体等作润滑剂,以气体压膜轴承应用最多。气体压膜轴承结构简单、装调方便,能承受高频变载荷,但承载能力低,应用领域窄。但压膜阻尼器的应用却比较广泛。

压膜轴承的分类、材料及主要用途见表 7-6-27。

表 7-6-27 气体压膜轴承分类、材料及主要用途

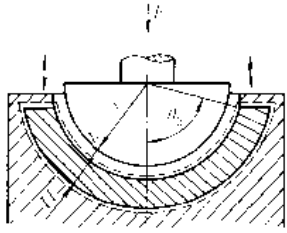
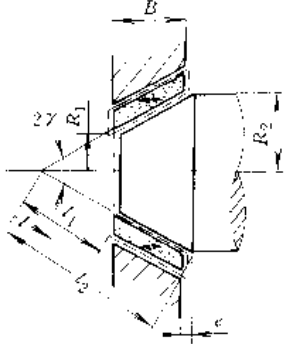


轴  
承  
结  
构  
类  
型

径  
向  
轴  
承  
  
  
  
  
  
  
  
  
  
止  
推  
轴  
承



(续)

球面轴承	
	
轴承结构类型	球面轴承 锥面轴承
轴承材料	1. 压电陶瓷 2. 磁致伸缩材料
主要用途	1. 浮子陀螺仪轴尖支承 2. 精密仪器支承 3. 压膜阻尼器

### 3.1 平面压膜轴承

分圆形平板和环形平板压膜轴承两种, 见图 7-6-35。

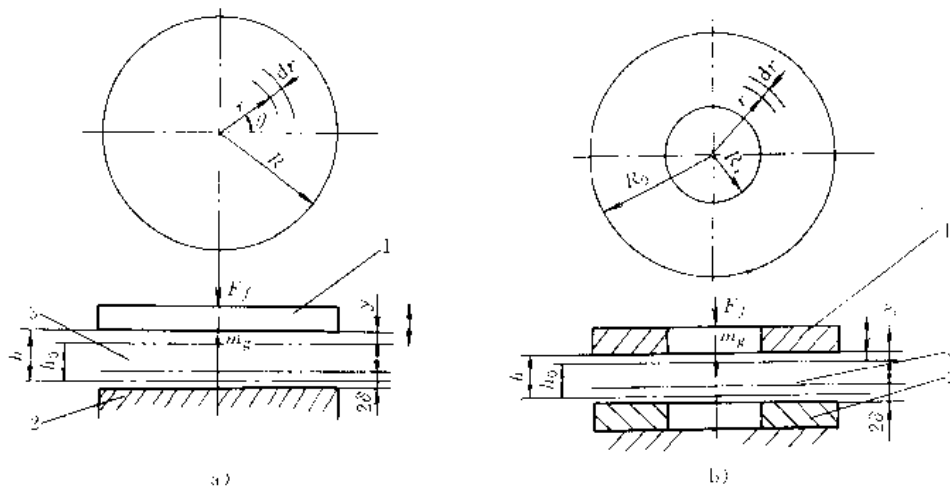


图 7-6-35 平面压膜轴承

a) 圆形平板止推轴承 b) 环形平板止推轴承

1 被支承板 2 驱动板 3 挤压润滑膜

#### 3.1.1 圆形平板止推轴承

轴承由上、下两圆形平板组成 (图 7-6-35a), 其中板 2 为驱动板, 在压膜换能器的作用下, 产生振幅为  $\delta$  的垂直于板面的谐振, 板 1 为被支承板, 与板 2 共同建立一挤压润滑膜 3。

被支承板的运动方程为

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = 2\pi \int_0^R (p - p_2) r dr - (F_j + mg) \quad (7.6-56)$$

挤压膜润滑的压力分布方程为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r p h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 12\eta \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{p h}{\partial t} \right) \quad (7.6-57)$$

瞬时膜厚方程为

$$h = h_0 - \delta \sin \nu t + y(t) \quad (7.6-58)$$

式中  $h_0$ ——平均轴承间隙;

$\nu$ ——谐振频率;

$m$ ——被支承板质量;

$F_j$ ——外加周期循环载荷;

$R$ ——圆板外半径。

将式 (7.6-56)、式 (7.6-57) 和式 (7.6-58) 无量纲化, 令挤压数

$$\sigma = \frac{12\eta\nu}{p_0} \left( \frac{R}{h_0} \right)^2$$

驱动板的幅值比

$$\epsilon_s = \delta/h_0$$

被支承板的幅值比

$$\epsilon_c = y/h_0$$



求解上述无量纲方程，得出圆平板压膜轴承在静载荷下，载荷系数和刚度系数在挤压数  $\sigma \rightarrow \infty$  时的近似表达式为

$$\bar{F}_z = \frac{F_z}{\rho_a A_s} = \left( \frac{1 + 1.5\epsilon^2}{1 - \epsilon^2} \right)^{1/2} - 1 \quad (7.6.59)$$

$$\bar{K}_z = \frac{F_z h_s}{\rho_a A_s} = 2.5 \frac{\epsilon^2}{[(1 - \epsilon^2)^2 (1 + 1.5\epsilon^2)]^{1/2}} \quad (7.6.60)$$

$$\epsilon = (\epsilon_0^2 - \epsilon_s^2 - 2\epsilon_0 \epsilon_s \cos\phi)^{1/2} \quad (7.6.61)$$

式中  $A_s$ ——轴承投影面积；

$\phi$ ——相位角。

载荷系数在不同  $\epsilon$  下，随  $\sigma$  的变化曲线见图 7-6-36。

36.

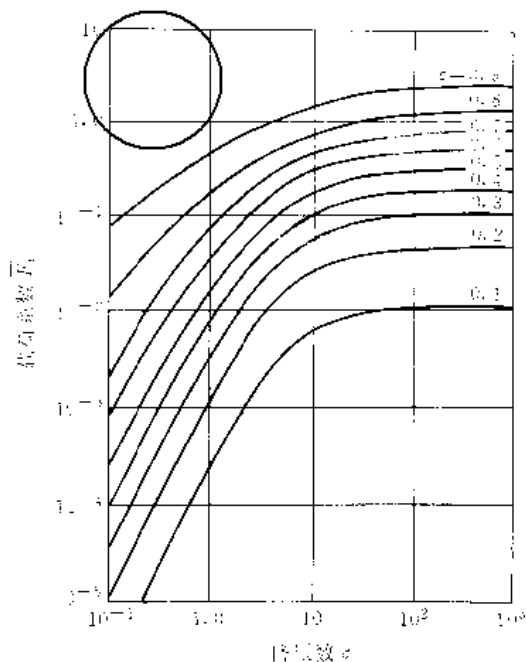


图 7-6-35 圆形平板压膜止推轴承  $\bar{F}_z$  曲线

$$\bar{F}_z = \frac{F_z}{\rho_a A_s}, \quad \sigma = \frac{12\eta\omega \left( \frac{R_0}{h_0} \right)^2}{\rho_a \left( \frac{h_0}{R_0} \right)}$$

取面凹凸对轴承承载能力有显著影响，凹面使承载能力提高，凸面反之。

### 3.1.2 环形平板止推轴承<sup>[61]</sup>

环形平板上推压膜轴承沿半径方向的压力分布见图 7-6-37，曲线 1 是不考虑惯性影响的解，曲线 2 和 3 是考虑惯性影响的解。取惯性影响参数为

$$Re = \frac{h\rho}{\eta} \frac{dh}{dt}, Re_1 = \frac{h^3\rho^2}{\eta^2} \frac{d^2h}{dt^2}, \dots, Re_n = \frac{h^{2n+1}\rho^{n+1}}{\eta^{n+1}} \frac{d^n h}{dt^n}$$

不考虑惯性影响的环形平板压膜止推轴承的承载能力由下式计算：

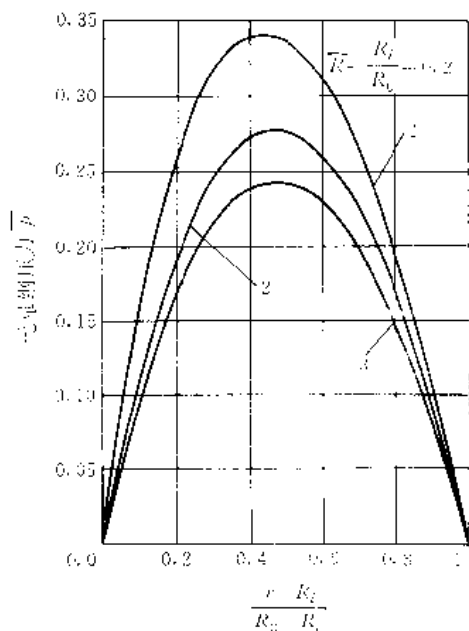


图 7-6-37 环形平板压膜轴承的压力分布

1—不考虑惯性影响 2— $Re=1$ ，

$Re_1=1$  3— $Re=1$ ， $Re_1=0$

$$\bar{p} = \frac{p - p_s}{\rho} = \frac{h^3\rho}{3ReR_0^2\eta}$$

$$F_z = \left[ 1.5\pi R_0^3 \frac{\eta^2}{\rho} \right] (Re) \left[ (\bar{R}^3 - 1) \frac{(1 - \bar{R}^3)^{-1}}{\ln \bar{R}} \right] \quad (7.6.62)$$

考虑惯性影响的承载能力为

$$F = F_0 - C_1 F_0 \quad (7.6.63)$$

修正系数  $C_1$  见图 7-6-38。

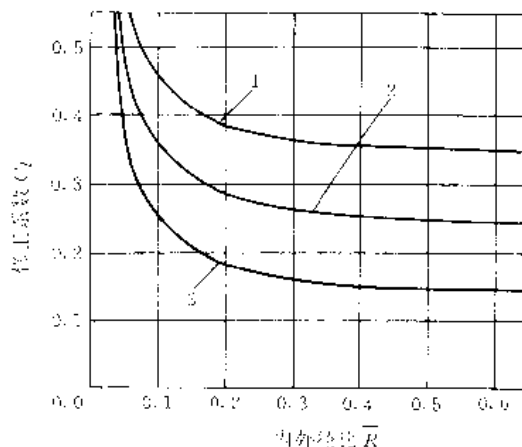


图 7-6-38 修正系数  $C_1$

1— $Re=1$ ， $Re_1=1$ ；2— $Re=1$ ，

$Re_1=0$ ；3— $Re=1$ ， $Re_1=1$

### 3.2 柱面压膜径向轴承<sup>[60]</sup>

柱面压膜径向轴承的结构见图 7-6-39。在轴颈和



轴承的间隙内, 挤压气膜压力分布的基本方程(无量纲形式) 是

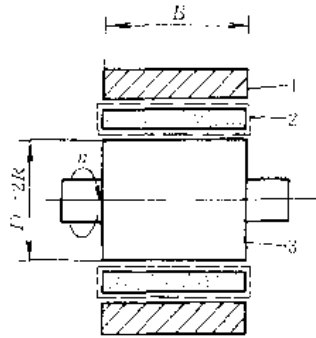


图7-6-39 柱面压膜径向轴承  
1—轴瓦 2—浮动换能器 3—轴

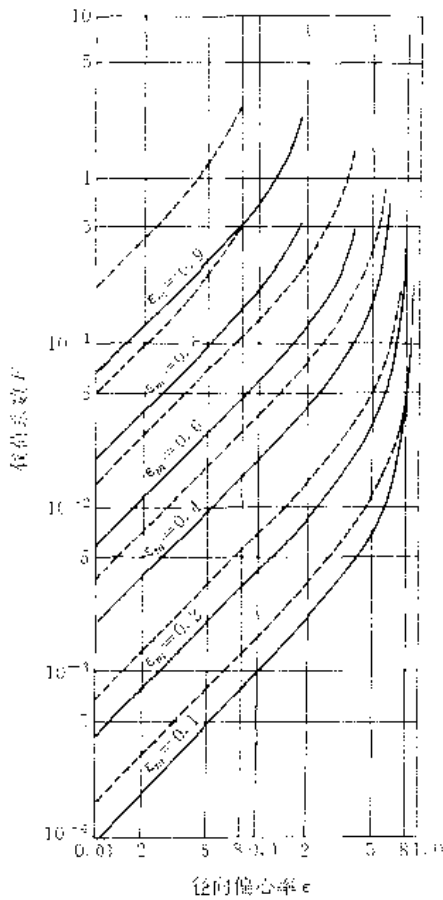


图7-6-40 柱面压膜轴承的载荷系数

$$\bar{F} = \frac{F}{p_a B D} \quad \text{--- } \epsilon_p = 0 \quad \text{--- } \epsilon_p = 0.8$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)^2 + \left( \frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right)^2$$

$$= 2\Lambda \frac{\partial (\bar{p} \bar{h})}{\partial \theta} + 2\sigma \frac{\partial (\bar{p} \bar{h})}{\partial t}$$

$$\Lambda = \frac{12\pi\eta n}{p_a} \left( \frac{R}{c} \right)^2$$

$$\sigma = \frac{12\eta\nu}{p_a} \left( \frac{R}{c} \right)^2$$

式中  $\Lambda$ ——压缩数;  
 $\sigma$ ——挤压数;  
 $\theta$ ——角坐标,  $\theta = \frac{x}{(2R)}$ ;  
 $\bar{z}$ ——轴向坐标,  $\bar{z} = \frac{Z}{B}$ ;  
 $\bar{t}$ ——无量纲挤压频率,  $\bar{t} = \nu t$ ;  
 $\bar{p}$ ——无量纲压力,  $\bar{p} = p/p_a$ ;  
 $\bar{h}$ ——无量纲膜厚,  $\bar{h} = h/c$ ;  
 $c$ ——半径间隙。

膜厚方程为

$$\bar{h} = 1 + \epsilon_r \cos(\theta - \theta_r) + \epsilon_m \bar{z} \cos(\theta - \theta_m) + \epsilon_m (1 + \epsilon_r \bar{z}^2) \cos \tau \quad (7-6-61)$$

式中  $\epsilon_r$ ——径向偏心率;  
 $\epsilon_m$ ——旋转偏心率;  
 $\epsilon_m$ ——换能器中位面的偏移率;  
 $\epsilon_r$ ——换能器作简谐运动的幅值比,  $\epsilon_r = \delta/c$ ;  
 $\theta_r, \theta_m$ —— $\epsilon_r, \epsilon_m$  的参考角坐标。

$B/D \rightarrow \infty$  的无限宽轴承的载荷系数和刚度系数值 见图7-6-40、图7-6-41。

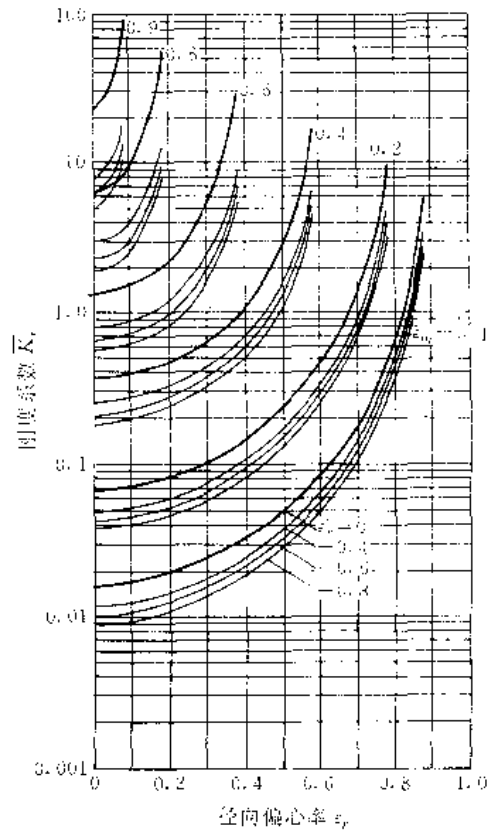


图7-6-41 柱面压膜轴承的刚度系数

$$\bar{K} = \frac{h_0 K_r}{p_a B D}$$



3.3 球面压膜轴承

球面压膜轴承的结构见图 7·6-42。

球面压膜轴承的基本润滑方程（无量纲形式）为

$$\begin{aligned} & \sin\phi \frac{\partial}{\partial\phi} \left( \sin\phi \bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial\bar{p}}{\partial\phi} \right) + \frac{\partial}{\partial\theta} \left( \bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial\bar{p}}{\partial\theta} \right) \\ & = \sin^2\phi \left( \Lambda \frac{\partial}{\partial\theta} + \lambda \frac{\partial}{\partial t_1} - \sigma \frac{\partial}{\partial t} \right) (\bar{p} \bar{h}) \end{aligned}$$

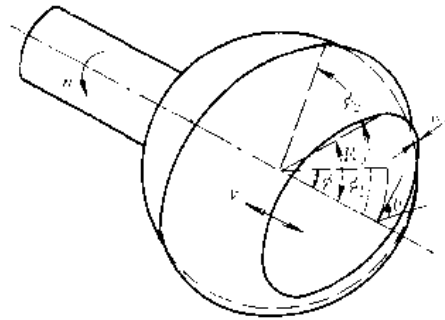
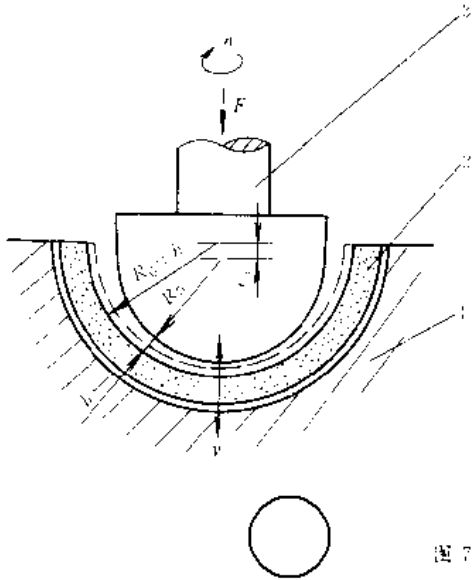


图 7·6-42 球面压膜轴承

1—轴承 2—转换器 3—轴

$$\begin{aligned} \Lambda &= \frac{12\pi\eta n_1 R}{\rho_2 \bar{h}} \\ \lambda &= \frac{12\eta\Omega R}{\rho_2 \bar{h}} \\ \sigma &= \frac{12\eta\nu R}{\rho_2 \bar{h}} \end{aligned}$$

- 式中  $\rho$  无量纲气膜压力  $\bar{p} = p/p_0$ ;  
 $\bar{h}$  无量纲膜厚,  $\bar{h} = h/h_0$ ;  
 $\phi, \theta$  沿子午线和赤道线的角坐标 (见图 7·6-42);  
 $n$  转速;  
 $\Omega$  振动频率;  
 $\nu$  挤压频率;  
 $\bar{t}$  无量纲挤压频率,  $\bar{t} = \nu t$ ;  
 $\bar{t}_1$  无量纲振动频率,  $\bar{t}_1 = \Omega t$ 。

膜厚方程为 (纯轴向挤压时)

$$\bar{h} = 1 - \epsilon_1 \cos\phi - \epsilon_2 \sin\phi \cos\theta - \epsilon_3 \cos\phi \cos\theta \quad (7\cdot6-65)$$

- 式中  $\epsilon_1$  轴向偏心率;  
 $\epsilon_2$  轴向振动幅值比,  $\epsilon_2 = \delta_2/h_0$ ;  
 $\epsilon_3$  径向振动幅值比,  $\epsilon_3 = \delta_3/h_0$ 。

图 7·6-43 给出半球形轴向压膜轴承的轴向载荷系数和刚度系数。

球台形压膜轴承的轴向载荷系数和轴向、径向刚度系数见图 7·6-41、图 7·6-45 和图 7·6-46。

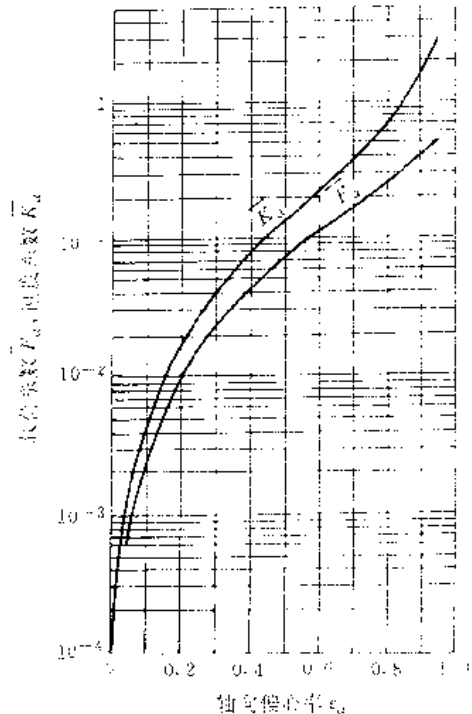


图 7·6-43 半球形轴向压膜轴承的载荷和刚度系数

$$\bar{F}_0 = \frac{F_0}{\pi p_0 R}, \quad \bar{K}_0 = \frac{K_0 h_0}{\pi p_0 R_0^2}$$



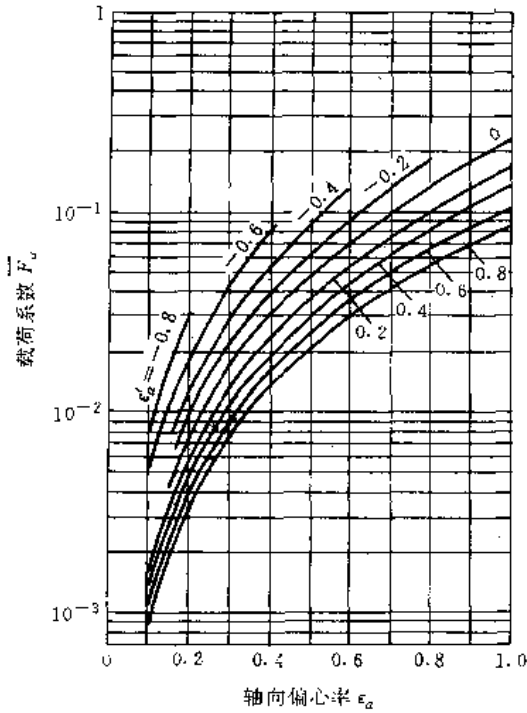


图 7-6-44 球台形压膜轴承的载荷系数

$\phi_1=41.5^\circ \quad \phi_2=68^\circ \quad \Lambda=0$

$$\bar{F}_a = \frac{F_a}{\pi R_0^2 p_a}$$

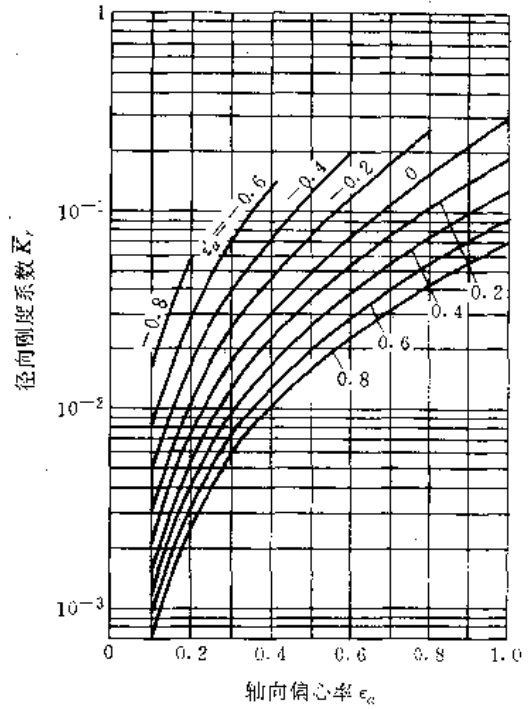


图 7-6-46 球台形压膜轴承的径向刚度系数

$\phi_1=41.5^\circ \quad \phi_2=68^\circ \quad \Lambda=0$

$$\bar{K}_r = \frac{K_r h_0}{\pi R_0^2 p_a}$$

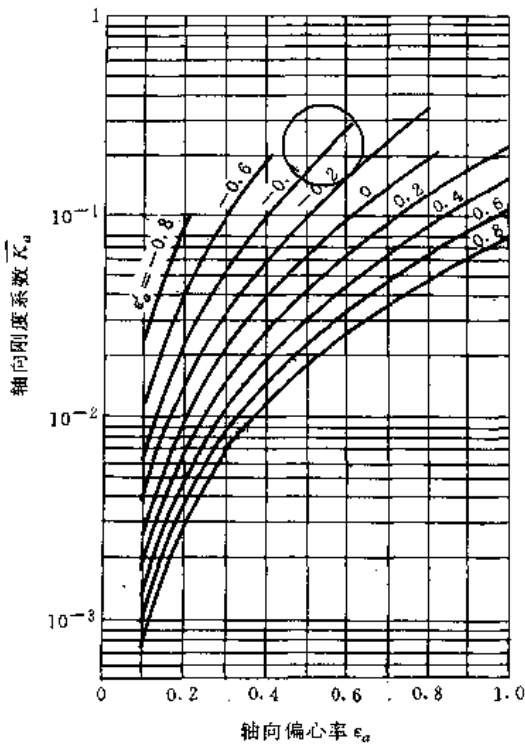


图 7-6-45 球台形压膜轴承的轴向刚度系数

$\phi_1=41.5^\circ \quad \phi_2=68^\circ \quad \Lambda=0$

$$\bar{K}_a = \frac{K_a h_0}{\pi R_0^2 p_a}$$

### 3.4 锥面压膜轴承<sup>[60]</sup>

锥面压膜轴承的结构简图见图 7-6-47,  $R_2$ 、 $R_1$  是锥体(圆台)上下圆面的半径,  $B$  是锥体轴向宽度,  $\gamma$  是锥半角。

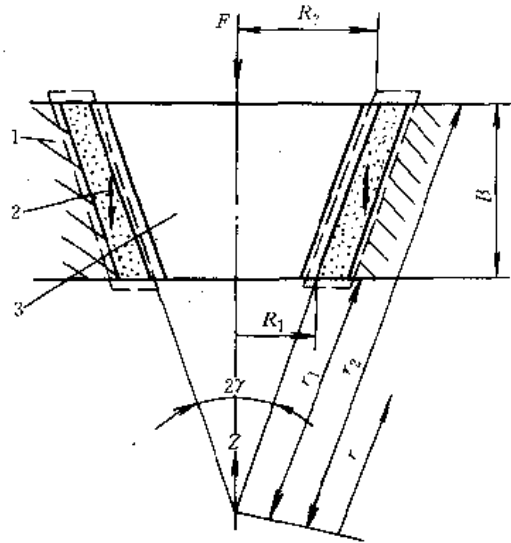


图 7-6-47 锥面压膜轴承

1—轴承 2—驱动套(锥套换能器) 3—被支承锥体





锥面压膜轴承的膜厚  $\bar{h}$  可表示为

$$\bar{h} = 1 + \epsilon_r \cos \gamma \cos(\theta - \theta_R) + \epsilon_r \frac{r}{r_2} \cos(\theta - \theta_r) + \epsilon \sin \gamma \cos \bar{t} \quad (7\cdot6-66)$$

将式 (7·6-66) 代入基本方程, 解出轴向载荷系数

$$\bar{F}_a = \frac{F_a}{p_a A_a} = \left[ \frac{1 + 1.5 \epsilon_r^2 \sin^2 \gamma}{1 - \epsilon_r^2 \sin^2 \gamma} \right]^{1/2} \quad (7\cdot6-67)$$

式中  $A_a$  —— 轴向承载面积,  $A_a = \pi (R_2^2 - R_1^2)$ ;  
 $\epsilon_r$  —— 轴向偏心率,  $\epsilon_r = e_a / h_0$

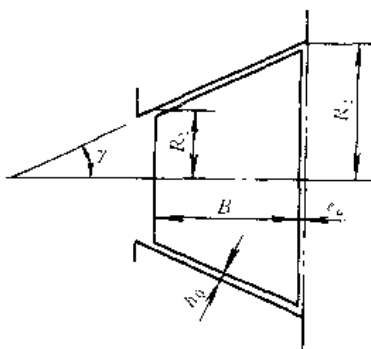
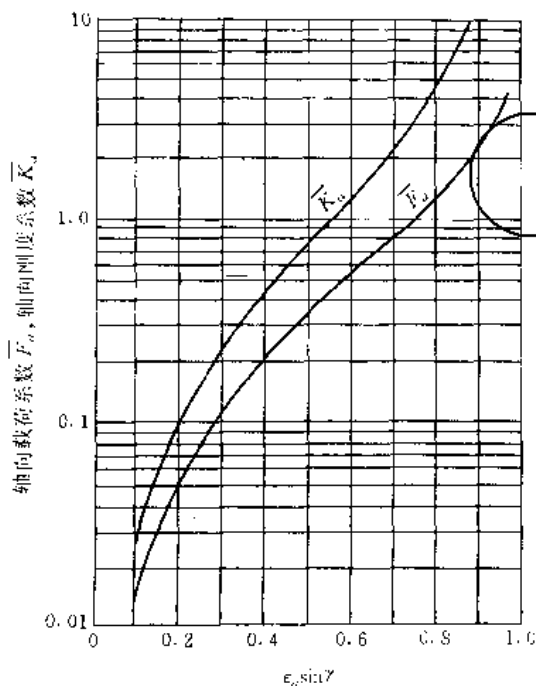


图 7·6-48 锥面压膜轴承  $\bar{F}_a$  和  $\bar{K}_a$  曲线

轴向刚度系数

$$\begin{aligned} \bar{K}_a &= \frac{h_0 K_a}{p_a A_a \sin \gamma} \\ &= 2.5 \frac{\epsilon_r^2 \sin^2 \gamma}{[(1 - \epsilon_r^2 \sin^2 \gamma)^2 (1 + 1.5 \epsilon_r^2 \sin^2 \gamma)]^{1/2}} \end{aligned} \quad (7\cdot6-68)$$

式中  $h_0$  —— 平均半径间隙。

轴向载荷系数与轴向刚度系数随轴向偏心率  $\epsilon_r$  的变化曲线见图 7·6-48。径向刚度系数随径向偏心率  $\epsilon_r$  的变化曲线见图 7·6-49。径向刚度系数为

$$\bar{K}_r = \frac{K_r h_0}{p_a A_r \cos \gamma}$$

式中  $A_r$  —— 径向面积,  $A_r = (R_1 + R_2) B$ 。

### 3·5 轴承材料及换能器设计

凡能实现机电能量转换的材料, 原则上都可做压膜轴承材料。像磁振材料、磁致伸缩材料、压电材料等。实用中较多采用的是压电陶瓷, 它具有如下优点:

- (1) 功耗低;
- (2) 不需冷却或只需简单冷却;
- (3) 尺寸适应性强, 有市售产品;
- (4) 易于防护;

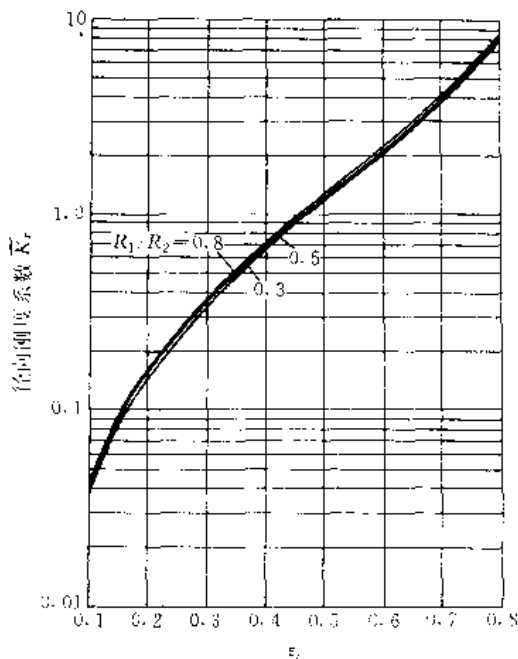


图 7·6-49 锥面压膜轴承  $\bar{K}_r$  曲线

$$\bar{K}_r = \frac{K_r h_0}{\cos \gamma p_a A_r} \quad \epsilon_r = \epsilon_r \sin \gamma$$



(5) 在质量和体积上均可做到最下限, 以使整个系统既简化又节省。

对压膜轴承换能器设计, 应达到下列技术指标:

- (1) 高的  $Q$  值<sup>①</sup> (如 500);
- (2) 高耦合系数  $d_{ij}$ <sup>②</sup>, ( $d_{33} = 285 \times 10^{-12} \text{m/V}$ ,  $d_{31} = 122 \times 10^{-12} \text{m/V}$ );
- (3) 高居里点: (325°C);
- (4) 高强度, (抗拉强度 25MPa, 拉压强度 250MPa);
- (5) 大的变形极限 ( $\epsilon_{11} = 10^{-4}$ )。

压电陶瓷铅锆酸盐-铅钛酸盐就是较合适的一种换能器材料, 上面括号中的数值就是这种材料能达到的指标。

### 4 气体混合润滑轴承

#### 4.1 概述

混合润滑轴承是指在同一轴承内同时具有两种或两种以上的润滑形式, 共同起润滑作用的轴承。通常有:

- (1) 动压-静压混合润滑;
- (2) 动压-挤压混合润滑;
- (3) 静压-挤压混合润滑;
- (4) 动压-静压-挤压混合润滑。

由于混合润滑同时具有两种以上的润滑效果, 所以轴承往往能承受摩擦副的各种工况变化。如: 动静压混合润滑, 既能满足低速下支承的润滑需要, 又能适应高速下保持稳定工作的要求; 动挤压混合润滑, 在高频振动下工作, 具有良好的耐振性, 又增强了动压效应。

因此, 近 10 年来, 气体混合润滑轴承越来越为人们所重视, 应用日益增多, 研究也逐渐深入, 已逐渐构成润滑理论的独立分支。

严格地说, 气体静压轴承在高速状态下工作时, 基本上是动-静-挤压混合润滑轴承, 只是轴承结构及工况不同, 三种润滑效应各自所占的比例不同罢了。从结构上看: 为产生足够的静压效应, 必须有节流器, 且使节流参数  $Y$  具有合适数值; 为产生一定动压效应, 必须有易于产生动压效应的结构, 如螺旋槽、阶梯面、浅腔等; 为产生挤压效应, 还需要外加激振器, 以产生足够高的振频  $\nu$ 。因此, 在一只轴承的结构上同时兼顾三种润滑效果, 相当困难。

基于这种考虑, 应用较多的混合润滑轴承是动静压混合轴承。本章只讨论这种轴承。

动静压混合气体轴承的位移图和力平衡图见图 7-6-50, 由力平衡图看出:

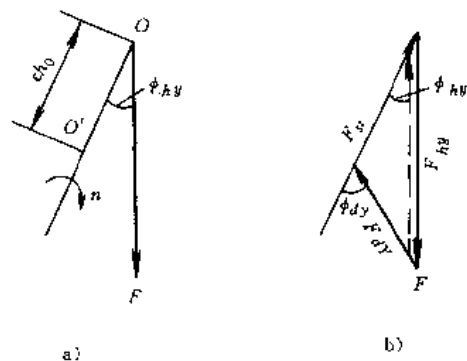


图 7-6-50 动静压混合轴承位移图和力平衡图  
a) 位移图 b) 力平衡图

$F_{st}$ —静压承载力  $F_{dy}$ —动压承载力  $F_{hy}$ —混合承载力  $\phi_{dy}$ —动压偏位角  $\phi_{hy}$ —混合偏位角

$$F_{hy} = F_{st} \cos \phi_{hy} + F_{dy} \cos (\phi_{dy} - \phi_{hy})$$

$$\cot \phi_{hy} = \frac{F_{st}}{F_{dy} \sin \phi_{dy}} + \cot \phi_{dy} \quad (7-6-69)$$

动静压混合轴承的压缩数  $\Lambda_{hy}$  定义为

$$\Lambda_{hy} = \frac{12\pi\eta n}{p_m} \left( \frac{D}{2h_0} \right)^2 \quad (7-6-70)$$

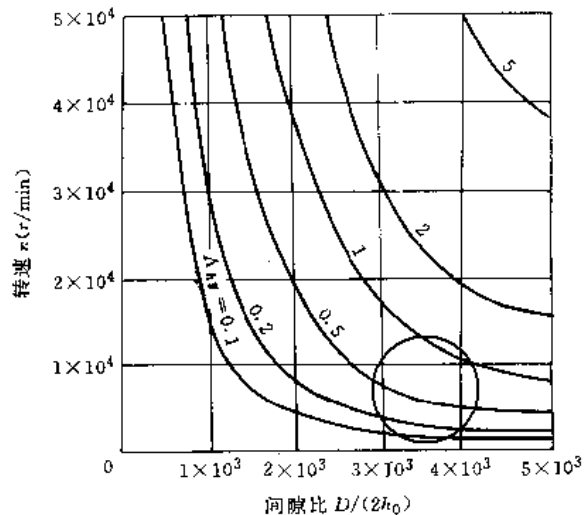


图 7-6-51 混合轴承  $\Lambda_{hy} \cdot n$ 、 $\frac{D}{2h_0}$  关系曲线  $\bar{p}_1 = 0.35$

①  $Q$  值定义为

$$Q = \frac{\text{共振变形}}{\text{静变形}} = \frac{\text{每循环能量存储值}}{\text{每循环能量耗散值}}$$

②  $d_{ij}$  定义为  $\epsilon_j = E_i d_{ij}$ ,

其中  $\epsilon_j$ —材料应变;  $E_i$ —电场强度。



它一定程度地表现了动、静压双重影响, 其中的  $p_m$  是由环境压力  $p_a$  和供气压力  $p_s$  共同决定的一个综合压力, 设计时为了简化, 常取

$$p_m = (p_s + p_a)/2$$

$\Delta_{hy}$  随转速  $n$  和间隙比  $D/(2h_0)$  变化, 见图 7-6-51。

#### 4.2 孔式供气动静压轴承

孔式供气动静压混合轴承及其节流孔尺寸参数见图 7-6-52, 静压效应的节流参数

$$Y_s = \frac{6\eta Z d_j^2}{4p_s h_0^3} \sqrt{\frac{RT}{1 + \delta^2}}$$

$$\delta = \frac{d_j^2}{4h_0 d_R}$$

动压效应的压缩数

$$\Lambda = \frac{12\pi\eta n}{p_s} \left(\frac{D}{2h_0}\right)^2$$

若取  $p_m = (p_s + p_a)/2$ , 则混合轴承的压缩数

$$\Lambda_{hy} = \frac{2\Lambda}{p_s/p_a + 1}$$

动静压混合轴承的压力分布方程仍是雷诺方程, 用摄动法求解雷诺方程, 其有限偏心解为

$$\text{径向力 } F_r = \frac{2}{\sqrt{1-\epsilon^2} (1 + \sqrt{1-\epsilon^2})} F_{r0}$$

$$\text{切向力 } F_t = \frac{2}{1 + \sqrt{1-\epsilon^2}} F_{t0}$$

(7-6-71)

$$\text{摩擦力矩 } \bar{T} = \frac{T}{p_a B D h_0} = \frac{\pi \Lambda}{6 \sqrt{1-\epsilon^2}} \cdot \frac{\epsilon}{2} \frac{F_t}{p_a B D}$$

(7-6-72)

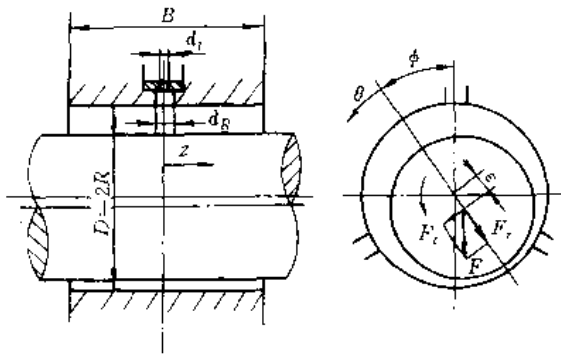


图 7-6-52 孔式供气动静压混合轴承

无量纲径向力  $\frac{F_{r0}}{\epsilon(p_s - p_a)BD}$  和无量纲切向力  $\frac{F_{t0}}{\epsilon \Lambda p_a BD}$ , 在不同节流参数  $Y_s$  下与混合压缩数  $\Lambda_{hy}$  的关系曲线见图 7-6-53~图 7-6-56。设计时, 根据给定条

件算出  $Y_s$  和  $\Lambda_{hy}$  后, 可由上述曲线查出相应的无量纲径向力和切向力, 由式 (7-6-71) 算出  $F_r$ 、 $F_t$ , 则轴承承载能力为

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_t^2}$$

由式 (7-6-72) 可算出轴承的摩擦力矩, 则轴承的摩擦功耗

$$P_f = 2\pi T n$$

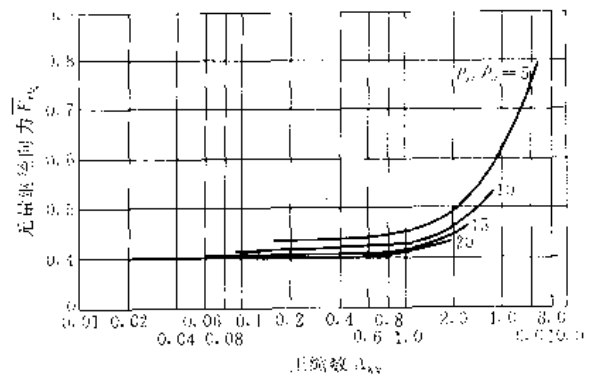


图 7-6-53 混合轴承  $\bar{F}_{r0}$  -  $\Lambda_{hy}$  关系曲线

$Y_s = 2.0$   $B/D = 1.0$   $\delta \rightarrow 0$  (小孔节流)

$$\bar{F}_{r0} = \frac{F_{r0}}{\epsilon(p_s - p_a)BD}, \Lambda_{hy} = \frac{2\Lambda}{p_s/p_a + 1}$$

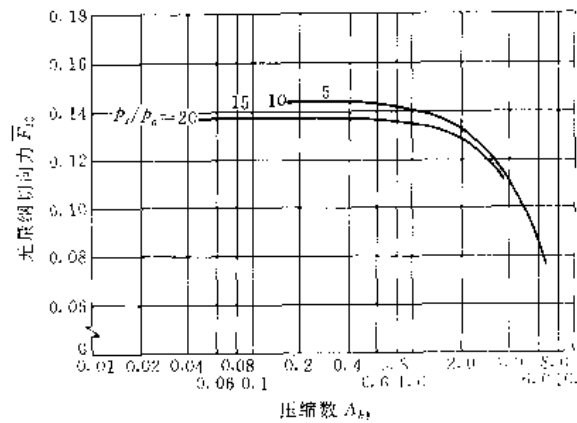


图 7-6-54 混合轴承  $F_{t0}/[\epsilon \Lambda p_a BD]$  -  $\Lambda_{hy}$  关系曲线

$Y_s = 2.0$   $B/D = 1.0$   $\delta \rightarrow 0$  (小孔节流)

$$\bar{F}_{t0} = \frac{F_{t0}}{\epsilon \Lambda p_a BD}, \Lambda_{hy} = \frac{2\Lambda}{p_s/p_a + 1}$$

由图看出:  $\Lambda_{hy} = 1$  近似为临界值, 当  $\Lambda_{hy} < 1$  时,  $F_{r0}$  近似为常数, 不随  $\Lambda_{hy}$  变化, 与静压轴承相同; 当  $\Lambda_{hy} > 1$  时,  $F_{r0}$  随  $\Lambda_{hy}$  增大而增加。



孔式供气动静压混合轴承节流孔参数的选择参见本章2.2.1节。

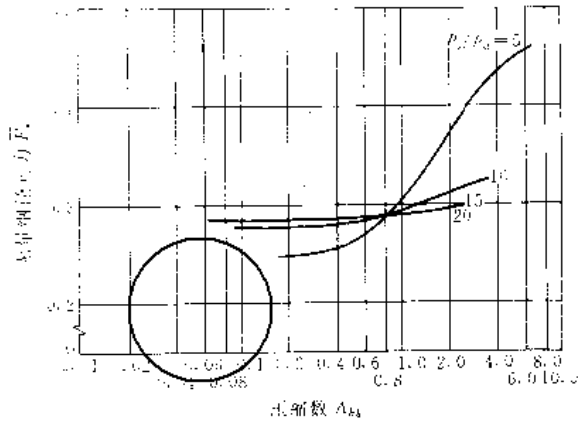


图 7-6-55 混合轴承  $\bar{F}_{0.5}-A_{hy}$  关系曲线

$Y_f=0.1$   $B/D=1.0$   $\delta \rightarrow 0$  小孔节流

$$\bar{F}_{0.5} = \frac{F_{r0}}{\varepsilon(p_s - p_a)BD}, \quad A_{hy} = \frac{2\Delta}{p_s/p_a + 1}$$

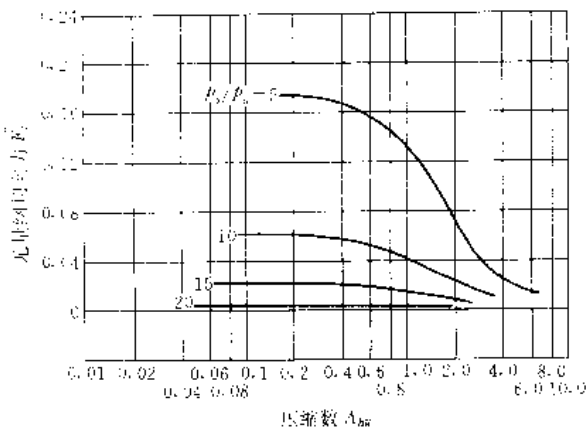


图 7-6-56 混合轴承  $\bar{F}_{0.5}-A_{hy}$  关系曲线

$Y_f=0.1$   $B/D=1.0$   $\delta \rightarrow 0$  (小孔节流)

$$\bar{F}_{0.5} = \frac{F_{r0}}{\varepsilon p_s BD}, \quad A_{hy} = \frac{2\Delta}{p_s/p_a + 1}$$

### 4.3 缝式供气动静压轴承<sup>[52]</sup>

缝式供气动静压混合轴承的结构型式与缝式供气静压轴承完全相同。混合轴承的压缩数为

$$A_{hy} = \frac{2\pi\eta n}{p_m} \left( \frac{D}{2h_0} \right)^2 = \frac{1}{4\pi} \sqrt{\frac{G}{12(b/B)(B/D)^2} \frac{p_{d_0}^2 - p_a^2}{p_s^2} \ln \bar{p}_0} \quad (7.6-73)$$

式中  $\bar{p}_0$  无量纲供气压力,  $\bar{p}_0 = p_s/p_a$ ;

$G$ —功耗比,  $G = P_\mu/P_f$ 。

这里, 常取  $p_m = p_s$ 。

当  $G=3$  时总功耗最小, 这时的混合压缩数称为最佳混合压缩数, 有

$$A_{hy,opt} = \frac{1}{4\pi} \sqrt{\frac{1}{4(b/B)(B/D)^2} \frac{p_{d_0}^2 - p_a^2}{p_s^2} \ln \bar{p}_0}$$

缝式供气混合轴承的承载能力、刚度、流量除了与表压比、偏心率、缝的位置有关外, 还与混合压缩数有关。载荷系数  $\bar{F}$  与表压比  $\bar{p}_0$  的关系曲线见图 7-6-57, 图中  $G=0$  的曲线乃是纯静压轴承的  $\bar{F}-\bar{p}_0$  曲线。由图可见, 混合轴承最大承载能力时的表压比, 比纯静压轴承的大, 在  $G=3$  时, 约为 0.65, 故缝式供气混合轴承通常取  $\bar{p}_0 = 0.4 \sim 0.7$ 。

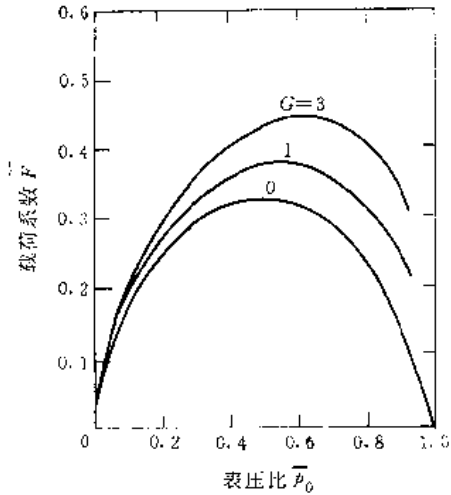


图 7-6-57 混合轴承的  $\bar{F}-\bar{p}_0$  曲线

$\bar{p}_s=5$   $B/D=1$   $b/B=0.25$   $\varepsilon=0.5$

$$\bar{F} = \frac{F}{(p_s - p_a)BD}$$

$\bar{F}$  与节流缝位置参数的关系曲线见图 7-6-58,  $\bar{F}$  随  $b/B$  增大 (节流缝移向轴承中间) 而下降。

$\bar{F}$  与偏心率的关系曲线见图 7-6-59。

$\bar{F}$  与压缩数  $A_{hy}$  的关系曲线见图 7-6-60。在该图给定的条件下,  $A_{hy,opt} = 0.057$ , 由图可见, 当  $A_{hy} < A_{hy,opt}$  时,  $\bar{F}$  随  $A_{hy}$  近似呈线性增大, 而在  $A_{hy} > A_{hy,opt}$  以后,  $\bar{F}$  增长的趋势渐缓。

刚度系数与表压比的关系曲线见图 7-6-61, 由图可见: 在小偏心率下, 从刚度考虑,  $\bar{p}_0 = 0.4 \sim 0.7$  也是较合适的范围; 在大偏心率下, 刚度随  $\bar{p}_0$  增大而增加, 这时  $\bar{p}_0$  应取更大值。

流量系数与表压比的关系曲线见图 7-6-62, 显



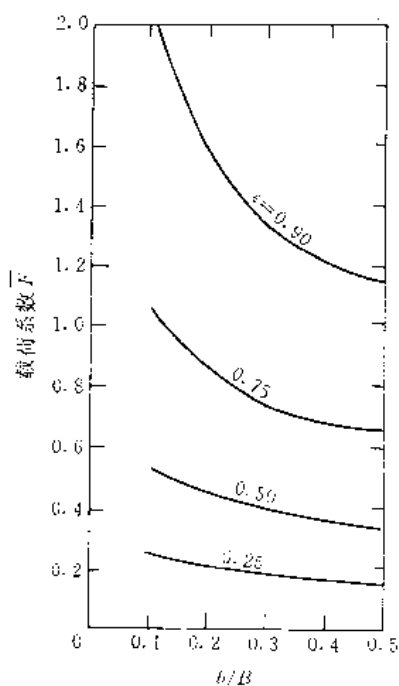


图 7-6-58 混合轴承的  $\bar{F}-b/B$  曲线  
 $\bar{p}_s=5$   $B/D=1$   $\bar{p}_0=0.5$   $G=3$

$$\bar{F} = \frac{F}{(\bar{p}_s - \bar{p}_0) BD}$$

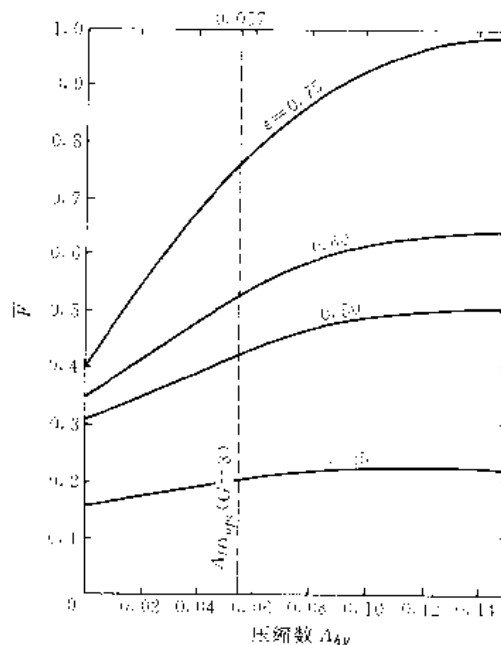


图 7-6-60 混合轴承  $\bar{F}-A_{Av}$  曲线  
 $\bar{p}_s=5$   $B/D=1$   $b/B=0.25$   $\bar{p}_0=0.5$

$$\bar{F} = \frac{F}{(\bar{p}_s - \bar{p}_0) BD}$$

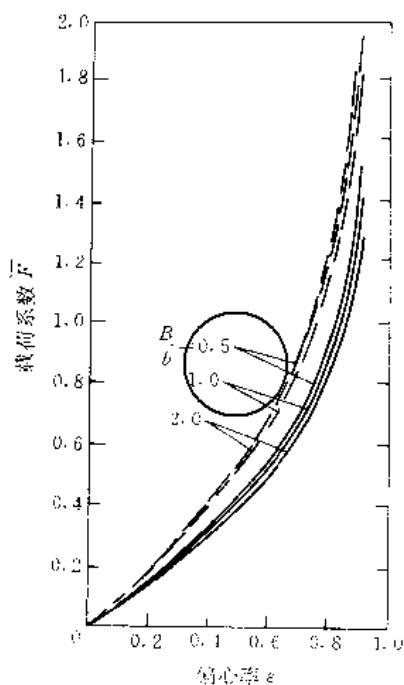


图 7-6-59 混合轴承的  $\bar{F}-\epsilon$  曲线

$\bar{p}_s=5$   $\bar{p}_0=0.5$   $G=3$  —  $b/B=0.25$  ---  $b/B=0.1$

$$\bar{F} = \frac{F}{(\bar{p}_s - \bar{p}_0) BD}$$

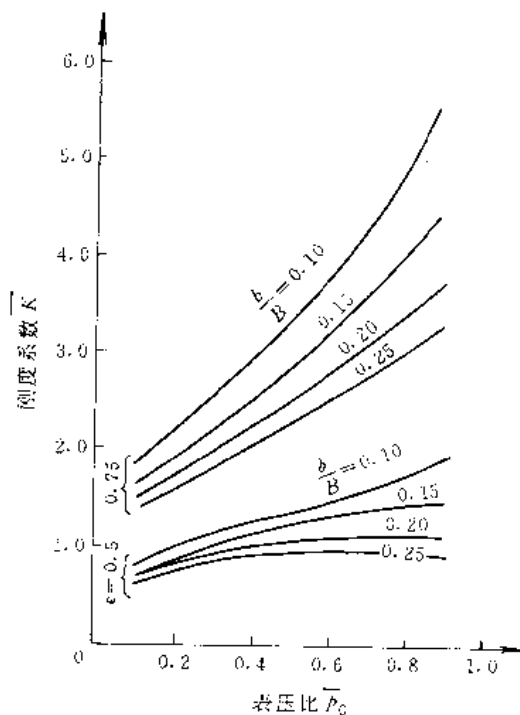


图 7-6-61 混合轴承  $\bar{K}-\bar{p}_0$  曲线

$\bar{p}_s=5$   $B/D=1$   $G=3$

$$\bar{K} = \frac{K h_0}{(\bar{p}_s - \bar{p}_0) BD}$$



然，轴承宽径比愈大，则流量愈少。此外，流量还与节流缝位置有关，不言而喻， $b/B$ 愈小，则流量愈大。

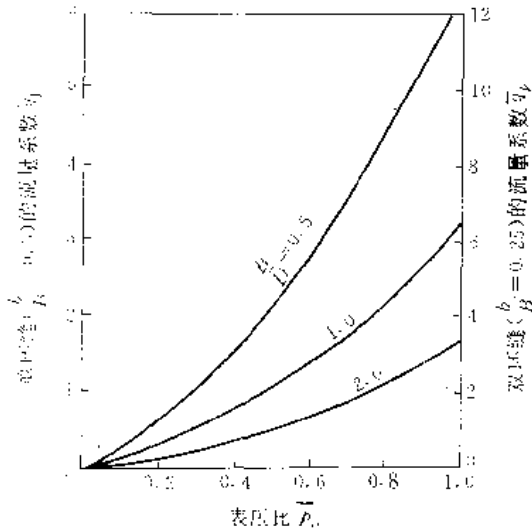


图 7·6-62 混合轴承  $\bar{q}_v, p_0$  曲线

$$\bar{q}_v = \frac{\eta q_v}{(p_1 - p_0) h_0^3}$$

4·4 多孔质动静压轴承 (参见本篇第7章3节)

4·5 小孔-浅腔动静压轴承<sup>[54]</sup>

孔式供气、环面和阶梯面两次节流的动静压混合气体轴承，见图7·6-63。在轴承工作表面上，沿周向均布数个(通常为3、4、5、6个)浅腔，每个浅腔内，在特定的位置设有1~2个供气小孔。气体从小孔供入，经小孔环面和浅腔形成的阶梯面两次节流，产生静压效应。在轴旋转的条件下，轴颈偏心和阶梯面又产生动压效应。因此，构成动静压混合轴承。

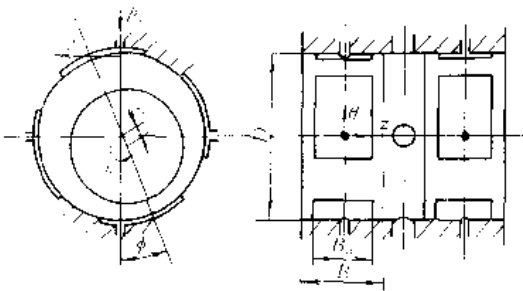


图 7·6-63 小孔-浅腔混合气体轴承的结构示意

由于采用环面节流，供气孔直径较大(通常大于0.6mm)，不易出现堵塞。

供气孔直径  $d_1$  与浅腔深度  $\delta_2$  是影响轴承性能的主要结构参数。供气孔径  $d_1$  对承载能力和刚度的影响见图7·6-64，对流量和偏位角的影响见图7·6-65。与浅腔深度比较， $d_1$  对承载能力和刚度的影响较小。

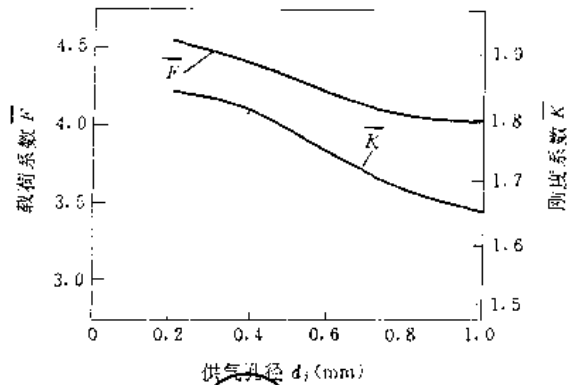


图 7·6-64 小孔-浅腔混合气体轴承  $\bar{F}-d_1$  曲线  
 $\bar{p}_s=5.9 \quad \epsilon=0.5 \quad A=0.73 \quad B_0/B=1.125 \quad a=2$   
 $2h_0/D=0.0015 \quad B_0/B=2/3$

$$\bar{F} = \frac{F}{p_0 B D}$$

$$\bar{K} = \frac{K h_0}{(p_1 - p_0) B D}$$

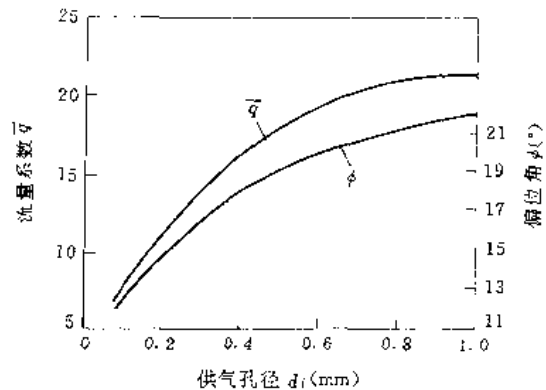


图 7·6-65 小孔-浅腔混合气体轴承  $\bar{q}-d_1$  曲线  
 $\bar{p}_s=5.9 \quad \epsilon=0.5 \quad A=0.73$   
 $a=2 \quad 2h_0/D=0.0015 \quad B_0/B=2/3 \quad B/D=1.125$

$$\bar{q} = \frac{24\eta RT q}{h_0^3 (p_1 - p_0)}$$

腔深比(间隙比)  $a = (h_c + h_0) / h_0$  对轴承承载能力和刚度影响较大，见图7·6-66。图中表明，按承载能力或刚度，均有最佳腔深比。综合考虑承载能力和刚度，建议按表7·6-28选取腔深比。



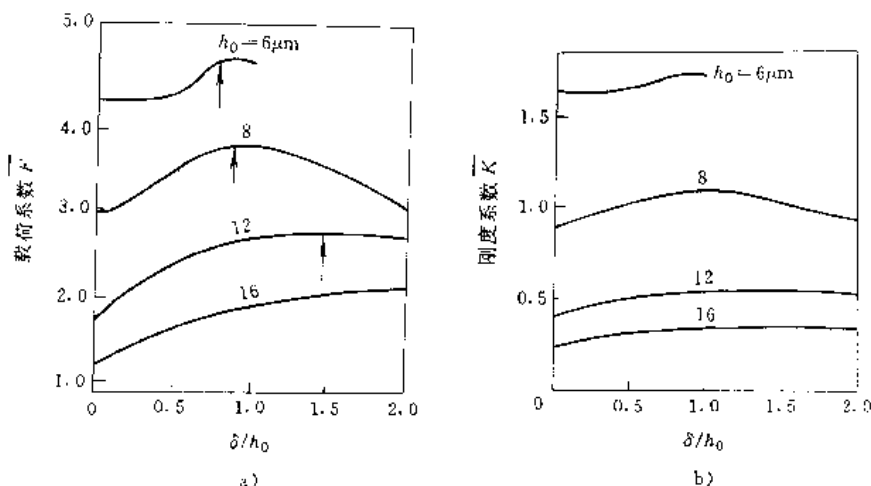


图 7-6-66 小孔浅腔混合气体轴承性能曲线

a) 承载能力曲线 b) 刚度曲线

$p_1=5.9$   $\epsilon=0.5$   $A=0.73$   $d_j=0.6\text{mm}$   $B_0/B=2/3$   $B/D=1.125$

$$\bar{F} = \frac{F}{p_0 BD}, \quad \bar{K} = \frac{K h_0}{(p_1 - p_0) BD}$$

表 7-6-28 最佳腔深比

半径间隙 $h_0$ ( $\mu\text{m}$ )	6	8	12
最佳腔深比 $a_{opt}$	1.8	2.0	2.67
最佳腔深 $\delta_c$ ( $\mu\text{m}$ )	4.8	8.0	20.0

轴承承载能力和刚度随压缩数  $A$  的变化曲线见

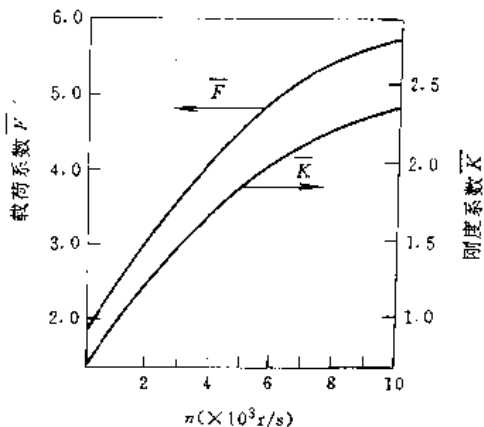


图 7-6-67 小孔-浅腔混合气体轴承  $\bar{F}-A$  曲线  
 $p_1=5.9$   $\epsilon=0.5$   $2h_0/D=0.0015$   $d_j=0.4\text{mm}$   
 $B_0/B=2/3$   $B/D=1.125$

$$\bar{F} = \frac{F}{p_0 BD}, \quad \bar{K} = \frac{K h_0}{(p_1 - p_0) BD}$$

图 7-6-67, 表明轴承的动压效应显著。

#### 4.6 气体混合润滑轴承的应用

动静压混合润滑气体轴承主要用于高速机械和设备中。早期主要采用孔式供气混合润滑气体轴承,如高速牙钻 ( $n=500 \times 10^3 \text{r/min}$ )、氮涡轮膨胀机 ( $n=55 \times 10^3 \text{r/min}$ )。高速磨头轴承,有孔式供气的,也有采用缝式供气混合润滑气体轴承的,一般转速在  $(10 \sim 180) \times 10^3 \text{r/min}$ 。

70 年代,多孔质混合润滑气体轴承被大量采用,特别是在高速磨头主轴及精密机床主轴方面,显示出突出的优越性,其特点是承载能力高、刚度大、高速稳定性好,优于其他混合润滑气体轴承。在精密仪器、医疗器械方面应用亦不少。

小孔-浅腔混合润滑气体轴承是近年来发展起来的轴承类型。它性能良好、工作可靠,而且造价低廉、制造方便,因而易于推广。

其次,在陀螺框架轴承上有采用动压-挤压混合润滑气体轴承的,振动条件下工作的静压轴承,乃是静压-挤压混合轴承的应用实例。

混合润滑气体轴承处于起步阶段,但其性能优越,有生命力。因此,应重视混合轴承的研究和应用。



# 第7章 流体润滑多孔质轴承

## 1 流体润滑多孔质轴承的结构特点与分类

轴承工作面的全部或局部采用多孔质材料或者节流器是多孔质材料制成的流体润滑轴承为流体润滑多孔质轴承。

按结构特点分为(图7-7-1):

- (1) 全多孔质轴承;
- (2) 局部多孔质轴承;
- (3) 多孔质节流器轴承。

按润滑形式分为:

- (1) 多孔质动压轴承;
- (2) 多孔质静压轴承;
- (3) 多孔质动静压混合轴承。

按材料分为:

- (1) 多孔质金属轴承;
- (2) 多孔质石墨轴承;
- (3) 多孔质陶瓷轴承;
- (4) 多孔质塑料轴承。

气体润滑多孔质轴承,特别是多孔质静压轴承应用较多,动压轴承应用极少。

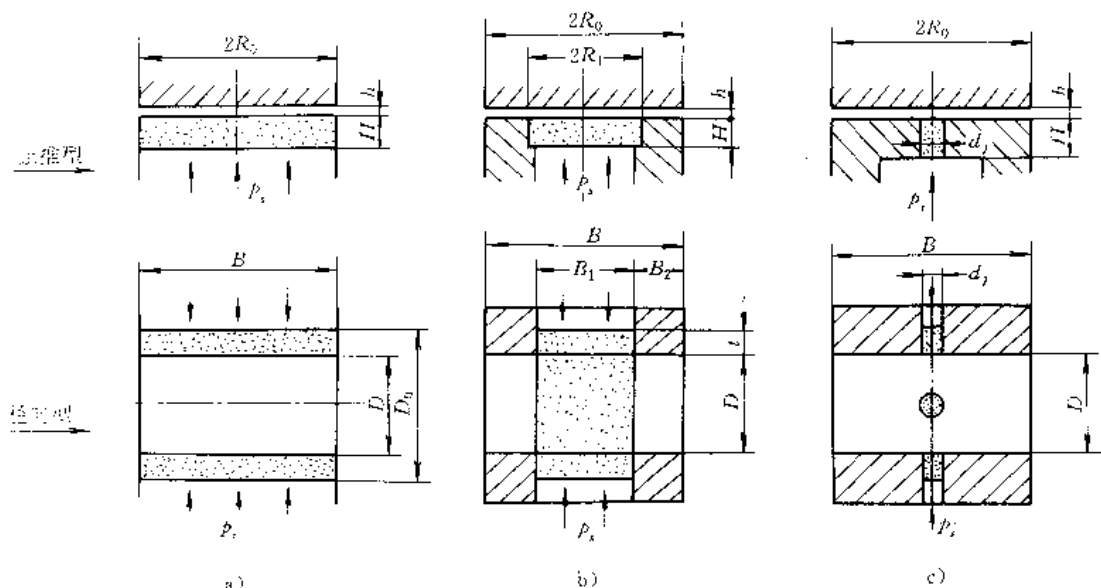


图7-7-1 流体润滑多孔质轴承结构类型

a) 全多孔质轴承 b) 局部多孔质轴承 c) 多孔质节流器轴承

## 2 流体润滑多孔质轴承的基本原理

### 2.1 多孔质材料的透气性

多孔质材料的孔隙度  $\chi$  和透气系数  $\Psi$  是决定轴承性能的主要指标。孔隙度是指材料通孔体积对总体积的比值。透气系数  $\Psi$  定义为

$$\Psi = \frac{q_v \eta}{A \left( \frac{dp}{dl} \right)} \quad (7-7-1)$$

式中  $q_v$  —— 体积流量;

$\eta$  —— 气体粘度;

$A$  —— 气体流过面积;

$dp/dl$  —— 气流方向压力梯度。

透气系数反映气体通过多孔质材料时受阻力程度。 $\Psi$  可分为粘滞透气系数  $\Psi_v$  和惯性透气系数  $\Psi_i$  两种,其比值  $\Psi_i/\Psi_v$  更综合地反映多孔质材料的透气性能。通常用作多孔质气体轴承之材料的透气系数为  $\Psi = 10^{-13} \sim 10^{-15} \text{m}^2$ 。

材料的透气性主要决定于其孔隙度  $\chi$ ,此外,材料体积、气体粘度和流速对它也有影响。 $\Psi$  与  $\chi$  的典型





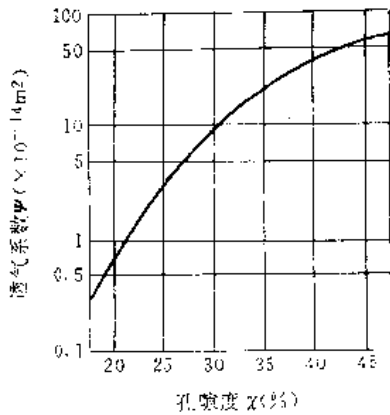


图 7-7-2 Ψ-χ 典型曲线

关系见图 7-7-2。

根据式 (7-7-1)，多孔质气体轴承的透气系数可由下式计算：

$$\text{圆柱径向轴承 } \Psi = \frac{-\eta \ln(D_0/D)}{2\pi B} \frac{q_v}{p_0 - p_i} \quad (\text{m}^2)$$

$$\text{平板止推轴承 } \Psi = \frac{-2\eta H}{A} \frac{p_i}{p_0^2 - p_i^2} q_v \quad (\text{m}^2) \quad (7-7-2)$$

式中  $A$ ——轴承面积；

$H$ ——多孔质材料衬层厚度；

$D_0$ ——多孔质材料衬层外径；

$B$ ——多孔质材料衬层宽度；

$p_i$ ——供气压力；

$p_0$ ——出口压力。

### 2.2 压力分布方程

在多孔质材料内压力分布的基本方程是在下列假设条件下建立的：

- (1) 多孔质材料是均匀的、各向同性的；
- (2) 气体通过多孔质材料的流动规律满足达西定律；
- (3) 在多孔质材料轴承衬层内忽略端泄影响；
- (4) 气体的流动是等温流动。

这时，多孔质材料内的压力分布方程为

$$\frac{\partial^2 p'^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p'^2}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 p'^2}{\partial z^2} = 0 \quad (7-7-3)$$

式中  $p'$ ——多孔质材料的气体压力。

在润滑膜内，压力分布仍满足雷诺方程，只是在润滑膜与衬层的界面上，考虑到存在速度滑移，边界条件有些变化。对圆平板止推轴承来说（图 7-7-3），考虑到是平行板间的流动，压力不随  $\theta$  而改变，在稳态工况下，其基本方程成为

$$\frac{d\bar{p}^2}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\bar{p}^2}{dr} + Y_{\Psi} (\bar{p}_i^2 - \bar{p}^2) = 0 \quad (7-7-4)$$

$$Y_{\Psi} = \frac{12R_0^3 \Psi}{Hh_0^3}$$

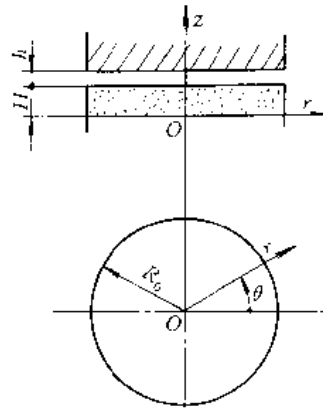


图 7-7-3 多孔质圆平板止推轴承

对于多孔质圆柱径向轴承（图 7-7-4），其基本方程为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \bar{h}^3 (1 - \xi_1) \frac{\partial^2 \bar{p}^2}{\partial \theta^2} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \bar{h}^3 (1 + \xi_1) \frac{\partial^2 \bar{p}^2}{\partial z^2} \right] \left( \frac{D}{B} \right)^2 = Y_{\Psi} \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial y} \Big|_{\bar{y}=0} \quad (7-7-5)$$

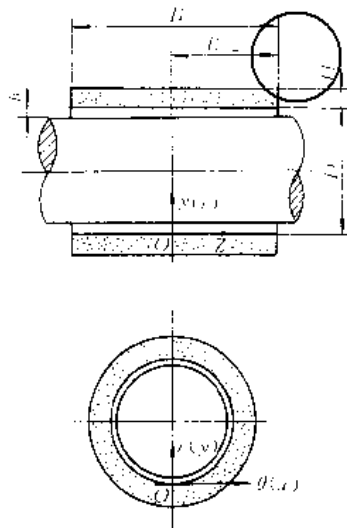


图 7-7-4 多孔质圆柱径向轴承

### 3 气体多孔质静压轴承

按节流方式分为纯多孔质节流型、表面微细管式节流型和表面小孔节流型。

1. 纯多孔质节流型 气体流经多孔质层时材料本身的孔隙产生节流作用，相当于微细管式节流。不经



机械加工保持烧结态的多孔质节流器就是这种节流型式。

**2. 表面微细管式节流型** 多孔质轴承衬层工作表面经机械加工后,形成一定深度的密集层,它犹如无数微细小管紧密排列而成。气体流过多孔质轴承衬层时,在密集层外的厚度内阻力可以忽略,仅密集层起节流作用。一般经车削加工或挤压加工后的多孔质衬层,属这种节流型式。

**3. 表面小孔节流型** 多孔质轴承衬层工作表面经机械加工后,形成一层极薄的密集层,犹如无数小孔紧密排列而成。气体流过衬层时,仅此极薄密集层起节流作用,其余厚度内阻力可以忽略。一般经精磨和研磨加工的多孔质衬层,属这种节流型式。

实用中表面微细管式节流型居多,纯多孔质节流型极少。

3.1 气体多孔质静压轴承的设计步骤

(1) 选择多孔质材料,主要根据材料的孔隙度、透气系数及对使用条件的适应性进行选择。最常用的材

料是多孔质青铜和黄铜,其特点是价格低,容易加工。

(2) 确定轴承的结构型式,根据对轴承的性能要求及可能采用的制造方法来决定,同时,也要考虑成本核算。

(3) 确定轴承尺寸,校核轴承性能。根据使用要求预定轴承各部分尺寸。然后对轴承性能进行校核,不适应部分进行修改,如此反复,直至满足性能要求。

3.2 止推轴承的性能<sup>[55]</sup>

最常用的是圆形平板和圆环形平板止推轴承,其结构型式见图 7-7-5。本节主要讨论这类多孔质止推轴承的性能曲线及设计。

根据边界条件:

$$\bar{p}|_{r=1} = 1$$

$$\left. \frac{d\bar{p}}{dr} \right|_{r=0} = 0$$

求解方程 (7-7-4), 可以求出承载能力、刚度、流量等性能与参数  $2H/D$ 、 $Y_0$  和通量比  $\bar{A}$  ( $=A_0/A=r_i/R_0$ ) 的关系。

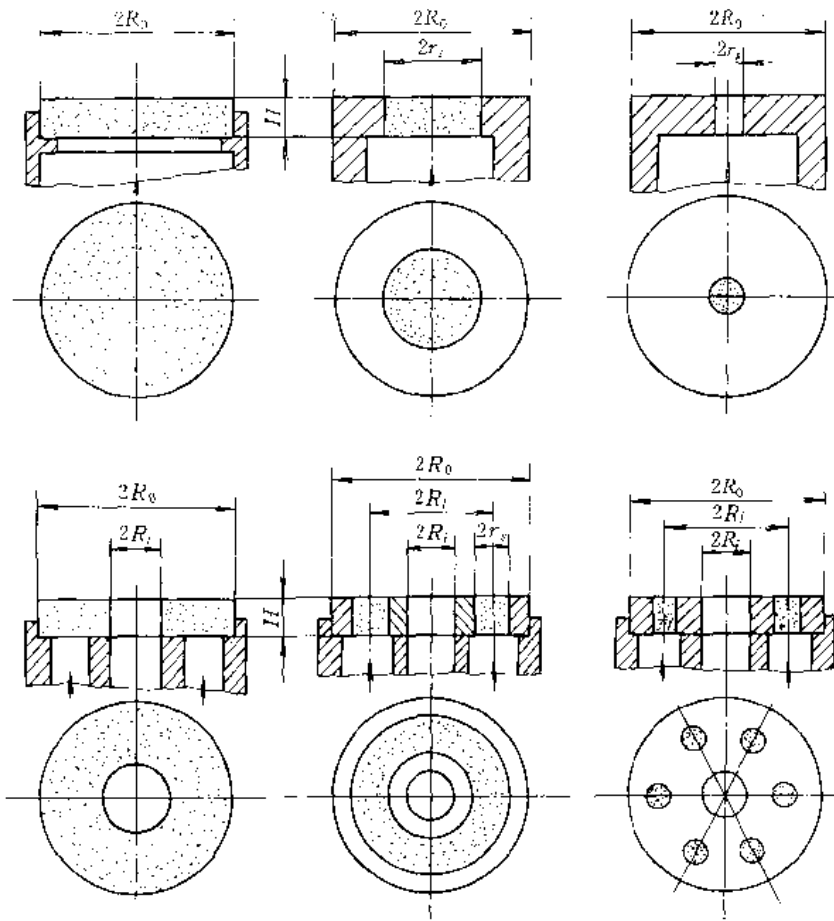


图 7-7-5 气体多孔质止推轴承的型式



对应不同通量比  $\bar{A}$  和厚径比  $\bar{H}$ , 载荷系数  $\bar{F}$  随  $\bar{Y}_\Psi$  的变化曲线见图 7-7-6.  $\bar{Y}_\Psi$  定义为

$$\bar{Y}_\Psi = \sqrt[3]{Y_\Psi \bar{H}^2} = \frac{\sqrt[3]{12\Psi H}}{h}$$

它与轴承直径无关. 参变量  $\bar{\Psi} = \Psi_r / \Psi_s$ , 称透气系数比,  $\Psi_r$ 、 $\Psi_s$  分别是沿径向和轴向的透气系数.

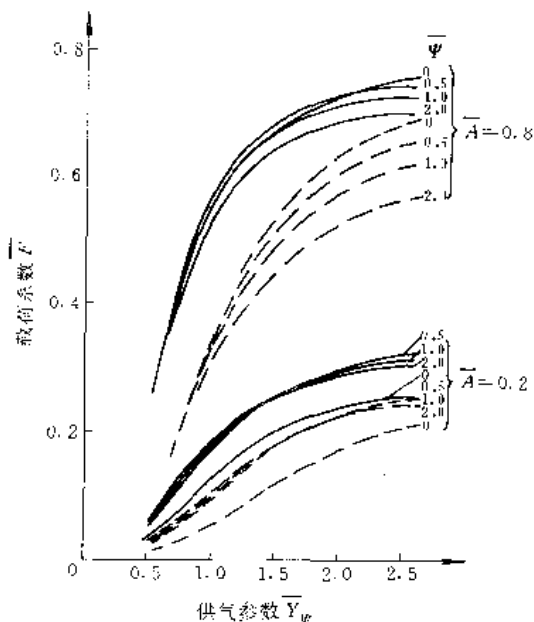
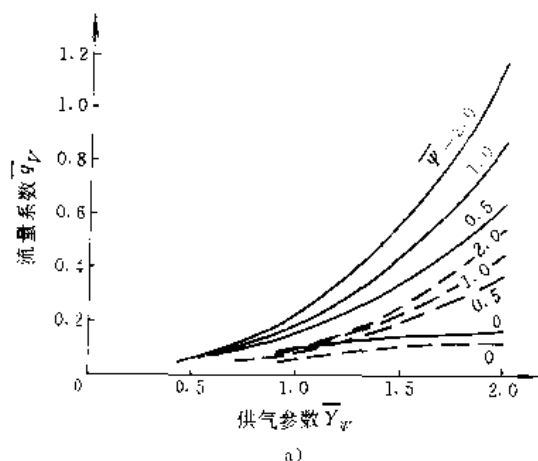


图 7-7-6 多孔质气体止推轴承  $\bar{F}-\bar{Y}_\Psi$  曲线

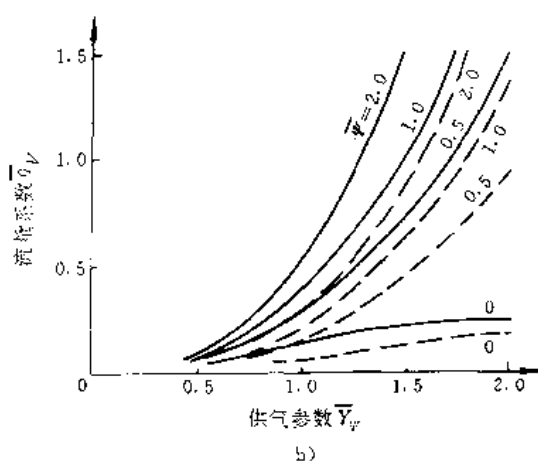
—  $\bar{H}=0.2$  ---  $\bar{H}=0.4$

$$\bar{F} = \frac{AF}{\pi(D_0^2 - D_1^2)}$$

刚度系数  $\bar{K}$  和功耗系数  $\bar{P}_p$ , 在不同通量比  $\bar{A}$  下, 随  $\bar{Y}_\Psi$  的变化曲线见图 7-7-7. 曲线表明: 厚径比为 0.2



a)



b)

图 7-7-8 多孔质气体止推轴承  $\bar{q}_v-\bar{Y}_\Psi$  曲线

a)  $\bar{A}=0.8$  b)  $\bar{A}=0.2$

—  $\bar{H}=0.2$  ---  $\bar{H}=0.4$

$$\bar{q}_v = \frac{\eta q_v}{\rho_s h^3} \quad \bar{q}_v = \frac{\eta q_v}{\rho_s h^3}$$

时,  $\bar{Y}_\Psi=0.6\sim 0.9$  刚度最大; 厚径比为 0.4 时,  $\bar{Y}_\Psi=1.0\sim 1.3$  刚度最大; 刚度最大时, 相应的功耗亦最低.

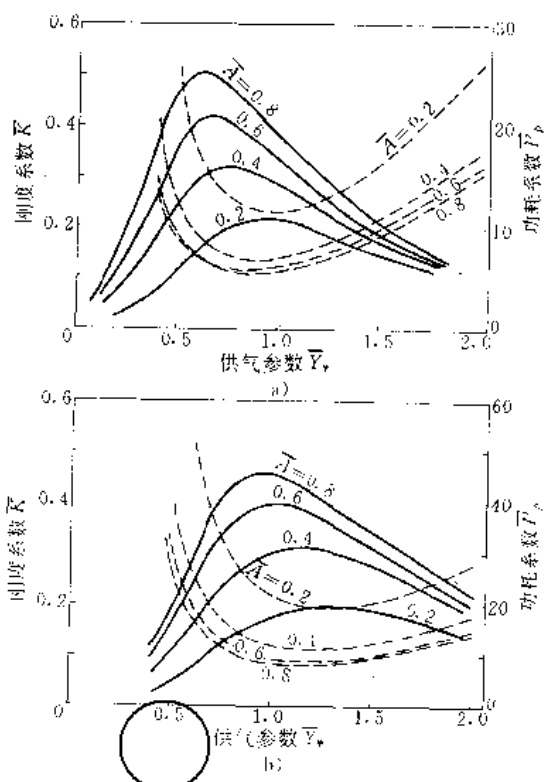


图 7-7-7 多孔质气体止推轴承的  $\bar{K}-\bar{Y}_\Psi$ 、 $\bar{P}_p-\bar{Y}_\Psi$  曲线

a)  $\bar{H}=0.2$  b)  $\bar{H}=0.4$

—  $\bar{K}$  ---  $\bar{P}_p$   $\bar{\Psi}=1.0$

$$\bar{K} = \frac{4Kh}{\rho_s \pi (R_0^2 - R_1^2)} \cdot \bar{P}_p = \frac{\pi^2 \eta (R_0^2 - R_1^2)^2 \bar{P}_p}{16h^2 F^2}$$

$$\bar{K} = \frac{4Kh}{\pi \rho_s (R_0^2 - R_1^2)}, \bar{P}_p = \frac{\pi^2 \eta (R_0^2 - R_1^2)^2}{16h^2 F^2}$$



图 7-7-8 是流量系数  $\bar{q}_m$  在不同厚径比下随  $\bar{Y}_\Psi$  的变化曲线。

### 3.3 径向轴承的性能<sup>[56]</sup>

常用圆柱形多孔质径向轴承结构见图 7-7-9。本节仅介绍全多孔质、纯多孔质节流型径向轴承的稳态性能曲线。

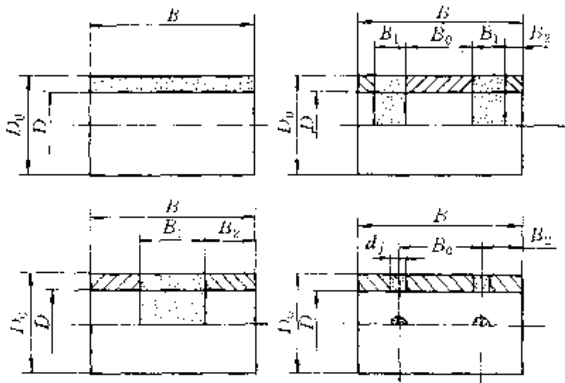


图 7-7-9 多孔质圆柱径向轴承结构

在润滑膜与多孔质材料的界面上存在速度滑移，按全滑移，方程 (7-7-5) 中

$$1 + \xi_1 = \frac{4 + \bar{h}\alpha\sigma}{1 + \bar{h}\alpha\sigma} + \frac{6\alpha}{\sigma\bar{h}(2 + \bar{h}\alpha\sigma)} \quad (7-7-6a)$$

式中  $\bar{h}$ ——无量纲膜厚， $\bar{h} = h/h_0$ ；

$\sigma$ ——透气因子， $\sigma = h_0/\sqrt{\Psi}$ ；

$\alpha$ ——滑移系数，见式 (7-7-10)。

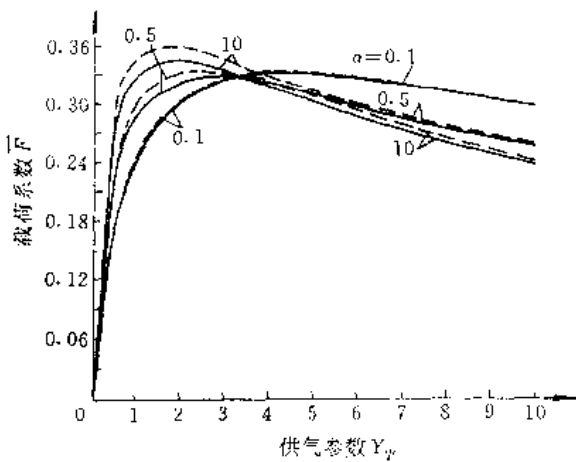


图 7-7-10 多孔质径向轴承不同  $\alpha$  下的  $\bar{F}-Y_\Psi$  曲线

$B/D=1.0 \quad \bar{p}_1=3.0 \quad \bar{H}=0.4 \quad \epsilon=0.5 \quad \sigma=10$

——全滑移    ----半滑移

$$\bar{F} = \frac{F}{BD(p_1 - p_0)}$$

按半滑移，则为

$$1 + \xi_1 = \frac{4 + \bar{h}\alpha\sigma}{1 + \bar{h}\alpha\sigma} \quad (7-7-6b)$$

将式 (7-7-6) 代入式 (7-7-5)，按供气条件、连续性条件、多孔质轴承衬层两端密封条件、对称条件和环境条件等建立边界条件，求解方程 (7-7-5)，即可求得全多孔质轴承表面无加工阻塞时的承载能力、流量等稳态性能参数随供气参数  $Y_\Psi$  的变化规律。

不同滑移系数、透气因子、供气压力  $\bar{p}_1$  ( $= p_1/p_0$ )、宽径比  $B/D$ 、厚径比  $\bar{H}$  ( $= 2H/D$ ) 及偏心率下，载荷系数  $\bar{F}$  随供气参数  $Y_\Psi$  的变化曲线分别见图 7-7-10~图 7-7-15。同样条件下流量系数  $\bar{q}_m$  随供气参数  $Y_\Psi$  的变化曲线见图 7-7-16~图 7-7-20。

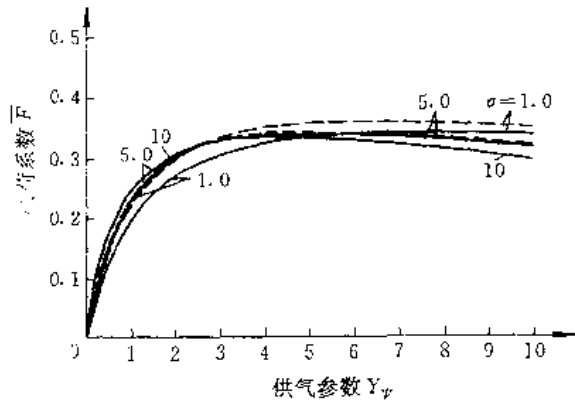


图 7-7-11 多孔质径向轴承不同  $\sigma$  下的  $\bar{F}-Y_\Psi$  曲线

$B/D=1.0 \quad \bar{p}_1=3.0 \quad \epsilon=0.5 \quad \bar{H}=0.4 \quad \alpha=0.1$

——全滑移    ----半滑移

$$\bar{F} = \frac{F}{BD(p_1 - p_0)}$$

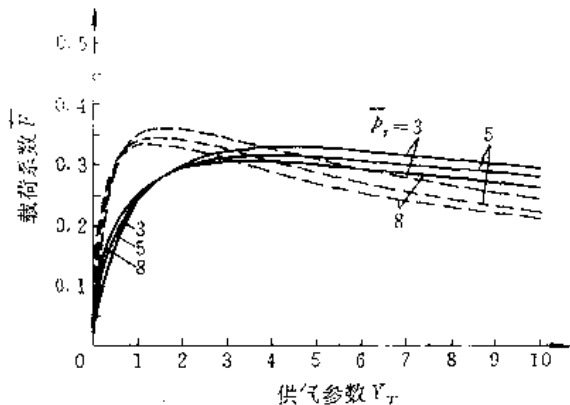


图 7-7-12 多孔质径向轴承不同  $\bar{p}_1$  下的  $\bar{F}-Y_\Psi$  曲线

$B/D=1.0 \quad \bar{H}=0.4 \quad \epsilon=0.5 \quad \sigma=10$

——有滑移  $\alpha=0.1$     ----无滑移

$$\bar{F} = \frac{F}{BD(p_1 - p_0)}$$



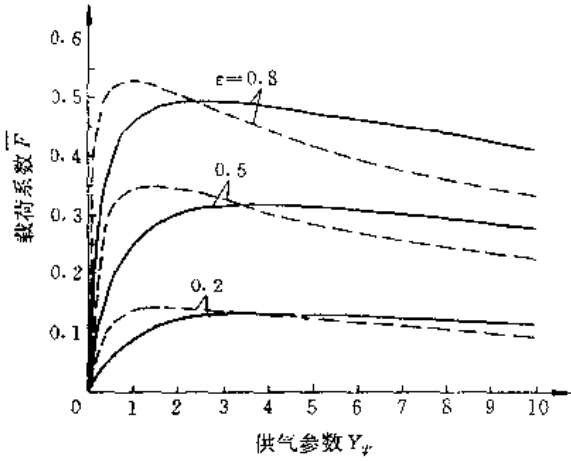


图 7-7-13 多孔质径向轴承不同  $\epsilon$  下的  $\bar{F}-Y_r$  曲线  
 $B/D=1.0 \quad \bar{p}_i=5.0 \quad \bar{H}=0.4 \quad \sigma=10$   
 ——有滑移  $\alpha=0.1$  ----无滑移

$$\bar{F} = \frac{F}{BD(p_i - p_a)}$$

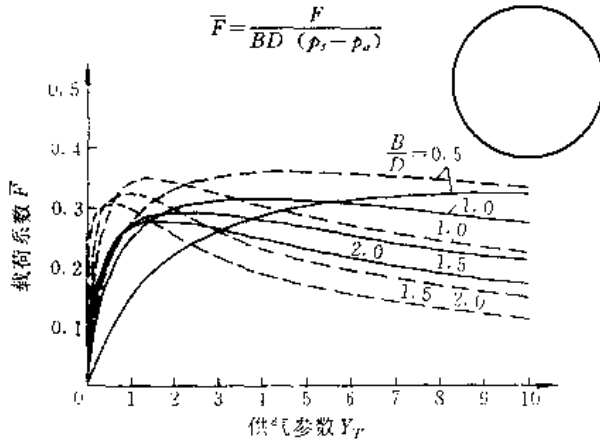


图 7-7-14 多孔质径向轴承不同  $B/D$  下的  $\bar{F}-Y_r$  曲线  
 $\bar{H}=0.4 \quad \bar{p}_i=5.0 \quad \sigma=10 \quad \epsilon=0.5$   
 ——有滑移  $\alpha=0.1$  ----无滑移

$$\bar{F} = \frac{F}{BD(p_i - p_a)}$$

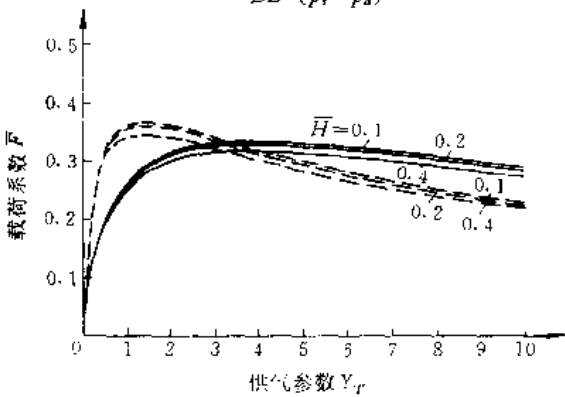


图 7-7-15 多孔质径向轴承不同  $\bar{H}$  下的  $\bar{F}-Y_r$  曲线  
 $B/D=1.0 \quad \bar{p}_i=5.0 \quad \epsilon=0.5 \quad \sigma=10$   
 ——有滑移  $\alpha=0.1$  ----无滑移

$$\bar{F} = \frac{F}{BD(p_i - p_a)}$$

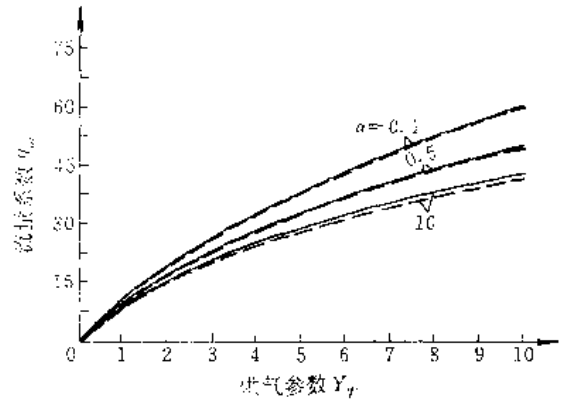


图 7-7-16 多孔质径向轴承不同  $\alpha$  下的  $\bar{q}_m-Y_r$  曲线  
 $B/D=1.0 \quad \bar{p}_i=3.0 \quad \bar{H}=0.4 \quad \epsilon=0.5 \quad \sigma=10$   
 ——全滑移 ----半滑移

$$\bar{q}_m = \frac{24\eta RT q_m}{h_0^3 (p_i^2 - p_a^2)}$$

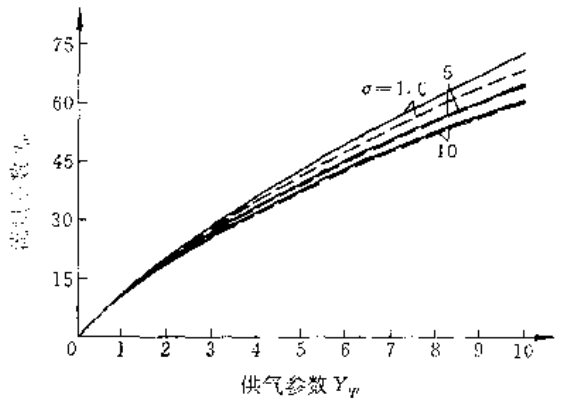


图 7-7-17 多孔质径向轴承不同  $\sigma$  下的  $\bar{q}_m-Y_r$  曲线  
 $B/D=1.0 \quad \bar{p}_i=3.0 \quad \bar{H}=0.4 \quad \epsilon=0.5 \quad \alpha=0.1$   
 ——全滑移 ----半滑移

$$\bar{q}_m = \frac{24\eta RT q_m}{h_0^3 (p_i^2 - p_a^2)}$$

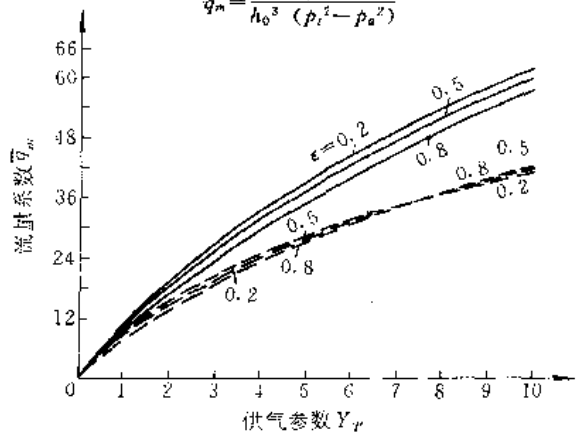


图 7-7-18 多孔质径向轴承不同  $\epsilon$  下的  $\bar{q}_m-Y_r$  曲线  
 $B/D=1.0 \quad \bar{p}_i=5.0 \quad \bar{H}=0.4 \quad \sigma=10$   
 ——有滑移  $\alpha=0.1$  ----无滑移

$$\bar{q}_m = \frac{24\eta RT q_m}{h_0^3 (p_i^2 - p_a^2)}$$



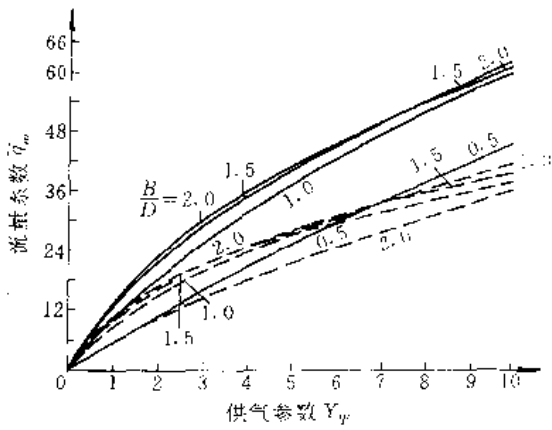


图 7-7-19 多孔质径向轴承不同  $B/D$  下的  $\bar{q}_m-Y_p$  曲线

$$\bar{H}=0.4 \quad \bar{p}_s=5.0 \quad \epsilon=0.5 \quad \sigma=10$$

—有滑移  $\alpha=0.1$  ---无滑移

$$\bar{q}_m = \frac{24\eta RT q_m}{h_0^3 (p_s^2 - p_a^2)}$$

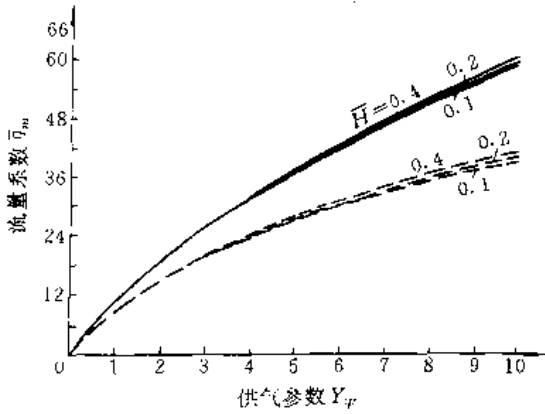


图 7-7-20 多孔质径向轴承不同  $\bar{H}$  下的  $\bar{q}_m-Y_p$  曲线

$$B/D=1.0 \quad \bar{p}_s=5.0 \quad \epsilon=0.5 \quad \sigma=10$$

—有滑移  $\alpha=0.1$  ---无滑移

$$\bar{q}_m = \frac{24\eta RT q_m}{h_0^3 (p_s^2 - p_a^2)}$$

### 3.4 球面和锥面轴承

1. 球面轴承 多孔质球面轴承见图 7-7-21, 膜内压力分布满足下列方程

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \sin \theta \frac{\partial p^2}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{\sin^2 \theta} \frac{\partial}{\partial \phi} \left( h^3 \frac{\partial p^2}{\partial \phi} \right) = R^2 Y_p^{2/3} \sin \theta (p^2 - p_s^2) \textcircled{\ast}$$

当轴承只有轴向作用力时, 则上述方程可简化为

$$\frac{d}{d\theta} \left[ h^3 \sin \theta \frac{dp^2}{d\theta} \right] = R^2 Y_p^{2/3} \sin \theta (p^2 - p_s^2) \quad (7-7-7)$$

$$Y_p = \frac{12 \Psi R_s^2}{h_0^3 H}$$

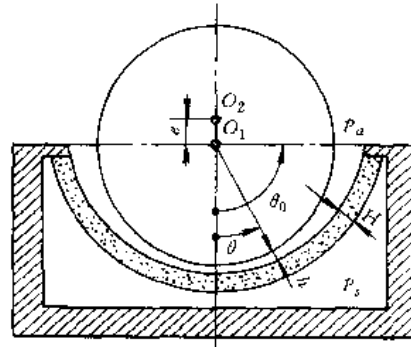


图 7-7-21 多孔质球面轴承

2. 锥面轴承<sup>[51]</sup> 多孔质锥面轴承见图 7-7-22, 膜内压力分布满足下述方程:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( h^3 r \frac{\partial p^2}{\partial r} \right) + \frac{1}{\sin^2 \gamma} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p^2}{\partial \theta} \right) = Y_p^{2/3} (p^2 - p_s^2)$$

当轴向对称, 且  $h$  为常数时, 方程简化为

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dp^2}{dr} \right) = Y_p^{2/3} (p^2 - p_s^2) \quad (7-7-8)$$

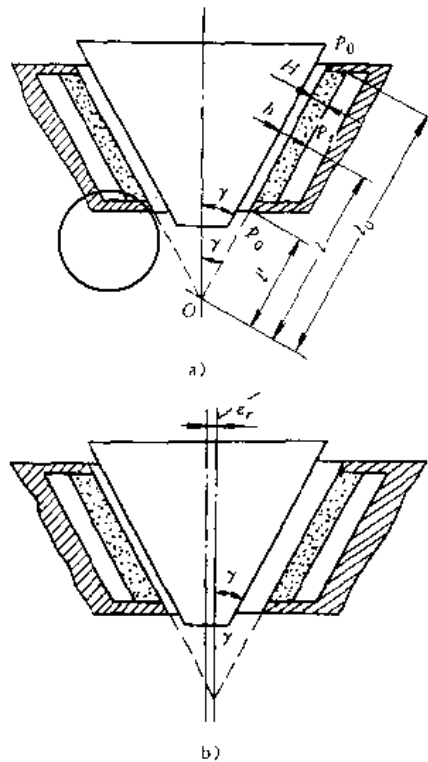


图 7-7-22 多孔质锥面轴承

间隙满足下式:

$$h = h_{0a} (1 + \epsilon \cos \theta)$$

⊙  $\phi$  为垂直图面的平面上的角坐标, 图中未标出。



$$\varepsilon = \frac{e_r}{h_{0a}} \cot \gamma$$

式中  $h_{0a}$  — 轴向平均间隙;

$e_r$  — 径向偏心量;

$\gamma$  — 锥半角。

#### 4 气体多孔质动静压轴承<sup>[1]</sup>

它是一种典型的,且较理想的动静压混合轴承。速度不很高时,通常在速度为零的状态下分析,属多孔质气体静压轴承。当速度达到一定值后应该考虑速度对轴承性能的影响,按动静压混合轴承处理。

##### 4.1 气体多孔质动静压轴承的基本方程

在多孔质气体轴承的润滑膜中,压力分布仍满足雷诺方程,多孔质轴承衬层中,压力分布方程见式(7-7-3)。根据多孔质材料内流体流速服从达西(Darcy)定律,且其质量流量与润滑膜内的质量流量相等,在膜与轴承衬层壁面的界面上存在速度滑移的理论,导出无量纲形式的润滑膜内的压力分布方程为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \bar{h}^3 (1 + \xi_1) \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \theta} \right] + \left( \frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left[ \bar{h}^3 (1 + \xi_1) \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial z} \right] \\ & = Y_\psi \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial y} \Big|_{y=0} + 2\Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} [\bar{p} \bar{h} (1 + \xi_0)] \quad (7-7-9) \\ & Y_\psi = \frac{3\Psi D^2}{Hh_0^3} \\ & \Lambda = \frac{12\pi\eta n}{p_s} \left( \frac{D}{2h_0} \right)^2 \\ & \xi_1 = \frac{3(2\alpha + \sigma \bar{h})}{\bar{h}\sigma(1 - \bar{h}\alpha\sigma)} \\ & \xi_0 = \frac{1}{1 + \bar{h}\alpha\sigma} \end{aligned}$$

式中  $\Psi$  — 多孔质材料的透气系数 ( $m^2$ );

$\sigma$  — 透气因子,  $\sigma = h/\sqrt{\Psi}$ ;

$Y_\psi$  — 供气参数;

$H$  — 多孔质轴承衬层厚度;

$\alpha$  — 滑移系数;

$h_0$  — 设计间隙;

$\bar{h}$  — 无量纲润滑膜厚度,  $\bar{h} = h/h_0$ ;

$\bar{p}$  — 润滑膜中无量纲压力,  $\bar{p} = p/p_s$ ;

$\bar{p}'$  — 多孔质轴承衬层中无量纲压力,  $\bar{p}' = p'/p_s$ 。

滑移系数  $\alpha$  是表征润滑膜与轴瓦内壁界面上速度滑移对压力、流量等的影响系数。在不透气的轴瓦内壁界面上,通常认为速度滑移为零。若  $q_m$  是流过多孔质

气体轴承的流量,  $q_m^*$  是流过相同条件下不透气轴瓦之气体轴承的流量,则滑移系数可由该流量比与透气因子按下式近似计算:

$$\alpha = \frac{\sigma(4q_m^*/q_m - 1)}{\sigma^2(1 - q_m^*/q_m) - 6q_m^*/q_m} \quad (7-7-10)$$

##### 4.2 气体多孔质动静压轴承的特性曲线

用扰动法求解方程(7-7-9),可求出轴承承载能力、流量、偏位角及刚度等特性。除轴承尺寸参数外,透气因子  $\sigma$ 、供气参数  $Y_\psi$ 、供气压力  $\bar{p}_s$ 、压缩数  $\Lambda$  和滑移系数  $\alpha$  都对轴承特性有影响。

因为是用扰动法求解方程(7-7-9)画出的特性曲线,所以下面给出的曲线图在小偏心率 ( $\varepsilon \leq 0.5$ ) 下都是适用的。图中同时给出有滑移和无滑移两种计算结果。

在不同压缩数  $\Lambda$  下,承载能力与偏位角随供气参数  $Y_\psi$  的变化曲线见图 7-7-23。由图可见,有使承载能力达到最大值的  $Y_\psi$  值,在较大  $\Lambda$  ( $\Lambda=10$ ) 时,该值约为 2~2.6,在较小  $\Lambda$  ( $\Lambda=2$ ) 时,该值约为 2~3.5。

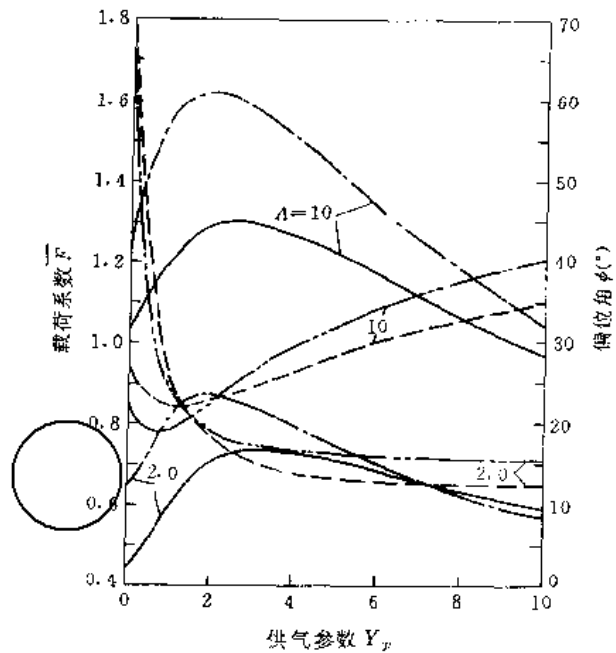


图 7-7-23 多孔质气体轴承  $\bar{F}-Y_\psi$  曲线

$B/D=1$   $2H/D=0.2$   $\alpha=0.5$   $\sigma=1.0$   $\bar{p}_s=2$

—  $\bar{F}$  (有滑移)    - - -  $\bar{F}$  (无滑移)

---  $\phi$  (有滑移)    - - -  $\phi$  (无滑移)

$$\bar{F} = \frac{F}{p_s B D}$$

在不同滑移系数  $\alpha$  下,承载能力与偏位角随压缩数  $\Lambda$  的变化曲线见图 7-7-24。曲线表明,在所有  $\Lambda$  值



下, 承载能力随  $\alpha$  增大而增加, 偏位角随  $\alpha$  增加而减小, 在小  $\alpha$  值下, 这种影响愈明显.  $\alpha$  愈大, 承载能力和流量愈接近无滑移状态.

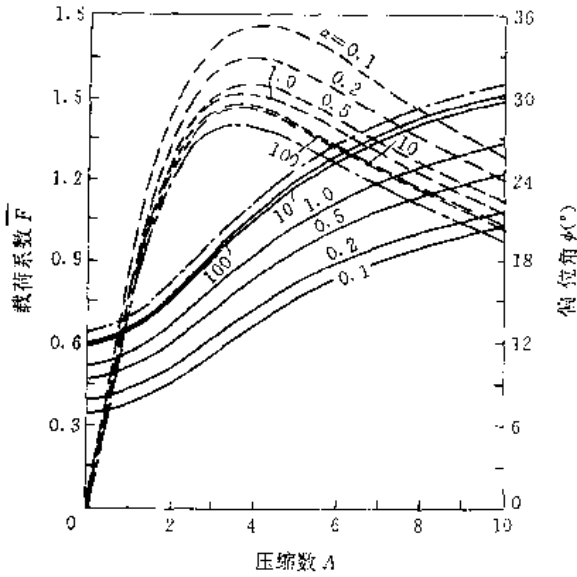


图 7-7-24 多孔质气体轴承不同  $\alpha$  下的  $\bar{F}$ - $A$  曲线  
 $B/D=1$   $2H/D=0.2$   $Y_{\psi}=1.0$   $\sigma=10$   $\bar{p}_1=2$   
 —— $\bar{F}$  (有滑移)    - - -  $\bar{F}$  (无滑移)  
 - · -  $\phi$  (有滑移)    · · ·  $\phi$  (无滑移)

$$\bar{F} = \frac{F}{p_a BD}$$

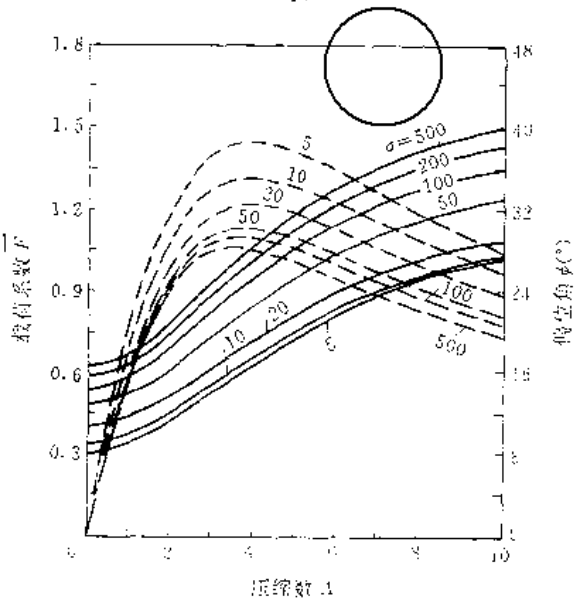


图 7-7-25 多孔质气体轴承不同  $\sigma$  下的  $\bar{F}$ - $A$  曲线  
 $B/D=1$   $2H/D=0.2$   $Y_{\psi}=1.0$   $\alpha=0.1$   $\bar{p}_1=2$   
 —— $\bar{F}$     - - -  $\phi$

$$\bar{F} = \frac{F}{p_a BD}$$

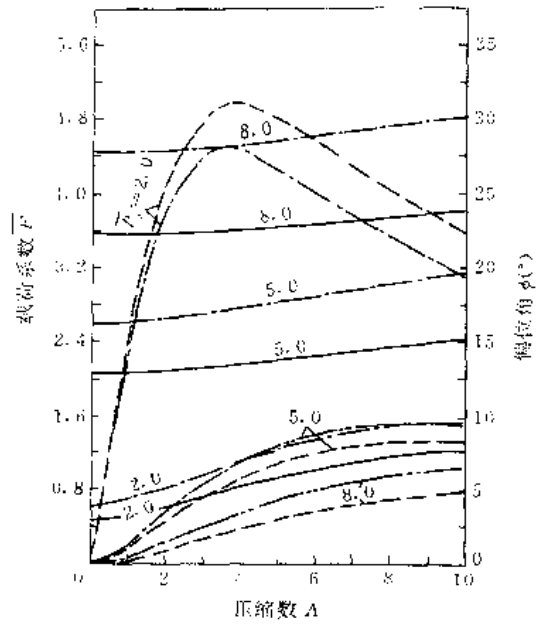


图 7-7-26 多孔质气体轴承不同  $\bar{p}_1$  下的  $\bar{F}$ - $A$  曲线  
 $B/D=1$   $2H/D=0.2$   $Y_{\psi}=1.0$   $\sigma=10$   
 —— $\bar{F}$  ( $\alpha=0.5$ )    - - -  $\bar{F}$  (无滑移)  
 - · -  $\phi$  ( $\alpha=0.5$ )    · · ·  $\phi$  (无滑移)

$$\bar{F} = \frac{F}{p_a BD}$$

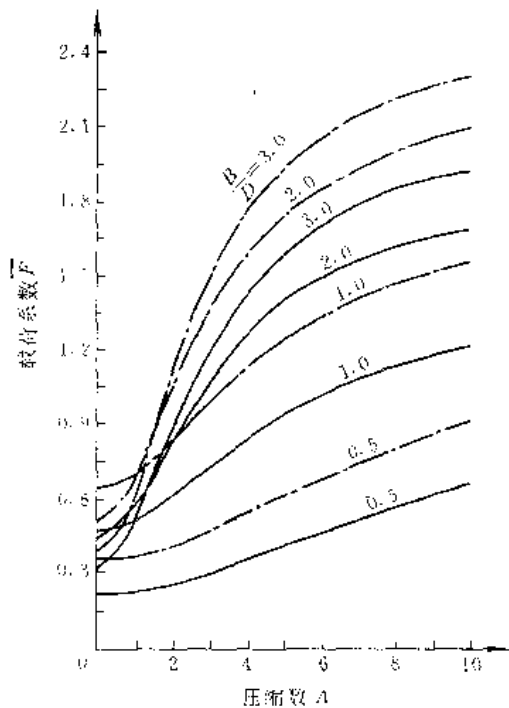


图 7-7-27 多孔质气体轴承不同  $B/D$  下的  $\bar{F}$ - $A$  曲线  
 $\bar{p}_1=2.0$   $2H/D=0.2$   $Y_{\psi}=1.0$   $\sigma=10.0$   
 —— $\alpha=0.5$     - - - 无滑移

$$\bar{F} = \frac{F}{p_a BD}$$





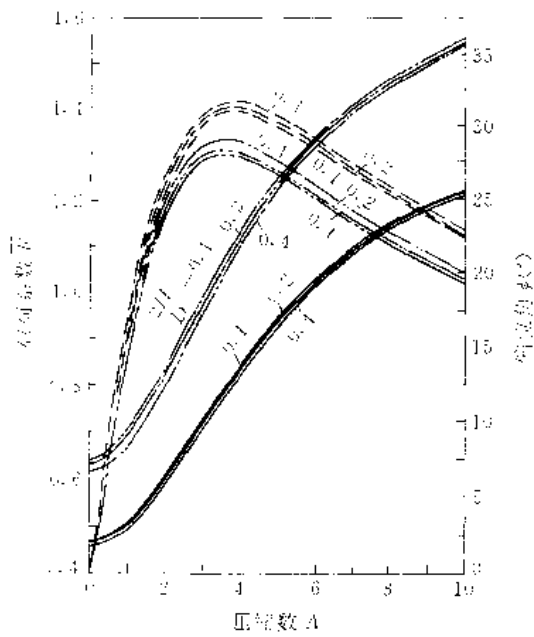


图 7-7-26 多孔质气体轴承不同  $2H/D$  下  $\bar{F}$ - $\lambda$  曲线

$B/D=1$   $Y_{\psi}=1.0$   $\sigma=10.0$   $\bar{p}_s=2$   
 $\bar{F}$  ( $\alpha=0.5$ )    - · -  $\bar{F}$  (无滑移)  
 $\phi$  ( $\alpha=0.5$ )    - · -  $\phi$  (无滑移)  
 $\bar{F} = \frac{F}{p_s BD}$

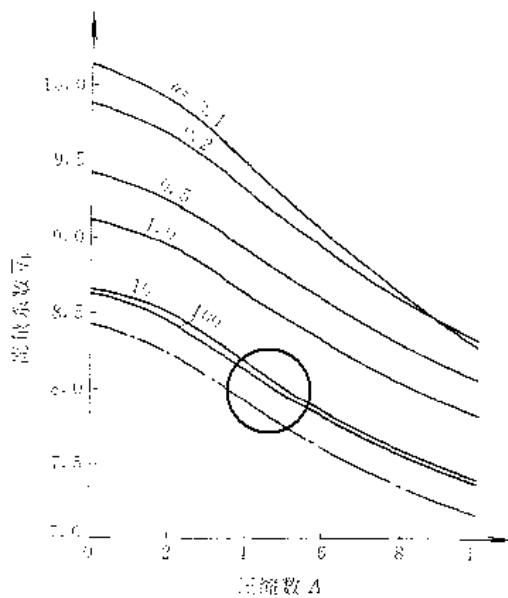


图 7-7-29 多孔质气体轴承不同  $\sigma$  下的  $\bar{q}_v$ - $\lambda$  曲线

$\bar{p} = 2.0$   $B/D=1$   $2H/D=0.2$   $\epsilon=0.2$   $Y_{\psi}=1.0$   
 $\alpha=10.0$     - 有滑移    - · - 无滑移  
 $\bar{q}_v = \frac{24\eta RT q_v}{h^3 (p_s^2 - p_a^2)}$

在不同透气因子  $\sigma$  下, 承载能力与偏位角随  $\lambda$  的变化曲线见图 7-7-25。  $\sigma$  对承载能力和偏位角的影响与  $\alpha$  的影响极为相似。

在不同供气压力下, 承载能力与偏位角随压缩数  $\lambda$  的变化曲线见图 7-7-26。曲线表明, 在较低供气压力下 ( $\bar{p}_s=2$ ) 速度对偏位角和承载能力的影响较大, 在较高供气压力 ( $\bar{p}_s=5, 8$ ) 则很小。

不同宽径比下, 承载能力  $\bar{F}$  随压缩数  $\lambda$  的变化曲线见图 7-7-27。在  $\lambda < 0.45$  时,  $B/D=1$  承载能力最大, 在  $0.45 < \lambda < 1.40$  范围内,  $B/D=2$  承载能力最大。

不同厚径比  $2H/D$  下承载能力和偏位角随压缩数的变化曲线见图 7-7-28。由图可见, 厚径比对承载能力和偏位角均无显著影响。

在不同滑移系数  $\alpha$  和透气因子  $\sigma$  下, 轴承流量与压缩数的变化曲线见图 7-7-29 和图 7-7-30。图中表明, 轴承流量随  $\alpha$  和  $\sigma$  增加而加大。

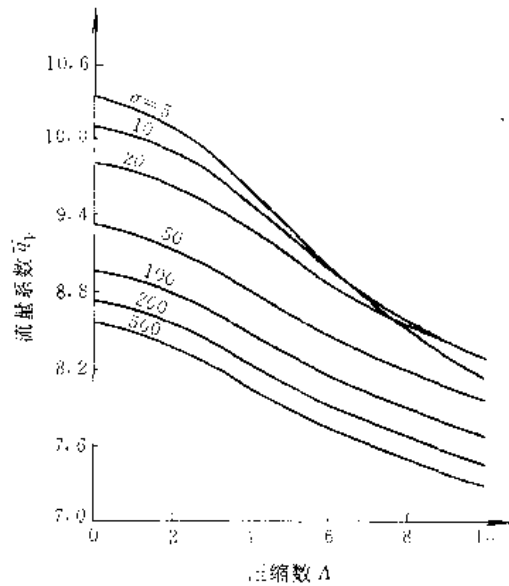


图 7-7-30 多孔质气体轴承不同  $\sigma$  下的  $\bar{q}_v$ - $\lambda$  曲线

$B/D=1$   $2H/D=0.2$   $\epsilon=0.2$   $Y_{\psi}=1.0$   
 $\alpha=0.1$   $\bar{p}_s=2.0$   
 $\bar{q}_v = \frac{24\eta RT q_v}{h^3 (p_s^2 - p_a^2)}$

### 5 轴承材料及加工方法

#### 5.1 多孔质材料及其主要性能

气体轴承用多孔质材料主要是粉末冶金材料, 是由金属、陶瓷、石墨等粉末, 经高温烧结而成。材料的



主要特点是具有均匀分布的连通孔隙,因而具有透气性。

气体轴承对多孔质材料的主要要求是:

(1) 孔隙度要高(如40%以上),但透气系数要小。换句话说,就是要求材料连通孔隙多而小,材料致密度高,通气性又好。但是,由图7-7-2可知,孔隙度高,透气系数也高,上述要求是相互矛盾的,故实际上综合两者取适中的值。

(2) 材料均匀,各向、各处的透气性不能相差过大,即连通孔隙的分布要均匀,孔隙大小要均匀。

(3) 具有一定的强度和硬度。

(4) 加工性能好,能应用普通加工方法加工,且能保证达到一定的精度。

(5) 耐腐蚀性好。

根据基材不同,目前有:多孔质青铜、石墨、不锈钢、陶瓷等材料。其中以多孔质青铜和多孔质石墨应用于气体轴承最多。多孔质青铜易于烧结,价格低,是目前国内应用的主要气体轴承材料,但它质软,强度低。多孔质石墨具有自润滑性,容易加工,是较好的气体轴承材料,但烧结工艺复杂,烧结温度高,因而价格贵,国内目前还很少使用。

目前国内主要使用的多孔质青铜气体轴承材料的性能见表7-7-1。

表7-7-1 气体轴承多孔质青铜材料的性能

孔隙度 $\lambda$	透气系数 $\Psi$ (m <sup>2</sup> )	密度 $\rho$ (g/cm <sup>3</sup> )	硬度 (HBS)	抗拉强度 $\sigma_b$ (MPa)
18%~35%	$10^{-6}$ ~ $10^{-14}$	6.8~7.3	40~50	50~100

高强度多孔质塑料具有耐腐蚀、易加工、价格低等优点,是多孔质气体轴承材料今后的发展方向。

## 5.2 加工方法

### 5.2.1 材料制备工艺

1. 选粉末 要求粉末呈球状(粉末中球状颗粒应占75%以上),粒度为150目到400目,要求纯度高、无杂质、未被氧化。

2. 配料、压制成形 加入添加剂和粘结剂以调制孔隙度和强度,然后,加压,在模其中成形。

3. 烧结 关键在于烧结温度,它对烧结材性能影响极大,温度过高或过低将使材料报废,故通常要求严格控制烧结温度的变化范围(青铜是800~850℃)。此

外,还要求炉温均匀、通入惰性气体以防氧化。

4. 整形 烧结好的毛坯通过压力整形来提高强度,调整孔隙度。

### 5.2.2 机械加工工艺

机械加工会使多孔质材料表层孔隙被堵塞,早期,人们曾着眼探求不堵塞或少堵塞的加工方法,以使材料透气性能不改变。近年来,转向通过机械加工实现一定程度的表层堵塞,以满足轴承对节流的要求。因此,可以选用较粗粒度的粉末,烧结出高透气性材料,然后通过机械加工获得满足要求的透气性,以降低材料成本。

对多孔质材料,原则上普通车、铣、磨、研加工都可采用。但是磨削加工堵塞表层过于严重,不易控制,故常采用精车后研的加工工艺。像青铜类有色金属多孔质材料,普遍采用金刚石刀具精密车削,是控制堵塞的较理想工艺。但对石墨、不锈钢类多孔质材料,不能用金刚石刀具。

### 5.2.3 腐蚀与涂覆

经机械加工,材料表层堵塞严重时,可采用表面腐蚀方法溶解堵塞,增加孔隙度。按多孔质材质选择腐蚀剂,由透气性要求和表面粗糙度要求决定腐蚀深度。

当多孔质材料孔隙度过大时采用涂覆法降低其透气性,常用涂覆材料有:水玻璃、塑料等。注意控制浸入深度及均匀性。

### 5.2.4 特殊加工方法

1. 通气磨削和研磨 将被加工件置于专门装置中,通以高压气体,进行磨削或研磨。这种加工方法不会过分堵塞材料孔隙,同时,可在加工中随时测量材料的透气性,便于监控,故可确保所需的透气性。而且,这样加工后的轴承表面具有一定的微量弹性变形,总体尺寸精度高(如消除凸肚、喇叭口)。

2. 挤压加工 采用粗粒度、大孔隙度材料,利用挤压法加工出所需透气性的成品。它经济、高效,缺点是使用中透气性容易改变,寿命较低。加工时应保证挤压层的深度,以克服上述缺点。

3. 双层迭加烧结 通过特殊模具,使不同粒度的粉末分层迭加烧结成一体,使毛坯的透气性达到要求,只对工作面稍作精加工即得成品。此法可实现批量生产。



## 第8章 浮环轴承

### 1 浮环轴承的特点与分类

在轴与轴承之间加入一浮动环,或悬浮其间,或按一定速度随轴旋转,构成一种双膜轴承,称为浮环轴承,其结构型式见图7-8-1。当轴旋转时,在内膜(轴与浮环之间形成的润滑膜)粘滞力作用下,浮环随轴旋转;在外膜(浮环与轴瓦之间形成的润滑膜)粘滞力作用下,阻止浮环旋转。因此,浮环以一定速度作惯性运动,使内外膜对浮环的作用力达到平衡。

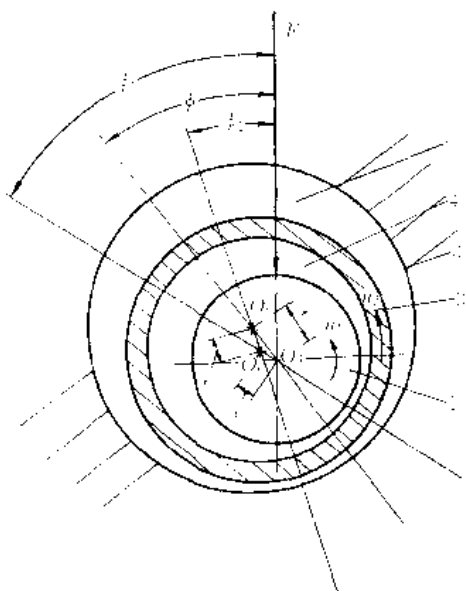


图 7-8-1 浮环轴承

1—轴 2—浮环 3—轴承 4—内膜 5—外膜

由于浮环旋转,轴与浮环、浮环与轴瓦的相对速度下降;轴与浮环有间隙,浮环与轴瓦有间隙,因而轴承的绝对间隙增大。轴承功耗与速度平方成正比,而与间隙成反比,因此,浮环轴承的第一个特点是功耗低,与单膜轴承相比,功耗降低30%~40%。

相对速度降低改变了轴承的“速度效应”,同时,外膜相当于一个弹性支承。因此,浮环轴承第二个、也是更主要的一个特点是稳定性好。

按结构浮环轴承分为径向浮环轴承和止推浮环轴承。按润滑机理分为动压浮环轴承、静压浮环轴承和动静压混合浮环轴承。

由于浮环轴承对提高高速稳定性有较大效果,对

径向轴承的作用突出,故浮环轴承多半用于径向轴承。

### 2 动压气体浮环轴承<sup>[10]</sup>

内外膜均为气体动力润滑型式的浮环轴承。若以角注1代表内膜,角注2代表外膜,在压缩数 $A < 1$ (忽略气体的可压缩性)、忽略端泄(无限宽轴承)的假设下,内外膜承载力的计算公式为

$$F_1 = \frac{\eta(n_1 - n_2)BD_1}{\phi_1^2} \frac{6\pi\epsilon_1}{(2 + \epsilon_1^2)(1 - \epsilon_1^2)} \times [\pi^2(1 - \epsilon_1^2) + 4\epsilon_1^2]^{1/2} \quad (7-8-1)$$

外膜的承载能力为

$$F_2 = \frac{\eta n_2 BD_2}{\phi_2^2} \frac{6\pi\epsilon_2}{(2 + \epsilon_2^2)(1 - \epsilon_2^2)} \times [\pi^2(1 - \epsilon_2^2) + 4\epsilon_2^2]^{1/2} \quad (7-8-2)$$

内外膜上作用力应该平衡,于是有

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\epsilon_2(2 + \epsilon_1^2)(1 - \epsilon_1^2)}{\epsilon_1(2 + \epsilon_2^2)(1 - \epsilon_2^2)} \left(\frac{\phi_1}{\phi_2}\right)^2 \left(\frac{D_2}{D_1}\right) \wedge \frac{[\pi^2(1 - \epsilon_2^2) + 4\epsilon_2^2]^{1/2}}{[\pi^2(1 - \epsilon_1^2) + 4\epsilon_1^2]^{1/2}} = 1 \quad (7-8-3)$$

内膜给浮环的摩擦力矩

$$T_1 = \frac{\pi\eta BD_1^2}{2\phi_1} \frac{n_1 - n_2}{(1 - \epsilon_1^2)^{3/2}} - \frac{3\pi^2\eta BD_1^2}{2\phi_1^3} \frac{\epsilon_1^2(n_1 - n_2)}{(2 + \epsilon_1^2)(1 - \epsilon_1^2)^{1/2}} \quad (7-8-4)$$

外膜给浮环的摩擦力矩

$$T_2 = \frac{\pi\eta BD_2^2}{2\phi_2} \frac{n_2}{(1 - \epsilon_2^2)^{3/2}} - \frac{3\pi^2\eta BD_2^2}{2\phi_2^3} \frac{\epsilon_2^2 n_2}{(2 + \epsilon_2^2)(1 - \epsilon_2^2)^{1/2}} \quad (7-8-5)$$

根据力矩平衡,则有

$$\frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{1 - 2\epsilon_2^2}{1 - \epsilon_1^2}\right) \left(\frac{1 - 2\epsilon_1^2}{1 - \epsilon_2^2}\right) \left(\frac{1 - \epsilon_1^2}{1 - \epsilon_2^2}\right) \wedge \frac{2 + \epsilon_1^2}{2 + \epsilon_2^2} \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \frac{\phi_1}{\phi_2} \quad (7-8-6)$$

令式(7-8-1)和式(7-8-2)的右侧相等,导出浮环轴承内外膜之偏心率 $\epsilon_1$ 、 $\epsilon_2$ ,相对间隙 $\phi_1$ 、 $\phi_2$ ,直径 $D_1$ 、 $D_2$ 之间的依赖关系。不同间隙比下,浮环速比 $n_2/n_1$ 与索氏数 $S = \left|\frac{\eta n_1 BD_1}{F\phi_1^2}\right|$ 间的变化关系见图7-8-2。

由于不考虑压缩性,故上述结论也适用于液体动压浮环轴承。



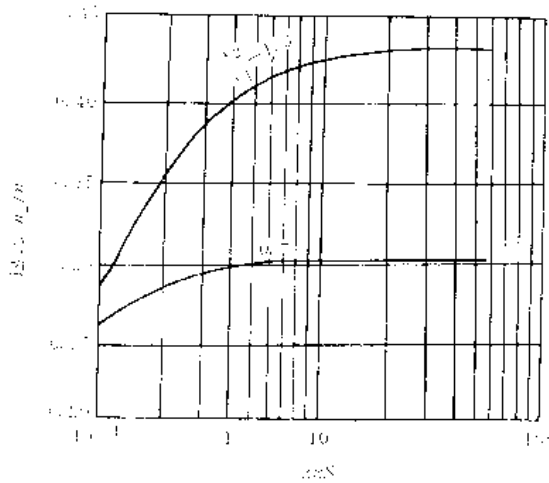


图 7-8-2  $n_2/n_1 S$  的关系曲线

### 3 静压气体浮环轴承

静压浮环轴承有两种，一种是分别向轴承和浮环供气，因此，通常环不能旋转，另一种是通过向轴承供气实现对浮环的供气，环可以旋转，见图 7-8-3。

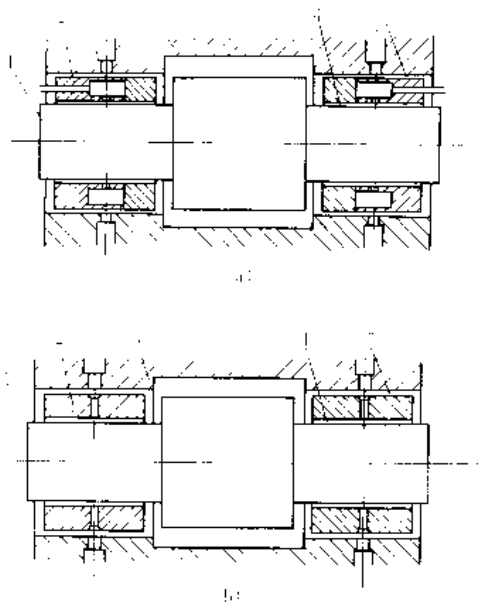


图 7-8-3 静压气体浮环轴承

a) 分别供气式 b) 统一供气式

1—轴 2—浮环 3—轴承 4—内膜 5—外膜

一般采用阶梯型或螺旋槽型动压止推轴承作为浮环的轴向支承。在尺寸允许时亦可采用静压止推轴承作为浮环的轴向支承。浮环的轴向支承效果对浮环的工作状态，从而对浮环轴承整体的性能，有显著影响。

分别供气式浮环静压轴承，分两路向浮环和轴承供气，气路可以并联，亦可独立直接气源，独立分别调

整供气压力。因此，后者可以通过调整供气压力协调内外膜的承载能力及流量等。这种结构多用于大型轴承，浮环尺寸足够大，才能安排供气管路。因此，常用静压止推轴承作浮环的轴向支承。浮环的供气管路设计是关键，要求供气管路不能影响浮环的自由悬浮状态。

统一供气式浮环静压轴承，压力气体先通过轴承上的节流器进入外膜，经过第一次节流，然后由外膜经浮环上的节流器进入内膜，经过第二次节流。因此，内膜的供气压力仅等于外膜节流器的出口压力，故内膜的静压效果低于外膜的。通常浮环象动压浮环轴承一样，在内外膜摩擦力矩作用下，以一定的速度旋转。此外，还可以设计专门的浮环，通过引入的外供气驱动其旋转，以实现理想的浮环速比，从而改善轴承的性能。主动旋转浮环轴承可以在主轴关车时继续旋转，使轴承的支承效果不变，例如轧机轴承常希望这样的性能。

统一供气式浮环轴承应用较多，本节介绍它的性能曲线。浮环速比随供气压力变化的曲线见图 7-8-4。

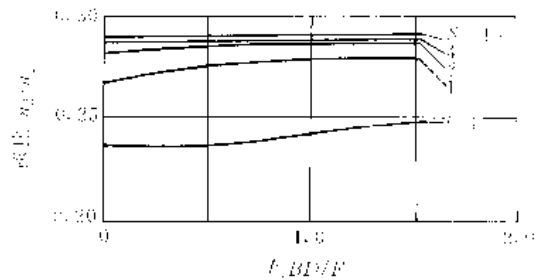


图 7-8-4 速比与供气压力的关系

$$S = \eta n_1 B_1 D_1 / (F \cdot \phi_1^2)$$

$$c_2/c_1 = 0.7 \quad D_2/D_1 = 1.2 \quad B_1/D_1 = 1.0 \quad B_2/D_2 = 0.8$$

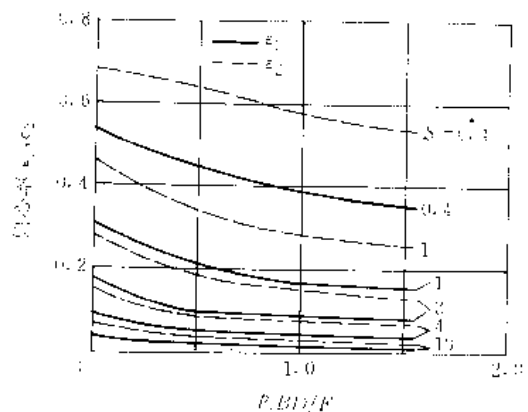


图 7-8-5 偏心率与供气压力的关系

$$S = \eta n_1 B_1 D_1 / (F \cdot \phi_1^2) \quad \text{---} e_1 \quad \text{---} e_2$$

$$c_2/c_1 = 0.7 \quad D_2/D_1 = 1.2 \quad B_1/D_1 = 1.0 \quad B_2/D_2 = 0.8$$



曲线表明,供气压力对速比影响甚微,内外膜偏心率随供气压力的变化曲线见图7-8-5。浮环速比对轴转速的关系曲线见图7-8-6。

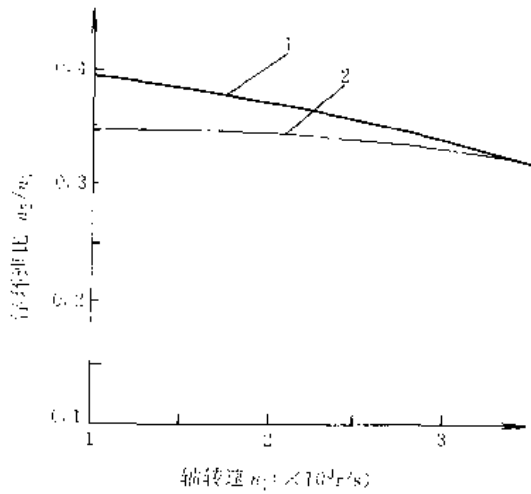


图7-8-6 速比与轴转速的关系  
 $p_1/p_0=6$   $\epsilon_1=0.2$   $c_2/c_1=1.2$   
 1 实验曲线 2 计算曲线

#### 4 动静压混合气体浮环轴承<sup>[36]</sup>

既采用由外部供给压力气体产生静压效应,又在轴承与浮环工作面上制有浅腔、螺旋槽等结构形式,产

生较强劲压效应,构成动静压混合气体浮环轴承,见图7-8-7。

当外部压力气体通过节流孔进入轴承内外间隙时,轴与浮环均全浮起,形成内外静压气膜。这时驱动轴旋转,浮环在气体粘滞力作用下随之旋转。浮环转速 $n_2$ 由轴转速 $n_1$ 、供气压力 $p_0$ 、气体粘度 $\eta$ 和轴承结构尺寸所决定。下面以一具体浅腔浮环轴承的性能曲线说明轴转速 $n_1$ 、供气压力 $p_0$ 、间隙比 $\bar{c}=c_2/c_1=1$ 对轴承承载能力 $F$ 、摩擦力矩 $T$ 、偏心率 $\epsilon$ 和浮环速比 $n_2/n_1$ 的影响。

该浅腔浮环轴承的主要尺寸见表7-8-1。

表7-8-1 浅腔浮环轴承实例之尺寸

轴颈直径 $D_1$ (mm)	浮环外径 $D_2$ (mm)	内膜宽度 $B_1$ (mm)	外膜宽度 $B_2$ (mm)	内膜腔宽 $B_{10}$ (mm)
13	17	17	17	11
外膜腔宽 $B_3$ (mm)	内膜腔数 $Z_1$	外膜腔数 $Z_2$	内膜浅腔包角 $\alpha$ (°)	内膜台面包角 $\beta_1$ (°)
11	3	6	90	30
外膜浅腔包角 $\alpha_1$ (°)	外膜台面包角 $\beta_2$ (°)	供气孔径 $d_1$ (mm)	孔至内腔边包角 $\gamma_1$ (°)	孔至外腔边包角 $\gamma_2$ (°)
45	15	0.8	15	7.5

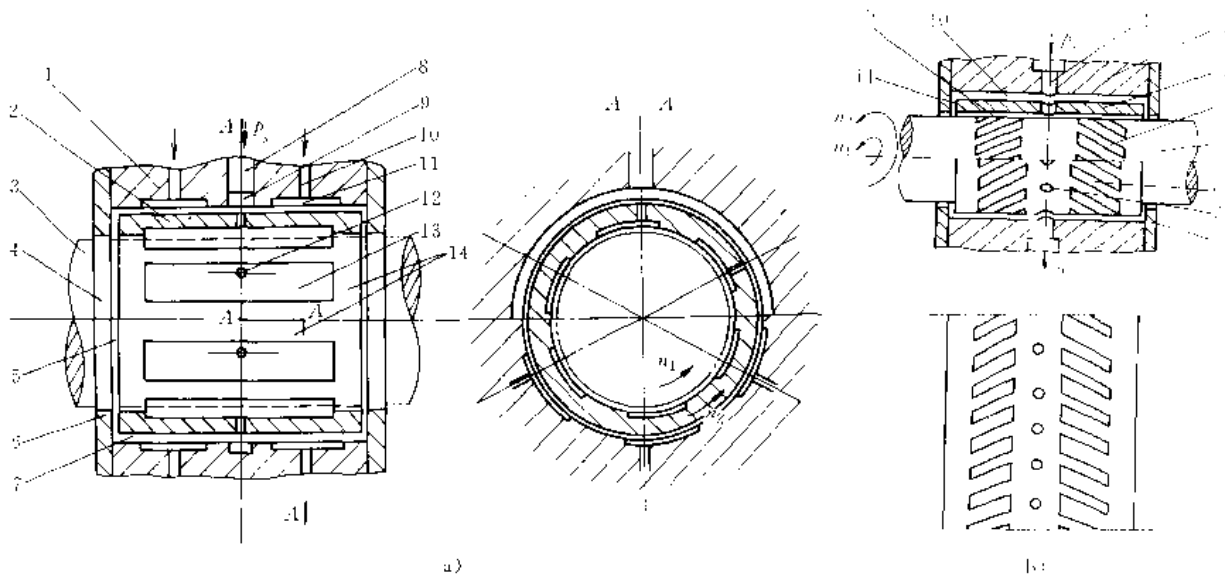


图7-8-7 动静压混合气体浮环轴承

a) 浅腔浮环轴承

- 1—轴承 2—浮环 3—轴 4—浮环止推板 5—浮环止推间隙 6—内膜 7—外膜 8, 9 内膜供气通道 10—外膜供气通道 11 轴承浅腔 12—浮环上供气孔 13—浮环浅腔 14 环面台区

b) 螺旋槽浮环轴承

- 1—外膜供气孔 2—轴承 3—浮环 4 轴上螺旋槽 5—轴 6 浮环上螺旋槽 7 浮环上供气孔 8—浮环止推板 9—内膜 10 外膜 11 浮环止推间隙



该轴承承载能力和摩擦力矩随主轴转速的变化曲线见图7-8-8,反映轴承的动压效应。该轴承承载能力和摩擦力矩随供气压力的变化曲线见图7-8-9,反映轴承的静压效应。该轴承承载能力和摩擦力矩随内外膜间隙比的变化曲线见图7-8-10,反映轴承主要结构参数对轴承性能的影响。

该轴承浮环速比  $n_2/n_1$  和偏心率  $\epsilon_2$  随主轴转速的变化曲线见图7-8-11,浮环速比和偏心率  $\epsilon_1$  随供气压力的变化曲线见图7-8-12。

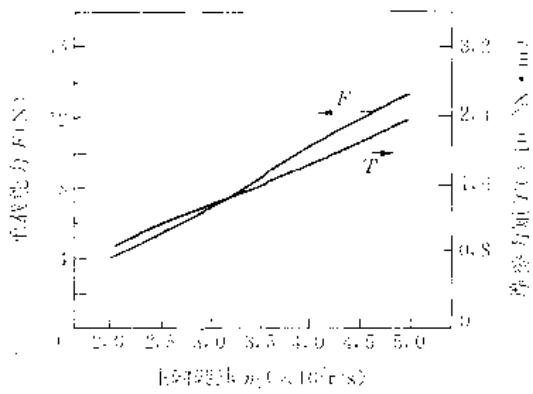


图 7-8-8  $F$ 、 $T$  随  $n_1$  的变化曲线  
 $p_s = 6 \times 10^5 \text{ Pa}$   $\bar{c} = c_2/c_1 = 1$   $\epsilon_1 = 0.3$

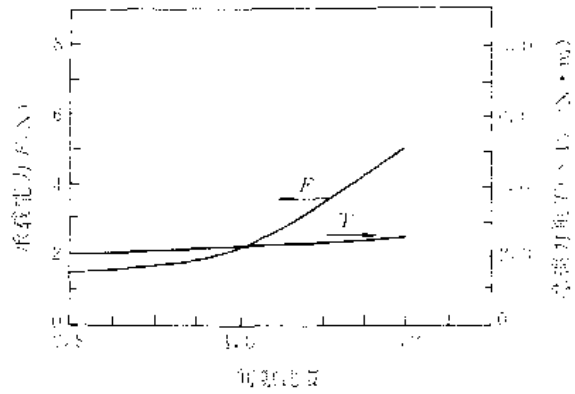


图 7-8-10  $F$ 、 $T$  随  $\bar{c}$  的变化曲线  
 $p_s = 6 \times 10^5 \text{ Pa}$   $\epsilon_1 = 0.1$   $n_1 = 5 \times 10^3 \text{ r/s}$

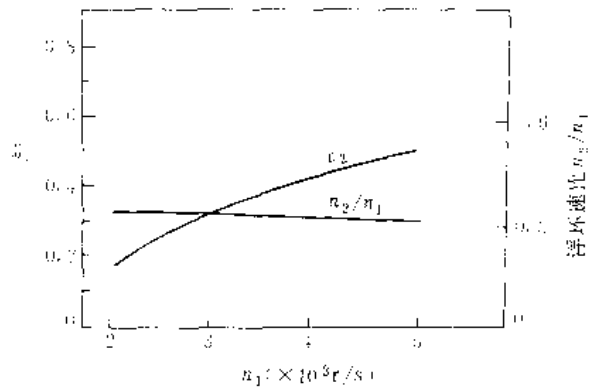


图 7-8-11  $n_2/n_1$ 、 $\epsilon_2$  随  $n_1$  的变化曲线  
 $p_s = 6 \times 10^5 \text{ Pa}$   $c_2/c_1 = 1.0$   $\epsilon_1 = 0.3$

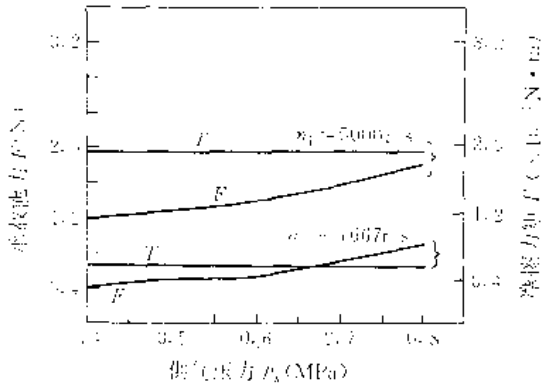


图 7-8-9  $F$ 、 $T$  随  $p_s$  的变化曲线  
 $\epsilon = 0.1$   $\bar{c} = c_2/c_1 = 0.8$

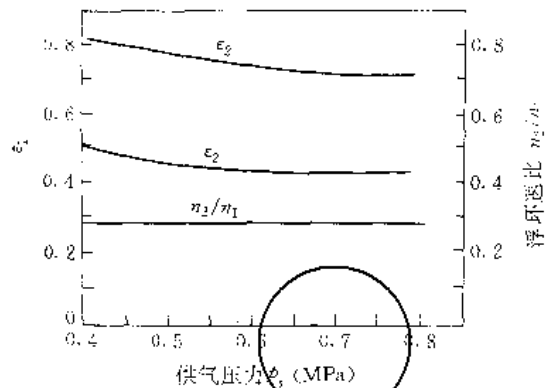


图 7-8-12  $n_2/n_1$ 、 $\epsilon_1$  随  $p_s$  的变化曲线  
 $\epsilon_1 = 0.1$   $c_2/c_1 = 0.8$



# 第9章 箔轴承

箔轴承是靠流体动压力或静压力作用,使箔带与轴彼此隔开,构成弹性表面润滑的一种滑动轴承。润滑剂可以是气体、蒸气、水、油或其他流体。轴承(箔带)材料可用金属,也可用非金属。箔轴承工作稳定、可靠、承载大、功耗低;对环境污染、温度变化、表面变形及外部冲击载荷、振动等有较强承受能力;要求的制造精度较低、允差较大,易于推广。实用中以气体润滑箔轴承居多。

箔轴承的分类及用途见表7-9-1。

表 7-9-1 箔轴承的分类及主要用途

类别	结构图代号	润滑方式或结构特点	主要用途	
拉伸型	图 7-9-1	动力润滑	录像机、磁带机、高速摄影机	
	图 7-9-9	静力润滑		
	图 7-9-12			平面形
	图 7-9-14			柱面形 多孔质 柱面形
三叶式	图 7-9-17	动力润滑	高速电主轴、高速纺锭	
		静力润滑		
弯曲型	图 7-9-19	径向轴承	全周形	
	图 7-9-20		三瓦形	
	图 7-9-21	止推轴承	多瓦形	
	图 7-9-22		全周形	
悬臂型	图 7-9-23	径向轴承	飞机座舱冷却涡轮膨胀机、车用燃气轮机、航空发动机增压器	
	图 7-9-24	止推轴承		
	图 7-9-25	径向轴承		

## 1 拉伸型箔轴承

### 1.1 单叶动压箔轴承

单叶动压拉伸型箔轴承的典型结构见图7-9-1,箔带绕在轴上,两切点之间的夹角称为包角 $2\alpha$ ,以其中心为分界线,根据轴(或箔带)的运动方向,将润滑膜分为润滑剂流入段和流出段。

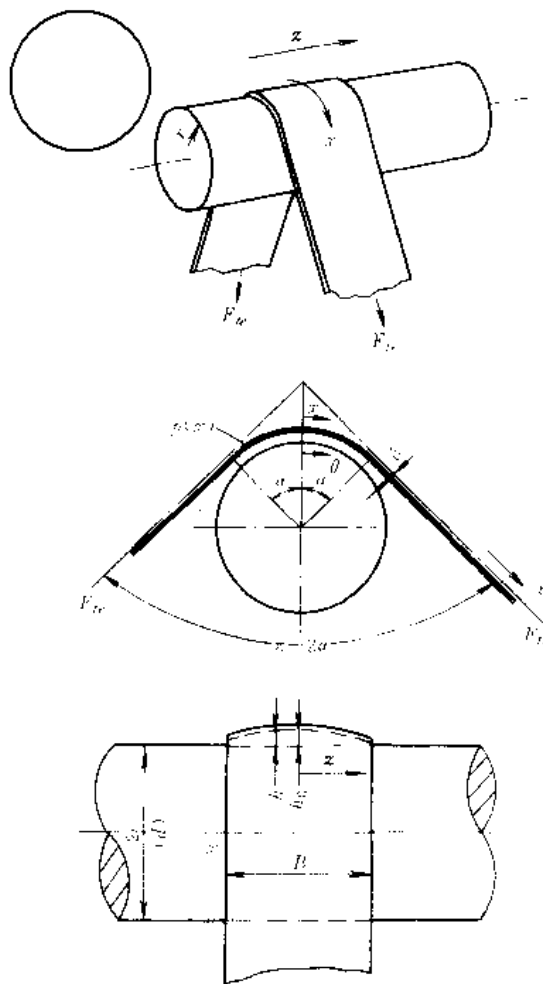


图 7-9-1 单叶动压拉伸型箔轴承

这种轴承润滑的基本方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ h^3 \rho \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ h^3 \rho \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \pm 6\eta u \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} - 12\eta \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (7-9-1)$$



式中  $u$  带速或轴的线速度;  
 $x$  箔带运动方向坐标;  
 $z$  轴线方向坐标;  
 $h$  膜厚;  
 $p$  润滑膜中压力。

方程右端第一项的“+”号用于润滑剂流出段,“-”号用于流入段。令  $B$  是箔带宽,则边界条件:

$$z = \pm B/2, p = p_0$$

$$z = 0 \quad \partial p / \partial z = 0$$

1.1.1 中心膜厚  $h_c$  的计算

中心膜厚  $h_c$  的计算公式为

$$h_c = K_h r \left[ \frac{6\eta u}{F_{t0}} \right]^{2/3} \quad (7.9-2)$$

式中  $r$  轴的半径;

$F_{t0}$  箔带单位宽度上的初始张力。

$K_h$  为常数,对不可压缩润滑、无限宽理想柔性箔轴承,

$K_h = 0.613$ 。当满足表 7.9.2 所列条件时,实际箔轴承的  $K_h$  值与 0.613 相差甚微。

对于大压缩参数  $K_A$  的箔轴承,  $K_h$  值可按图 7.9-2 进行修正。

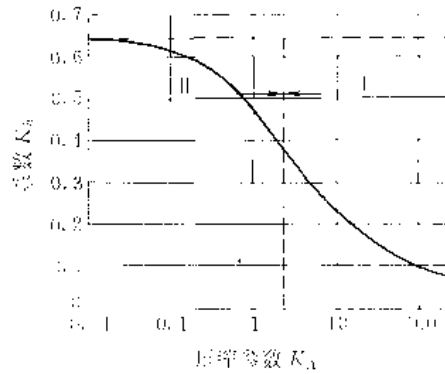


图 7.9-2  $K_h K_A$  曲线

I 单调排气区 II 波动排气区

表 7.9-2 使  $K_h \approx 0.613$  的条件

参数名称	压缩参数 $K_A$	箔带无量纲刚度 $\bar{K}_F$	无量纲惯性 $\bar{I}$	包角 $\bar{\alpha}$	箔带宽 $B$
计算式	$\frac{F_{t0}}{\rho_0 r}$	$\frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)F_{t0}r^2 \left[ \frac{6\eta u}{F_{t0}} \right]^{2/3}}$	$\frac{\rho_0 u^2 r}{2F_{t0}}$	$\frac{\alpha}{\left[ \frac{6\eta u}{F_{t0}} \right]^{1/3}}$	—
条件	$< 0.12$	$< 0.8$	$< 0.05$	$\geq 6$	$\geq \frac{(r\delta)^{1/3}}{2}$

注

$E$ —箔带材料的弹性模量;  $\delta$ —箔带厚度;  $r$ —轴半径;  $\eta$ —气体粘度;  $\nu$ —箔带材料泊松比;  $\rho_0$ —环境压力下气体密度

箔带无量纲刚度  $\bar{K}_F$  对系数  $K_h$  的影响见图 7.9-3。

3.

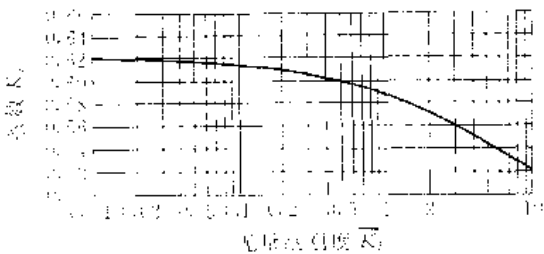


图 7.9-3  $\bar{K}_F K_h$  曲线

若以两个切点(包角的起、终点)为横坐标的两起始点,将运动方向坐标  $x$  无量纲化为

$$\bar{x} = \frac{x}{h_c} \left[ \frac{6\eta u}{F_{t0}} \right]^{1/3}$$

则单叶动压拉伸型箔轴承膜厚沿运动方向的分布(变化)见图 7.9-4,由图可见,最小膜厚位于出口区,在出口区与进口区之间,有相当范围的中间区,膜厚为常数。

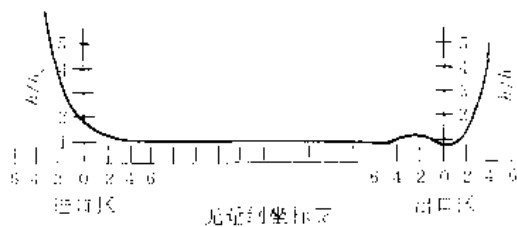


图 7.9-4 膜厚沿运动方向的变化

1.1.2 性能曲线

在不同线速度下,轴承相对膜厚  $h_c/r$  与箔带张力





$F_c$ 间的关系曲线见图7-9-5。不同包角 $2\alpha$ 下，润滑膜中心处单位带宽上的径向力 $F$ (承载能力)随带张力 $F_c$ 的变化曲线见图7-9-6。轴承刚度 $K$  ( $dF/dh$ )随带速的变化曲线见图7-9-7。不同轴径 $d$ 下，相对间隙(膜厚) $h_c/r$ 随刚度速度比 $K/u$ 的变化曲线见图7-9-8。

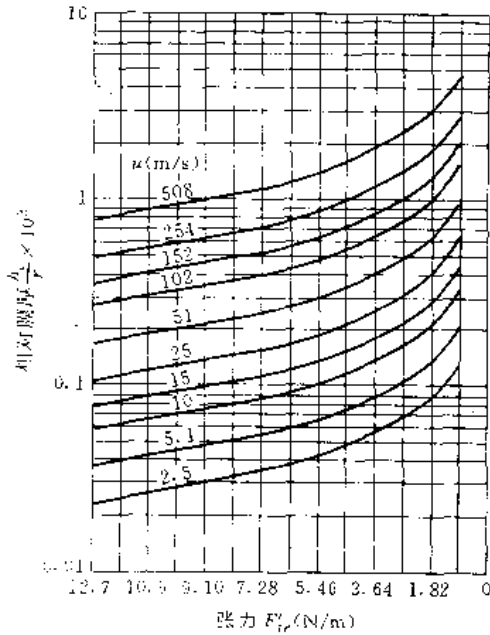


图 7-9-5  $h_c/r - F_c$  曲线

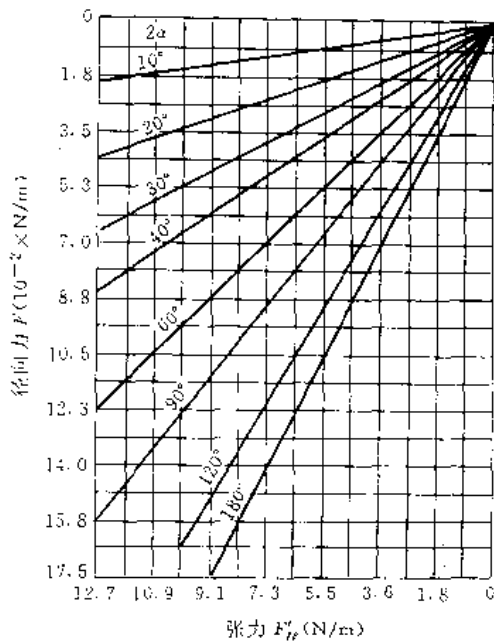


图 7-9-6  $F - F_c$  曲线

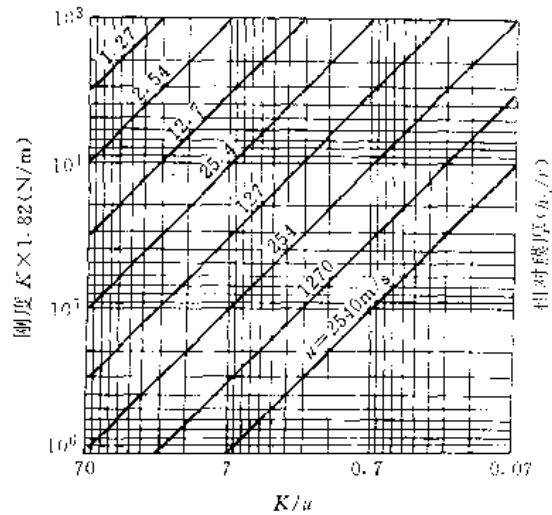


图 7-9-7  $K - K/u$  曲线  
 $K = dF/dh$

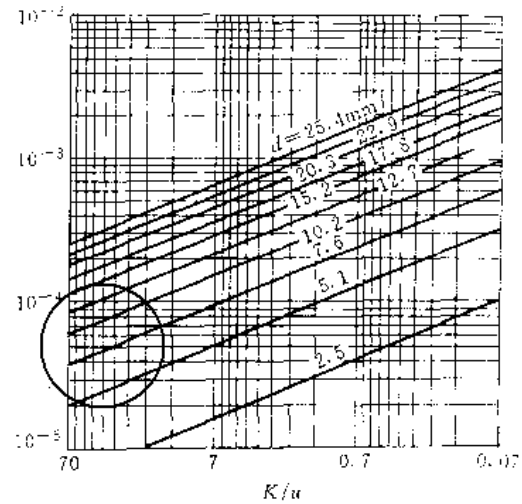


图 7-9-8  $h_c/r - K/u$  曲线

1.2 单叶静压箔轴承

1.2.1 平面形箔轴承<sup>[14]</sup>

平面形静压箔轴承的结构见图 7-9-9。从供气孔到箔带进入轴承处的距离为  $l_1$ ，称  $\bar{l}_1 = l_1/L$  为供压位置系数。

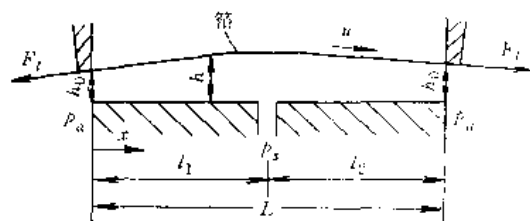


图 7-9-9 平面形静压箔轴承结构



若  $p_s$  为供气压力,  $p_a$  为环境压力,  $p$  为气膜压力, 则令  $(p - p_a) / (p_s - p_a) = \bar{p}$  为表压比。表压比沿  $x$  坐标的变化曲线见图 7-9-10。

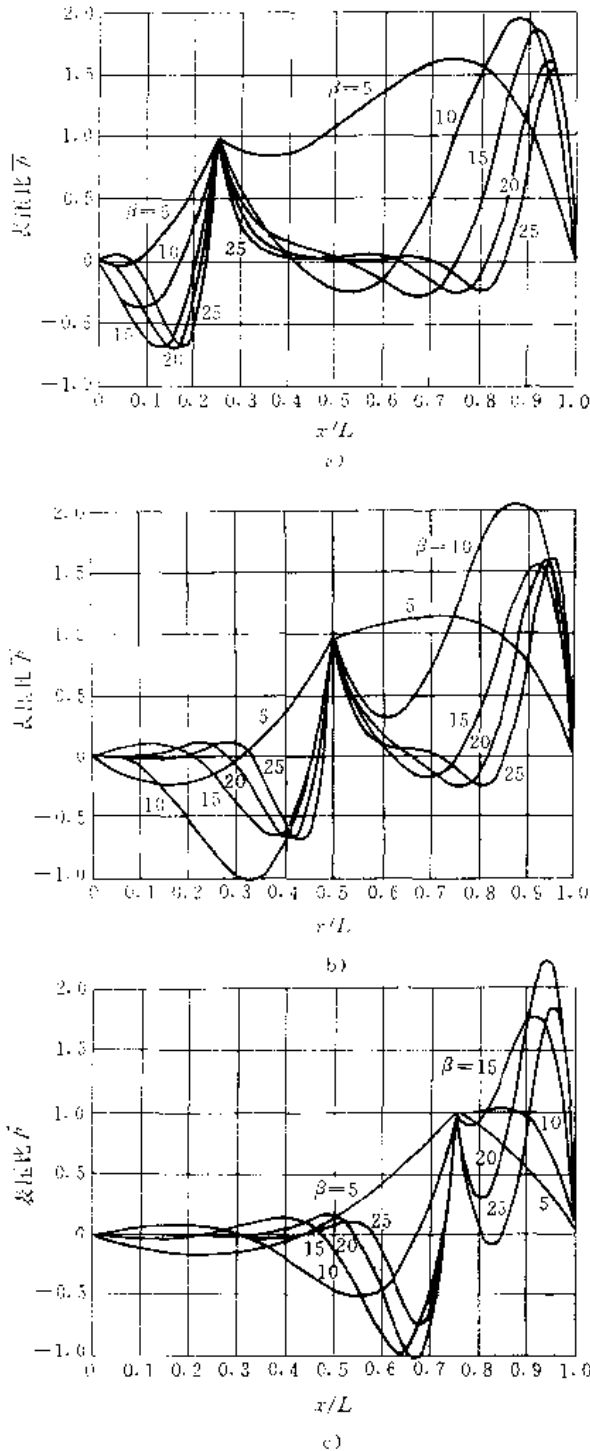


图 7-9-10  $\bar{p}-x/L$  曲线  
a)  $\bar{l}_1=0.25$  b)  $\bar{l}_1=0.5$  c)  $\bar{l}_1=0.75$

$$\beta = \left( \frac{6\eta u}{F_{re}} \right)^{1/3} \left( \frac{L}{h_c} \right)$$

设箔带进入轴承和离开轴承处的膜厚为  $h_0$ , 轴承内的膜厚为  $h$ , 取膜厚系数

$$\bar{h} = (h - h_0) / \left[ \frac{h_0^2 (p_s - p_a)}{F_{re}} \left( \frac{F_{re}}{6\eta u} \right)^{2/3} \right] \quad (7-9-3)$$

其  $\bar{h}$  随  $x$  坐标的变化曲线见图 7-9-11。

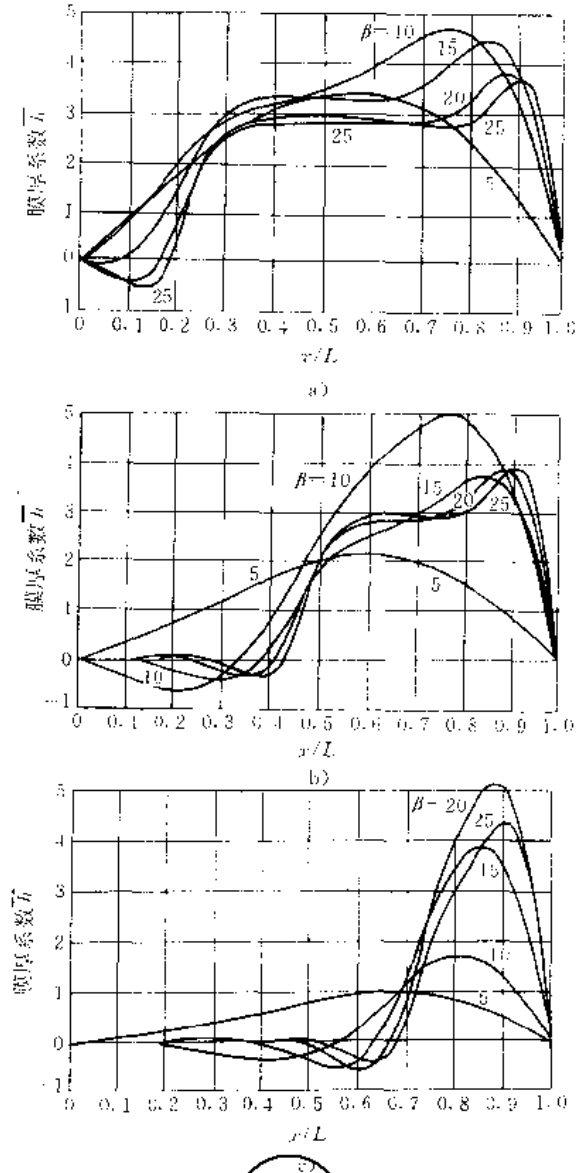


图 7-9-11  $\bar{h}-x/L$  曲线  
a)  $\bar{l}_1=0.25$  b)  $\bar{l}_1=0.5$  c)  $\bar{l}_1=0.75$   
 $\beta = (6\eta u / F_{re})^{1/3} (L / h_0)$

### 1-2-2 柱面形箔轴承

轴承结构形式见图 7-9-12。入口区膜厚  $h_0$  按式 (7-9-2) 计算, 出口区膜厚计算式为

$$h = 0.643r \left( \frac{6\eta u}{F_{re}} \right)^{2/3} + 0.643\xi \left( \frac{\rho_0 r}{F_{re}} - 1 \right) \quad (7-9-4)$$

$$\xi = \frac{h - h_c}{h_0} \frac{F_{re}}{\rho_0 - p_a} \left( \frac{6\eta u}{F_{re}} \right)^{2/3}$$



式中  $r$  ——轴半径;  
 $\eta$  ——润滑剂粘度;  
 $u$  ——带速或轴线速度;  
 $p_0$  ——源压力(节流器出口压力);  
 $p_a$  ——环境压力;  
 $F_{te}$  ——箔带单位宽度的初始张力。

令参数

$$l = \left( \frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)F_{te}} \right)^{1/2}$$

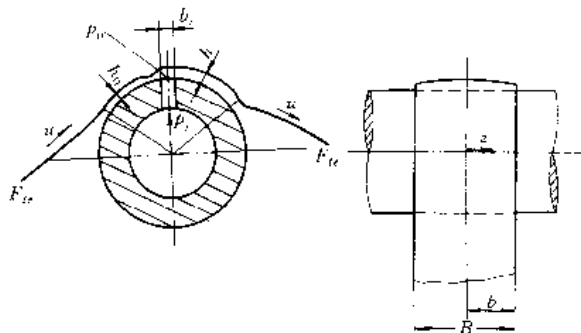


图 7-9-12 柱面拉伸型静压箔轴承

式中  $E$  ——箔带材料的弹性模量;  
 $\delta$  ——箔带厚度;  
 $\nu$  ——箔带材料的泊松比。

参数  $\xi$  与  $\left( \frac{67u}{F_{te}} \right)^{1/3} \cdot \frac{l}{h_0}$  和  $b/l$  有关, 在不同  $b/l$  下,  $\xi$  随  $\left( \frac{67u}{F_{te}} \right)^{1/3} \cdot \frac{l}{h_0}$  的变化曲线见图 7-9-13。

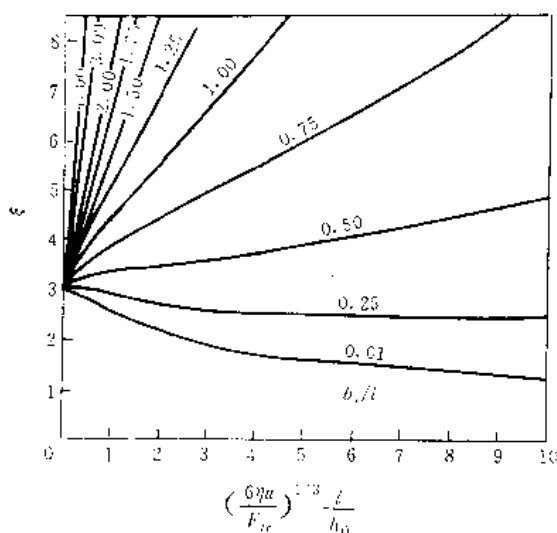


图 7-9-13  $\xi - \left( \frac{67u}{F_{te}} \right)^{1/3} \cdot \frac{l}{h_0}$  关系曲线

1.2.3 多孔质柱面箔轴承<sup>[83]</sup>

支承箔带的轴是由多孔质材料制成, 或嵌有多孔

质节流器的拉伸型箔轴承, 称为多孔质柱面拉伸型箔轴承, 见图 7-9-14。

考虑表面粗糙度的影响和材料透气性能后, 轴承间隙内的压力分布方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k_x \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{1}{4} \left( \frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( k_z \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) + \alpha_\psi (\bar{p}_s - \bar{p}) = \frac{\partial}{\partial x} (\bar{h} - \sigma k_x)$$

$$\alpha_\psi = \frac{12\Psi}{R\delta\lambda^2} \quad (7-9-5)$$

$$\sigma = \frac{R_s}{R\lambda^2}$$

$$\lambda = (67\eta u / F_{te})^{1/3}$$

式中  $\bar{p}$  ——气膜无量纲压力,  $\bar{p} = (p - p_a)R / F_{te}$ ;  
 $\bar{p}_s$  ——无量纲供气压力,  $\bar{p}_s = (p_s - p_a)R / F_{te}$ ;  
 $\bar{x}$  ——箔带运动方向无量纲坐标,  $\bar{x} = x / (R\lambda)$ ;  
 $\bar{z}$  ——轴线方向无量纲坐标,  $\bar{z} = z / B$ ;  
 $\bar{h}$  ——无量纲膜厚,  $\bar{h} = h / (R\lambda^2)$ ;  
 $\delta$  ——箔带厚度;  
 $\Psi$  ——多孔质材料透气系数;  
 $k_x, k_z, k_r$  ——考虑表面粗糙度影响的修正流量系数;  
 $R_s$  ——表面粗糙度算术平均偏差。

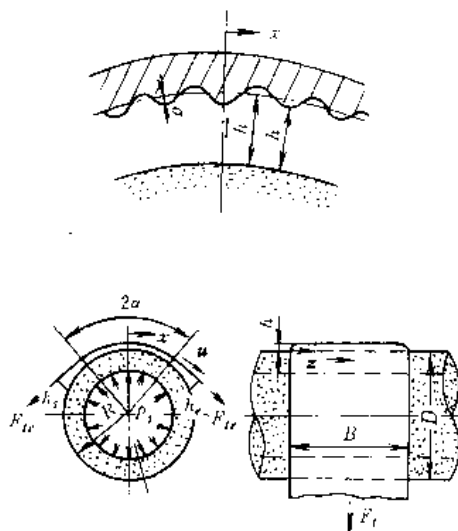


图 7-9-14 多孔质柱面拉伸型箔轴承

令  $\bar{\alpha} = \alpha / \lambda$  为相对包角,  $\bar{x}_s, \bar{x}_e$  为箔带和轴的几何学上的两切点外, 距切点中心角为  $10^\circ$  处的坐标值, 求解上述方程, 得到  $\bar{x}_s, \bar{x}_e$  处的膜厚为

$$\bar{h}_s = \frac{1}{2} (\bar{x}_s + \bar{\alpha})^2, \bar{h}_e = \frac{1}{2} (\bar{x}_e + \bar{\alpha})^2 \quad (7-9-6)$$

根据平衡条件, 求出气膜压力和膜厚在  $x$  方向的分布曲线, 见图 7-9-15。不同宽径比和不同相对包角下的最小油膜厚度见图 7-9-16。



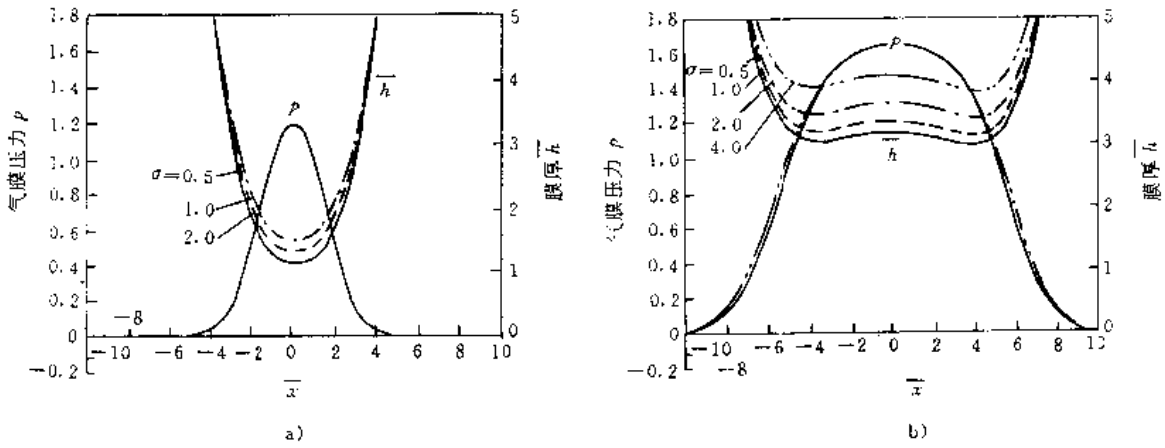


图 7-9-15 多孔质粒面拉伸型静压箔轴承压力与膜厚分布曲线 ( $\bar{p}_i=1.6, \alpha_0=6$ )<sup>[53]</sup>  
 a)  $B/D=1.0 \quad \bar{\alpha}=2.5$  b)  $B/D=10.0 \quad \bar{\alpha}=9$

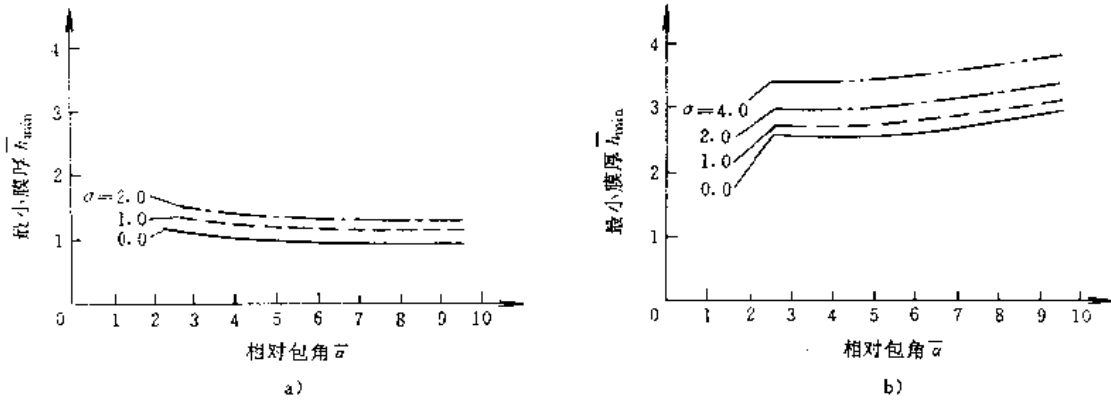


图 7-9-16 最小膜厚 ( $\bar{p}_i=1.6, \alpha_0=6$ )  
 a)  $B/D=1.0$  b)  $B/D=10.0$

1.3 三叶动压箔轴承

三叶拉伸型动压箔轴承的实际结构见图 7-9-17。

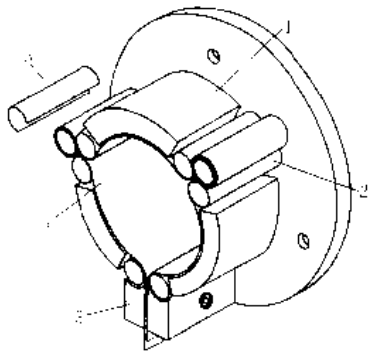


图 7-9-17 三叶拉伸型动压箔轴承  
 1—轴承座 2—导向柱 3—锁紧装置  
 4—箔带 5—压板

轴承各部尺寸为：轴直径  $d=12.7\text{mm}$ 、导向柱直径  $d_s=3.88\text{mm}$ 、箔带宽  $B=12.7\text{mm}$ 、厚  $\delta=0.0254\text{mm}$ 、每叶包角  $2\alpha=60^\circ$ 、轴承平均半径间隙  $h_0=0.056\text{mm}$ 。箔带表面涂覆厚约  $3.8\mu\text{m}$  的  $\text{MoS}_2$  固体润滑剂。

该轴承一叶区内沿周向的膜厚分布见图 7-9-18。图中①是进口区，②是中心区，③是出口区。

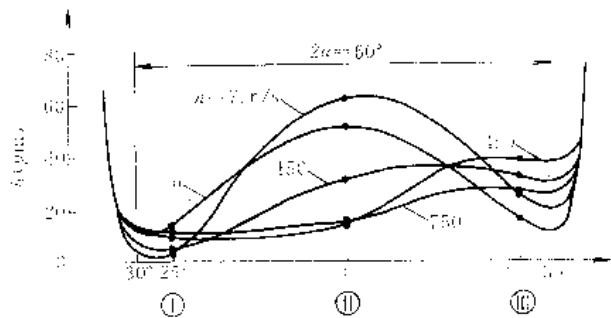


图 7-9-18 膜厚分布



## 2 弯曲型箔轴承

弯曲型箔轴承分波箔轴承、柔性支承箔轴承和缠

绕箔轴承等类型。波箔轴承的结构见图 7-9-19, 柔性支承箔轴承结构见图 7-9-20, 缠绕箔轴承结构见图 7-9-21。

波箔轴承应用最多, 本节仅介绍波箔轴承。

### 2.1 波箔轴承

波箔轴承主要由平箔、波箔和轴承座三部分组成。平箔带的一端与轴承座固定, 另一端自由, 轴颈必须从自由端向固定端旋转(图 7-9-19)。

箔带一般用铝、铜、钢等金属, 也有用非金属材料的。厚度通常取为 0.02~0.2mm。通常, 平箔带为全周形, 为降低波箔轴承的起浮速度和提高稳定性, 也有采用三瓦形和多瓦形的结构型式。金属平箔带的热处理工艺是制造波箔轴承的关键问题之一, 平箔的最大挠度与轴承最小间隙之比必须  $\geq 0.5$ 。

对平箔进行表面涂覆, 可提高箔带的耐磨性、降低摩擦系数, 从而能降低功耗、延长寿命, 并且能改善加工性能, 降低制造成本, 常用涂层材料有:  $Cl_2O_3$ 、 $TiC$ 、 $TiB_2$ 、 $B_4C$  及  $MoS_2$  等。

波箔的波形有圆弧形、三角形、矩形、正弦曲线形和渐开线形等, 见图 7-9-22。最常用的是圆弧形波箔, 波箔的刚度是波箔轴承设计的关键, 除了定刚度的波箔外, 也有采用变刚度的波箔: 即波箔刚度沿周向从固定端向自由端减小, 沿轴向从中间向两侧减小, 通常波箔的刚度应为气膜刚度的一半。

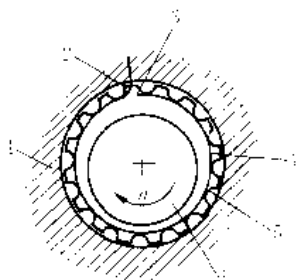


图 7-9-19 波箔轴承

1-轴承座 2-平箔固定端 3-平箔自由端  
4-平箔 5-波箔 6-轴

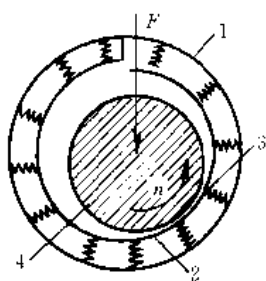


图 7-9-20 柔性支承箔轴承

1-轴承座 2-平箔 3-支承弹簧 4-轴

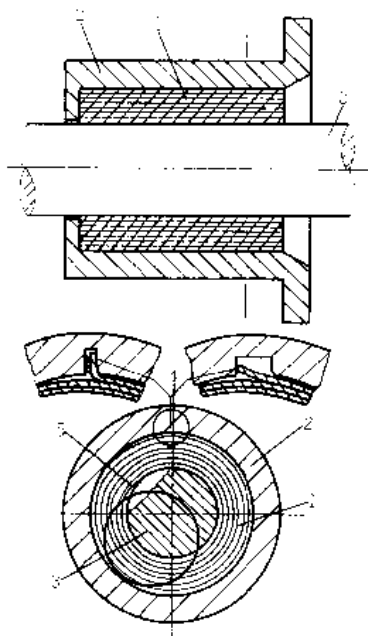


图 7-9-21 缠绕箔轴承

1-缠绕箔 2-轴承座 3-轴 4-缠绕箔固定端 5-缠绕箔自由端

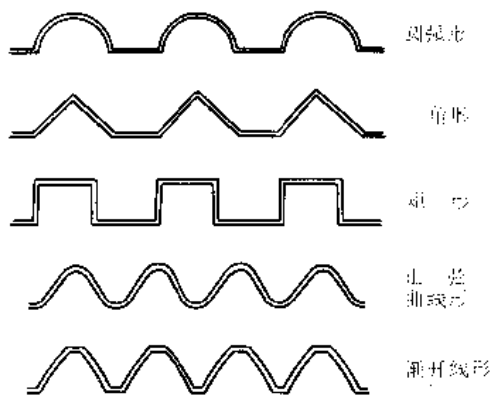


图 7-9-22 波箔的波形曲线

#### 2.1.1 径向轴承<sup>[64]</sup>

##### 1. 圆弧形波箔的刚度计算

a. 单个波的刚度  $K$ 。

箔带截面为矩形时单个波形的刚度计算式为

$$K_a = \frac{Eb}{12l} \left( \frac{\delta}{r_a} \right)^3$$



$$\Gamma = \frac{1}{4(\pi - 2r_a)} \left[ -4\sin^2\alpha_0 + 8\sin\alpha_0 + (4\mu + 2r_a) \right. \\ \left. - \pi\right)\sin\alpha_0\cos\alpha_0 - 4\mu\cos\alpha_0 + \mu(\pi - 2a) \\ \left. \times \cos^2\alpha_0 + \frac{1}{2}(\pi - 2a)^2 - 4 \right] \quad (7.9-7)$$

式中  $E$ ——波箔材料的弹性模量；

$b$ ——箔带宽度；  
 $\delta$ ——箔带厚度；  
 $r_a$ ——波箔圆弧半径；  
 $\mu$ ——摩擦系数；  
 $\alpha_0$ ——波形起始角（见图 7.9-23）。

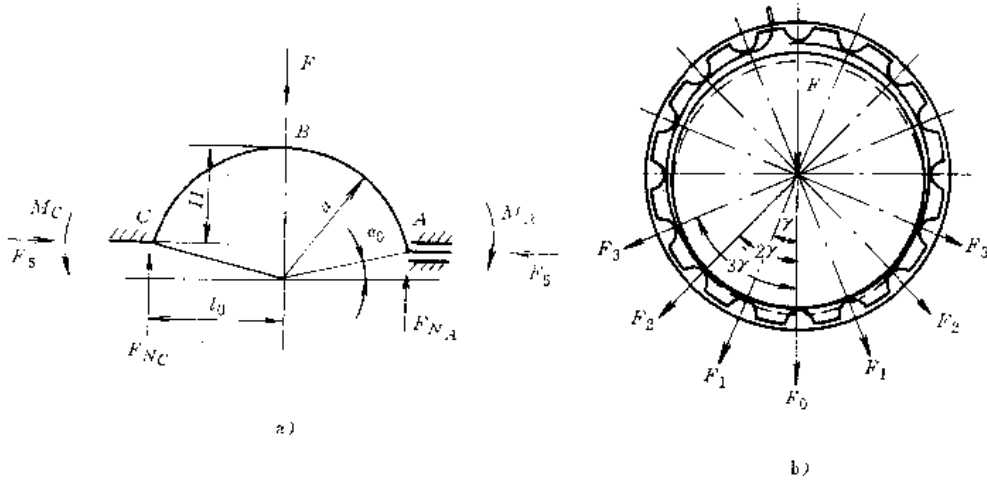


图 7.9-23 波箔受力分析简图

a) 单波受力分析 b) 总体波箔受力分析

b. 波箔总刚度  $K_B$

总刚度的计算式为

$$K_B = K_u(1 + 2\gamma) \quad (7.9-8)$$

$$\gamma = \sum_{i=1}^Z \cos^2 i\gamma \quad i=1, 2, \dots, Z$$

式中  $\gamma$ ——两波峰间的夹角（见图 7.9-23b）。

当  $Z=4$  的倍数时， $K_B$  可简化为

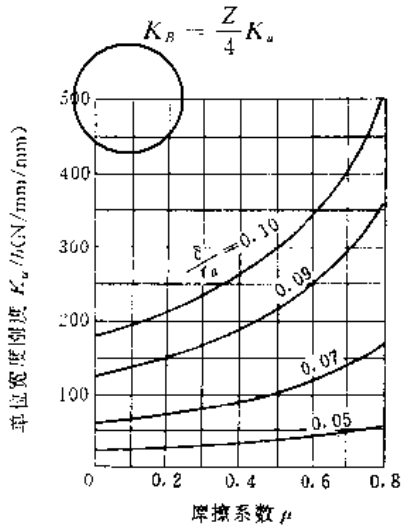


图 7.9-24  $K_u/b-\mu$  关系曲线

波形圆弧半径  $r_a=1\text{mm}$ ， $E=0.135\text{MPa}$ ，  
 波高  $H=0.85\text{mm}$ （参见图 7.7-22）

由式 (7.9-7) 可知，摩擦系数对波箔的刚度有明显影响，波箔单位宽度单波刚度  $K_u/b$  随  $\mu$  的变化曲线见图 7.9-24。

2. 全周波箔轴承性能分析 若全周波箔轴承的半径间隙为  $c$ ，轴颈在载荷  $F$  的作用下，产生位移  $e$ ，气膜中形成压力，在压力作用下，平箔与波箔又会产生变形，因此，按图 7.9-25 所示坐标，膜厚计算式为

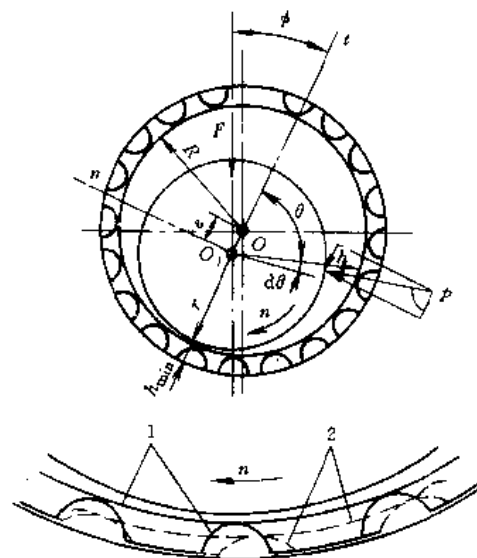


图 7.9-25 全周径向波箔轴承  
 1—箔变形前 2—箔变形后



$$h = (c - e \cos \theta) + \delta_B - \delta_T$$

$$\delta_B = \frac{(p - p_a) sb}{K_B} \quad (7-9-9)$$

$$\delta_T = \frac{s^4 (p - p_a) \left(\frac{x}{s}\right)^2 \left(1 - \frac{x}{s}\right)^2}{24K}$$

式中  $\delta_B$  —— 波箔的变形;  
 $\delta_T$  —— 平箔中点的变形;  
 $s$  —— 节距, 即两波峰间的弧长。  
 当  $p < p_a$  时, 取  $\delta_B, \delta_T = 0$ 。

波箔轴承的压缩数定义为

$$\Lambda = \frac{12\pi\eta n}{p_a \psi^2} \quad (7-9-10)$$

式中  $\psi$  —— 相对间隙,  $\psi = c/R$ 。

求解间隙内气体流动的基本方程, 当  $r_a = 1\text{mm}$ 、 $\psi = 0.8 \times 10^{-3}$  时, 得出全周波箔轴承的载荷系数  $\bar{F}$ 、偏位角  $\phi$  和摩擦力矩系数  $\bar{T}$ , 见图 7-9-26、图 7-9-27 和图 7-9-28。

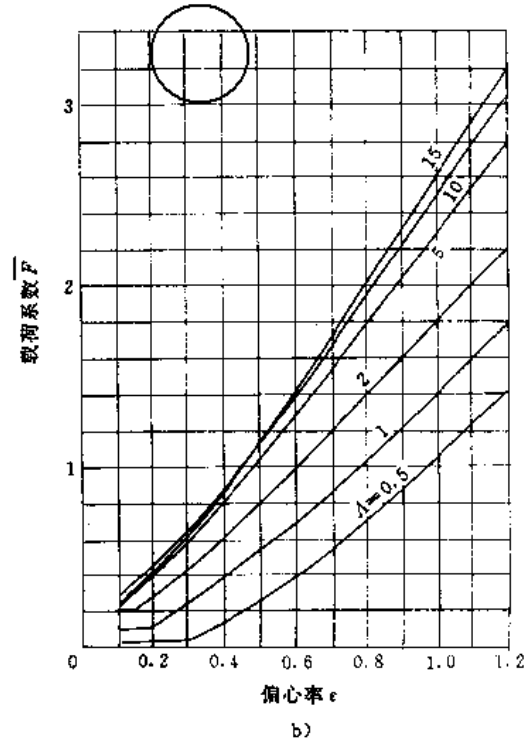
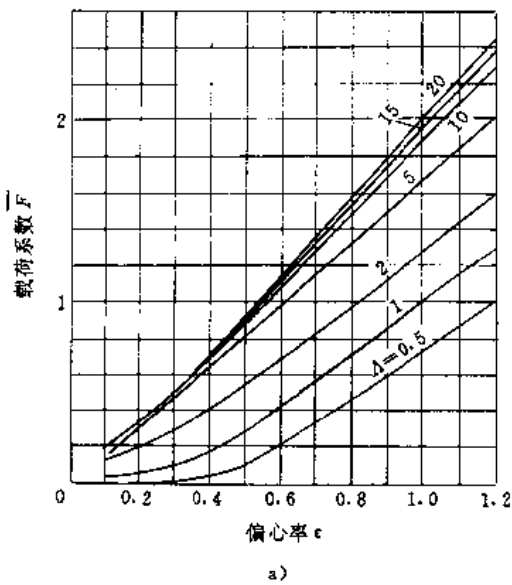


图 7-9-26 全周波箔轴承的载荷系数

a)  $B/D=1 \quad K_R=9.5$  b)  $B/D=1.5 \quad K_B=14.2$

$$\bar{F} = \frac{4F}{p_a D^2}$$

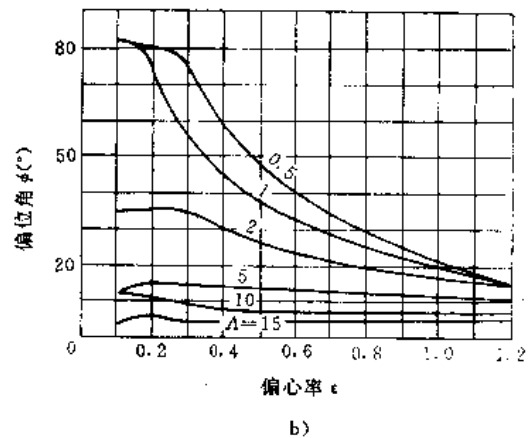
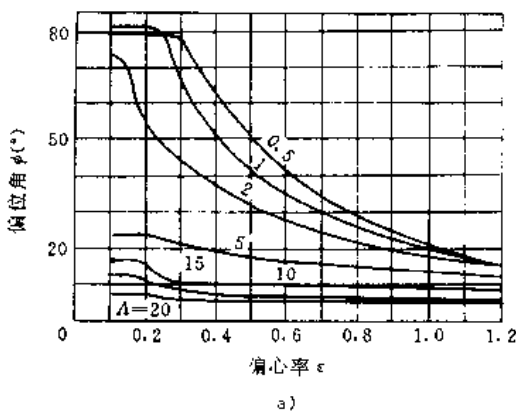


图 7-9-27 全周波箔轴承的偏位角

a)  $B/D=1 \quad K_B=9.5$  b)  $B/D=1.5 \quad K_R=14.2$



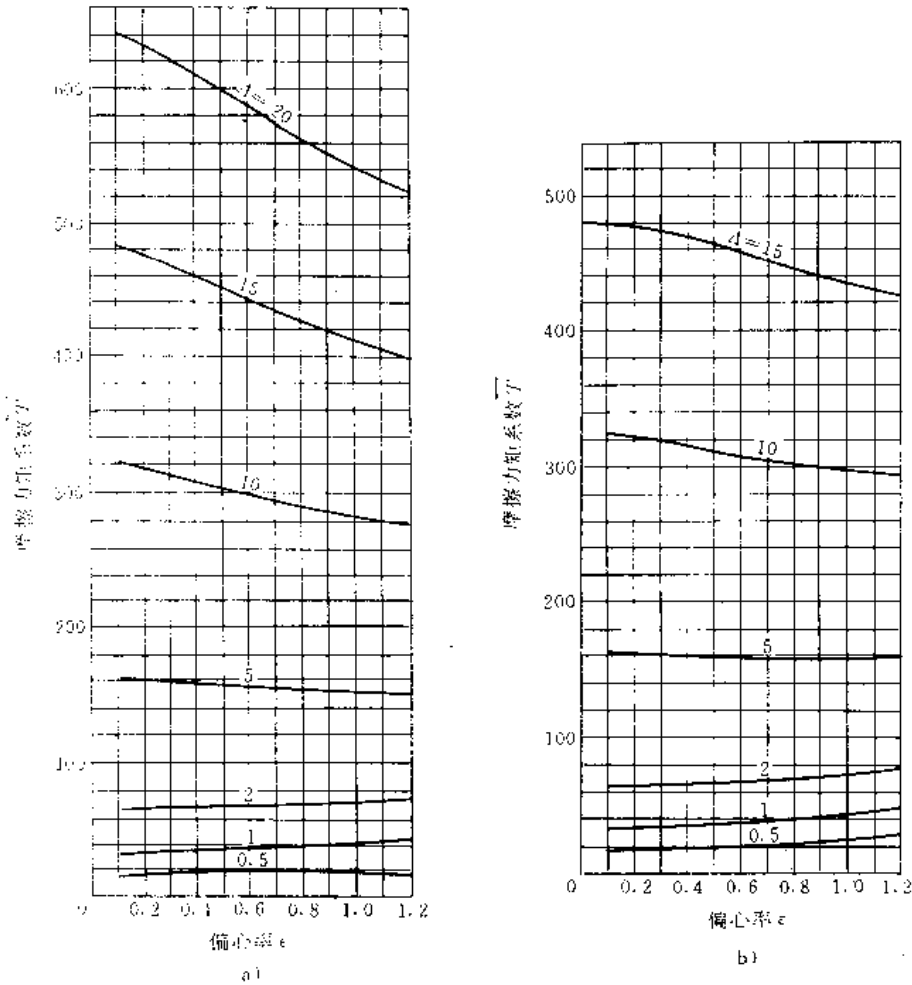


图 7·9-28 全周波箔轴承的摩擦力矩

a)  $B/D=1$   $K_R=9.5$  b)  $B/D=1.5$   $K_R=14.2$

$$\bar{T} = \frac{4T}{\rho_a c D^2}$$

3. 多瓦径向波箔轴承 多瓦径向波箔轴承的一般结构型式见图 7·9-29。若取指向一个瓦中点的方向为起点坐标,  $\theta_1$ 、 $\theta_2$  分别为瓦的初、末端角坐标, 瓦的包角为  $\alpha$ , 则有  $\alpha = \theta_2 - \theta_1$ 。令最小膜厚处的角坐标为  $\theta_0$ , 载荷作用线与起始坐标夹角为载荷角  $\phi_L$ , 则偏位角

$$\phi = \theta_0 - \pi + \phi_L$$

载荷角  $\phi_L$  对多瓦径向波箔轴承性能有显著影响, 如三瓦轴承的最佳载荷角是  $\phi_L = -10^\circ$  ( $\zeta=1$ )  $\sim -14^\circ$  ( $\zeta=5$ )。此时轴承承载能力比  $\phi_L=0$  时提高约 10%  $\sim$  15%。五瓦轴承的最佳载荷角  $\phi_L = -15^\circ$ 。

取压缩数

$$\Lambda = \frac{12\pi\eta n}{\rho_a \psi^2}$$

轴承的综合柔度系数

$$\zeta = \frac{2\rho_a s}{cE} \left( \frac{l_0}{\delta} \right)^3 (1-\nu^2) \quad (7\cdot9\cdot11)$$

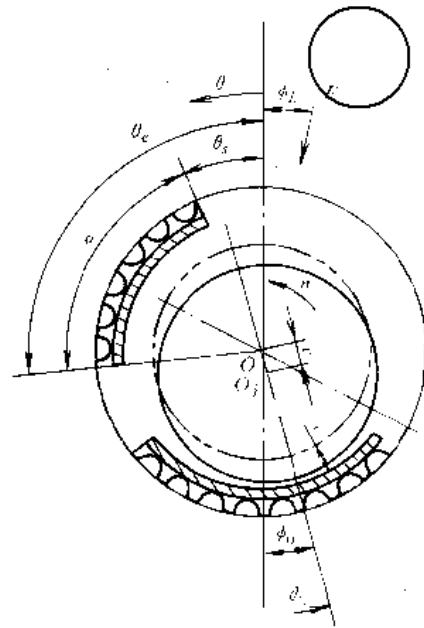


图 7·9-29 多瓦径向波箔轴承简图





式中  $s$ ——节距 (两波峰间的弧长);  
 $l_0$ ——波形的半宽 (见图 7-9-23)。

膜厚的表达式写为

$$h=c+e\cos(\theta-\theta_0+\pi)-\frac{\xi c}{p_a}(p-p_a) \quad (7-9-12)$$

代入压力分布方程并求解, 可得到轴承的承载能力、偏位角、摩擦力矩等性能参数。

$B/D=1, \Lambda=1$  时, 包角  $\alpha=120^\circ$  的三瓦径向波箔轴承中心加载和最佳载荷角加载状态下的载荷系数  $\bar{F}$  ( $=\frac{4F}{p_a D^2}$ ) 见表 7-9-3。  $B/D=1, \Lambda=1, \alpha=120^\circ$  条件下三瓦径向波箔轴承不同  $\epsilon, \zeta, \phi_L$  下的载荷系数  $\bar{F}$ 、最大压力系数  $\bar{p}_{max}$  ( $=p_{max}/p_a$ ) 和摩擦力矩系数  $\bar{T}$  ( $=\frac{4T}{cp_a D^2}$ ) 见表 7-9-4, 该轴承的动态性能指标, 四个

刚度系数  $\bar{K}$  ( $=\frac{4Ke'}{p_a D^2}$ ) 见表 7-9-5。为了比较, 表中也列出全周波箔轴承在相同条件下的刚度系数。

表 7-9-3 中心加载与最佳载荷角加载的比较

$\zeta$	$\epsilon$	$\phi_L (^\circ)$	$\bar{F}$	$\phi_L (^\circ)$	$\phi (^\circ)$	$\bar{F}$
1	0.3	37.5	13.8	10	55.0	15.0
1	0.6	28.5	36.0	-10	29.0	39.8
1	0.9	16.0	58.0	-10	18.5	78.0
5	0.3	35.0	7.8	-14	53.0	9.0
5	0.6	30.0	17.0	-14	41.0	18.6
5	0.9	23.5	26.2	-14	30.0	29.8
			中心加载, $\phi_L=0$ 最佳载荷角			
$(B/D)=\Lambda=1; \alpha=120^\circ$						

表 7-9-4 三瓦径向波箔轴承的稳态性能

$\epsilon$	$\theta_0 (^\circ)$	$\phi_L (^\circ)$	$\phi (^\circ)$	$\bar{p}_{max}$	$\bar{F} \times 10^2$	$\bar{T} \times 10$	$\epsilon$	$\theta_0 (^\circ)$	$\phi_L (^\circ)$	$\phi (^\circ)$	$\bar{p}_{max}$	$\bar{F} \times 10^2$	$\bar{T} \times 10$
$\zeta=1$							$\zeta=5$						
0.3	40	-140.0	79.2	1.073	12.1	21.4	0.3	38	143.0	74.9	1.049	8.01	20.7
	210	7.2	37.2	1.072	12.7	21.8		210	5.1	35.1	1.038	7.52	21.1
	217	-2.3	37.0	1.075	13.7	21.9		214	0.0	34.3	1.040	7.87	21.1
	220	-2.3	37.7	1.079	14.1	22.0		220	-5.3	34.7	1.043	8.31	21.2
	225	-5.2	39.8	1.082	14.6	22.0		225	-8.6	36.4	1.045	8.60	21.2
	245	-10.0	55.0	1.088	15.0	21.5		245	-13.3	51.7	1.052	9.07	20.8
	275	-17.4	77.6	1.077	12.6	21.4		275	-21.1	73.9	1.050	8.18	20.7
0.6	29	-145.0	69.2	1.188	24.0	27.8	0.6	32	145.0	67.4	1.104	15.7	25.4
	180	44.1	44.1	1.133	25.2	18.6		180	55.0	55.5	1.048	12.6	16.5
	208	-2.6	30.6	1.197	37.2	27.7		205	3.6	28.6	1.077	16.1	25.3
	220	-10.6	29.4	1.215	35.8	28.8		220	-9.7	30.3	1.103	18.3	26.7
	245	-17.0	48.0	1.284	36.9	29.0		245	-16.3	48.7	1.121	18.4	27.2
	270	-25.5	64.5	1.185	28.7	27.4		270	-23.1	66.9	1.106	15.9	25.4
0.9	15	-145.0	50.9	1.497	59.3	62.9	0.9	25	144.0	61.0	1.178	24.4	46.5
	196	0.0	16.3	1.340	69.5	36.7		200	3.5	23.5	1.122	25.3	34.4
	210	-10.8	19.2	1.375	76.9	45.7		203	0.0	23.0	1.119	26.3	36.2
	230	-16.1	33.9	1.572	74.3	71.8		210	-6.3	23.7	1.158	28.1	41.6
	245	-14.7	50.3	1.412	52.4	77.3		230	-16.3	33.7	1.198	29.7	67.1
	260	-26.2	53.8	1.463	55.3	56.4		245	-18.9	46.1	1.202	28.2	72.1
								260	-21.5	58.5	1.186	25.2	53.7



表 7-9-5 三瓦径向波箔轴承的刚度系数

$\epsilon$	$\zeta$	$\phi(^{\circ})$	$\bar{F}$	$\bar{K}_{xx}$	$\bar{K}_{xy}$	$\bar{K}_{yy}$	$\bar{K}_{yx}$
全周 $\alpha=360^{\circ}$							
0.6	0	35.7	0.951	1.920	-0.125	-2.345	3.237
0.75	0	24.1	1.894	3.416	-1.166	-3.989	8.981
0.9	0	12.8	5.055	7.202	-6.024	-10.151	44.593
0.6	1	32.1	0.568	1.129	0.174	-0.693	1.130
0.75	1	26.3	0.7833	1.231	0.0254	-0.686	1.378
0.9	1	21.4	1.028	1.268	-0.098	-0.627	1.602
三瓦 $\alpha=120^{\circ}$							
0.6	0	26.0	0.635	1.123	-0.092	-2.05	2.635
0.75	0	17.4	1.321	2.102	-0.752	-3.710	7.432
0.9	0	8.6	3.695	4.728	-3.344	-8.768	37.103
0.6	1	25.5	0.359	0.5702	0.0451	-0.758	0.801
0.75	1	20.5	0.511	0.673	-0.017	-0.821	1.051
0.9	1	16.3	0.689	0.759	-0.057	-0.855	1.274
$(R/D)=A=1; \phi_L=0$							

对  $B/D=1, A=1, \epsilon=0.6, \phi_r=0^{\circ}, \phi=40^{\circ}$  的状态进行了全周、三瓦 ( $\alpha=120^{\circ}$ ) 和五瓦 ( $\alpha=72^{\circ}$ ) 波箔轴承的计算,  $\bar{F}, \bar{T}$  的计算结果见表 7-9-6。由表中数据可以判定, 综合考虑  $\bar{F}$  和  $\bar{T}$ , 取瓦数为 3 比较适宜。

4. 径向波箔轴承设计参数 径向波箔轴承的设计参数及其推荐值见表 7-9-7。

表 7-9-6 瓦数对  $\bar{F}, \bar{T}$  的影响

瓦数	1	3	5
$\bar{F}$	0.55	0.40	0.18
$\bar{T}$	0.23	0.17	0.26

$B/D=1, A=1, \epsilon=0.6, \phi_L=0^{\circ}, \phi=40^{\circ}$

表 7-9-7 径向波箔轴承设计参数

参 数		计算式和推荐值	尺寸公差	形状公差 (圆柱度)	表面粗糙度 $R_a(\mu m)$
轴 承 参 数	轴承名义直径 $D$ (mm)				
	轴颈直径 $d$ (mm)		h5	6 级	0.4
	宽径比 $B/D$	0.8~1.5			
	轴承座孔径 $D_1$ (mm)	$d+2c+2\delta+2H$	H4	6 级	3.2~1.6
	相对间隙 $\psi$	$2c/d=0.001\sim0.015$			
	半径间隙 $c$ (mm)	$0.001\sim0.015d/2$			
	实际半径间隙 $c'$ (mm)	$D_1-d-2H-2\delta_k-2\delta_2$			
平 箔 参 数	厚度 $\delta_T$ (mm)	0.07~0.12			
	模芯直径(平箔理想内径) $D_T$ (mm)	$d+2c+(0.02\sim0.04)$		6 级	0.8
	模套孔径 $D_1$ (mm)	$D_T+2\delta_T+0.01$		6 级	0.8
	允许热处理回弹率 $\eta_T$	$(D_k-D_F)/D_T \leq 0.2\% \sim 0.6\%$			
	平箔实际内径 $D_T$ (mm)				
	固定端侧隙 (mm)	0.2~0.3			



(续)

参 数	计算式和推荐值	尺寸公差	形状公差 (圆柱度)	表面粗糙度 $R_a(\mu\text{m})$
厚度 $\delta_B$	(mm) 0.07~0.12			
实际内径 $D_k$	(mm)			
模数 $m$	(mm) 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.5			
波形节距 $s$	(mm) $\pi m$			
波形	圆弧线、渐开线			
波形半径 $r_a$	(mm) $2/5s$			
波高 $H$	(mm) $r_a(1-\sin\alpha_0)$			
波数 $Z$	$D_i/m$			
模芯直径 $D_B$	(mm) $D_i-0.01$		6 级	0.8
允许热处理回弹率 $\eta_B$	$(D_B - D_k)/D_B \leq 1\% \sim 5\%$			

2.1.2 止推轴承

波箔止推轴承由运动件、平箔、波箔和轴承座(静止件)组成(图7.9-30a)。根据箔的结构分为全周式和多瓦式两种。多瓦式的平箔,通常制成扇形(图7.

9-30c),用隔离块把两个扇形平箔和波箔隔开。在气膜压力作用下,平箔构成的轴承表面产生变形(图7.9-30b),形成弹性流体动力润滑。

求解轴承间隙中气体流动的压力分布方程时,代入膜厚的表达式

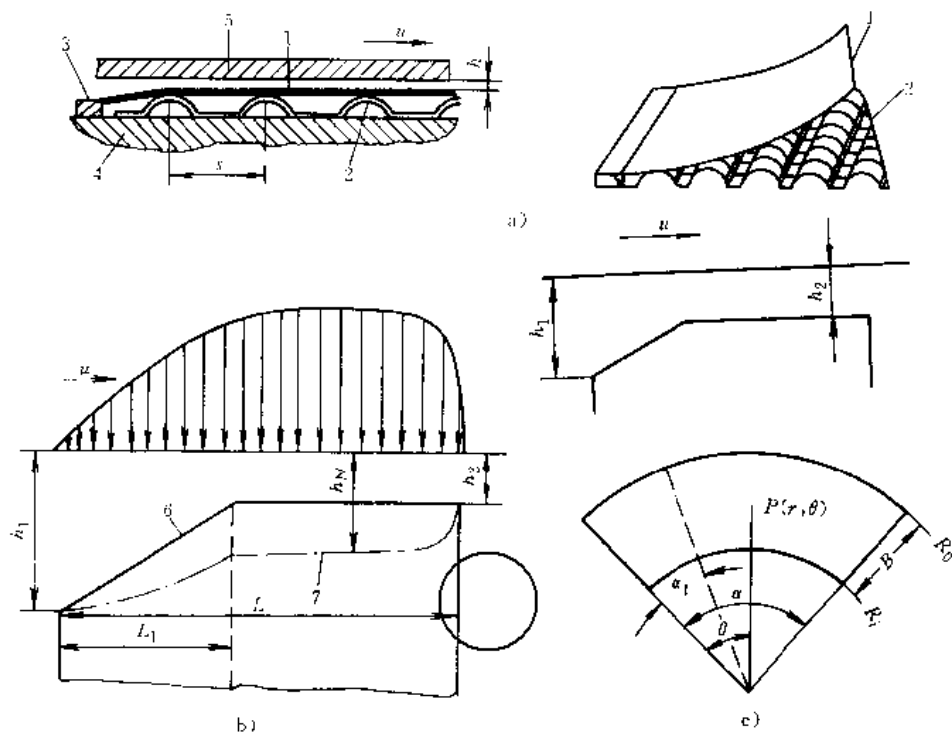


图7.9-30 波箔止推轴承

a) 构成 b) 平箔的变形 c) 扇形平箔

1—平箔 2—波箔 3—隔离块 4—轴承座 5—运动件 6—原始表面 7—变形后表面



$$h = h_2 + g(r, \theta) + C(p - p_a) \quad (7.9-13)$$

式中  $g(r, \theta)$  是考虑平箔原始表面几何形状因素的项，  
有

$$g(r, \theta) = \begin{cases} (h_1 - h_2)[1 - \theta/a_1] & 0 < \theta < a_1 \\ 0 & a_1 \leq \theta \leq a \end{cases}$$

$C(p - p_a)$  是考虑表面变形的项，有

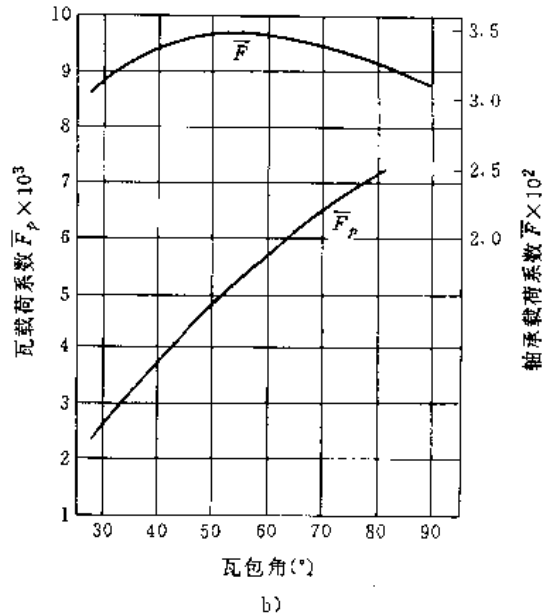
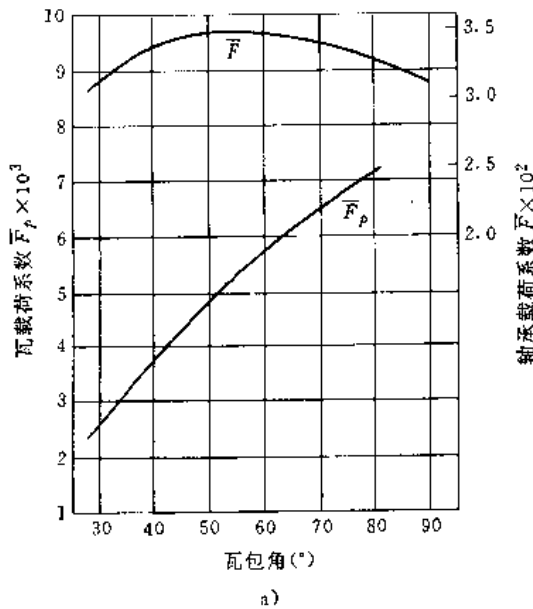


图 7.9-31 承载能力与瓦包角的关系曲线

a)  $a_1/a = 0.8 \quad \Lambda = \frac{12\pi n \eta}{p_a} \left( \frac{R_2}{h_2} \right)^2 = 3.0 \quad h_1/h_2 = 2 \quad \zeta = 1.0$  b)  $a_1/a = 0.5 \quad \Lambda = 2.67 \quad \zeta = 0.59 \quad h_1/h_2 = 2.5$

$\bar{F}_p$ —一个扇形瓦的载荷系数  $\bar{F}$ —轴承的载荷系数

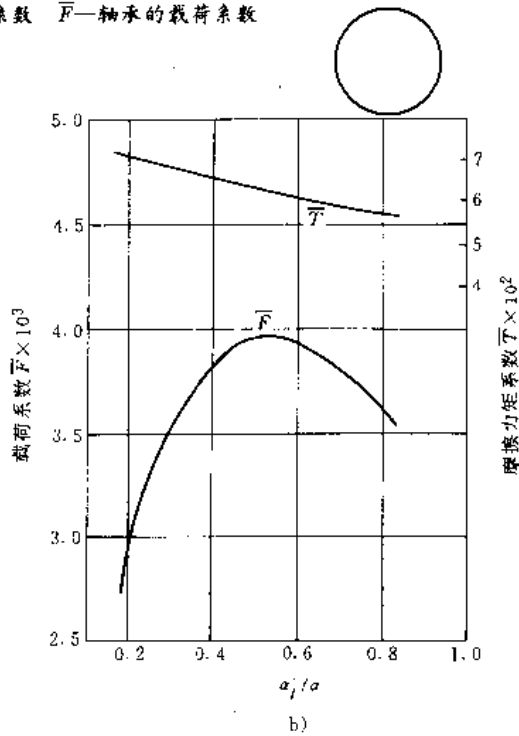
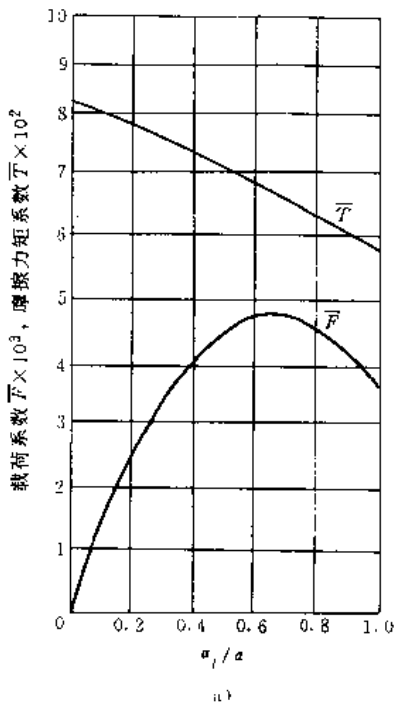


图 7.9-32  $\bar{F}$ 、 $\bar{T}$  与  $a_1/a$  关系曲线

a)  $a = 45^\circ \quad h_1/h_2 = 2.0 \quad \Lambda = 3.0 \quad \zeta = 1.0$  b)  $a = 45^\circ \quad \Lambda = 0.75 \quad h_1/h_2 = 2.0 \quad \zeta = 5.0$



$$C = \zeta h_2 / p_0$$

式中  $\zeta = \frac{2p_0 \delta}{h_2 E} \left( \frac{l_0}{\delta} \right)^3 (1 - \nu^2)$ , 是波箔轴承的柔度系数。

对  $B/R_2 = 0.5$  的一个较硬的波箔止推轴承 ( $\zeta = 1.0$ ) 和一个较软的 ( $\zeta = 2.67$ ) 进行数值计算, 得出其载荷系数  $\bar{F} [=F / (p_0 R_2^2)]$  随  $\alpha$  角的变化曲线见图 7-9-31。由图中可以看出使轴承总承载能力最大的  $\alpha$  角约为  $45^\circ \sim 50^\circ$ , 换言之, 取瓦数为 6~7 承载能力最

高。载荷系数和摩擦力矩系数  $\bar{T} [=T / (p_0 h_2 R_2^2)]$  随  $\alpha/\alpha$  的变化曲线见图 7-9-32。对应最大承载能力的  $\alpha/\alpha$  值, 较硬轴承为 0.7, 较软轴承为 0.5。

计算结果表明,  $h_1/h_2$  对轴承承载能力影响不大, 对刚度影响也不大, 但随其增大, 摩擦力矩有较大增加。

多瓦波箔止推轴承的性能数据见表 7-9-8。

表 7-9-8 多瓦波箔止推轴承的性能数据

$A / \left( \frac{h_1}{h_2} - 1 \right)^2$	$\zeta / \left( \frac{h_1}{h_2} - 1 \right) = 0$			$\zeta / \left( \frac{h_1}{h_2} - 1 \right) = 1$			$\zeta / \left( \frac{h_1}{h_2} - 1 \right) = 4$			$\zeta / \left( \frac{h_1}{h_2} - 1 \right) = 20$		
	$\bar{F} \times 10^2$	$\bar{T} \times 10$	$\bar{K} \times 10^3$	$\bar{F} \times 10^2$	$\bar{T} \times 10$	$\bar{K} \times 10^3$	$\bar{F} \times 10^2$	$\bar{T} \times 10$	$\bar{K} \times 10^3$	$\bar{F} \times 10^2$	$\bar{T} \times 10$	$\bar{K} \times 10^3$
$\alpha = 2$												
0.1	0.014	0.024	0.314	0.014	0.024	0.314	0.014	0.024	0.32			
1.0	0.144	0.241	3.24	0.145	0.24	3.20	0.147	0.23	3.35			
10.0	1.612	2.40	38.6	1.52	2.27	31.5	1.214	2.04	17.5			
20.0	3.33	4.79	76.4	2.736	4.34	45.5	1.828	3.78	18.8			
40.0	6.246	9.50	125.0	4.239	8.21	51.5	2.406	7.05	16.4			
$\alpha = 5$												
0.1	0.192	0.35	12.2	0.204	0.341	14.0	0.206	0.31	12.3	0.152	0.24	5.24
1.0	2.343	3.50	171.0	1.833	2.72	77.7	1.164	2.07	29.8	0.513	1.43	6.92
10.0	22.2	33.5	1230.0	6.633	17.3	106.0	2.697	12.9	26.1	0.854	10.2	2.64
20.0	34.66	65.2	1730.0	8.135	30.8	95.7	3.362	28.6	19.7			
40.0	46.4	127.0	2060.0	9.231	57.0	78.0	3.612	44.9	14.7	0.915	38.8	1.16
$\alpha = 10$												
0.1	0.66	1.63	91	0.661	1.30	61.1	0.571	1.15	40.5	0.464	0.98	25
1.0	8.818	16.1	1.120	3.170	7.81	113	2.309	6.50	64.8	1.619	5.38	35.6
10.0	60.38	150.0	6.120	8.109	44.5	114	5.345	37.5	56.7	3.323	32.3	25
20.0	86.84	292.0	8.240	9.457	79.5	95.6	6.020	68	45	3.627	59.8	18.5
$\alpha = 20$												
0.1	2.084	6.60	575	1.103	3.54	90	0.843	2.91	52.2	0.623	2.39	29.7
1.0	22.35	64.6	4.720	3.876	18.3	128	2.705	14.8	70.6	1.83	12.1	37.8
10.0	134.8	635.0	26.600	8.845	100.0	117	5.674	83.6	56.2	3.467	71.7	24.3
20.0	185.5	1179.0	34.200	10.24	179.0	97.5	6.280	152.0	44	3.733	133.0	17.7

$$\bar{K} = \bar{K}^* / (\alpha - 1)$$

注:  $\alpha = 45^\circ$ ,  $\alpha/\alpha = 0.5$ ,  $B/R_2 = 0.5$ 。

### 2.2 柔性支承箔轴承

除了用波箔支承平箔外, 还可以用弹簧、橡胶等弹性元件支承平箔, 称为柔性支承箔轴承。

#### 2.2.1 径向轴承<sup>[67]</sup>

轴承的结构简图见图 7-9-20, 平箔由固定在轴承座的一系列弹簧来支承, 一端固定于轴承座, 一端自



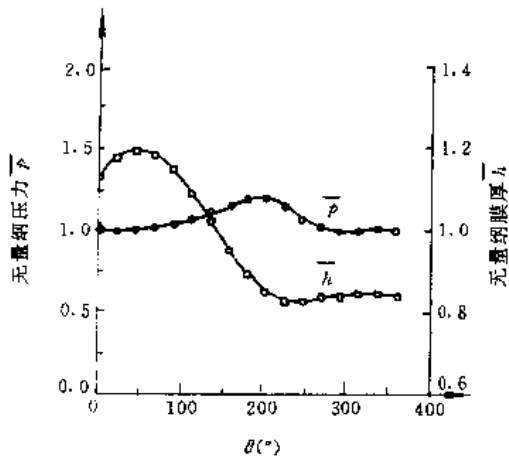


图 7-9-33 膜厚和压力沿轴承圆周分布

$B/D=1$   $\epsilon=0.5$   $\Lambda=\frac{12\pi\eta n}{\rho_a\psi^2}=0.3$   $\zeta=\frac{p_a}{cK}=1.0$

$$\bar{p}=\frac{p}{p_a}, \bar{h}=\frac{h}{c}$$

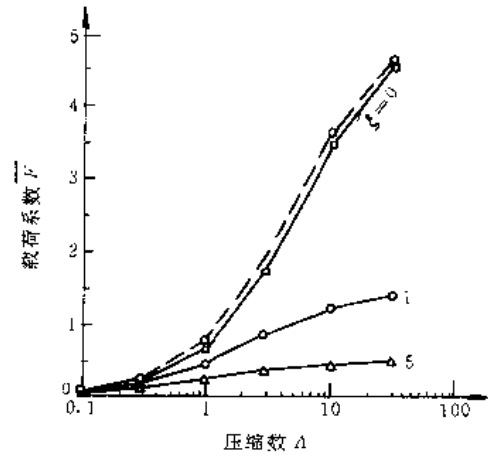
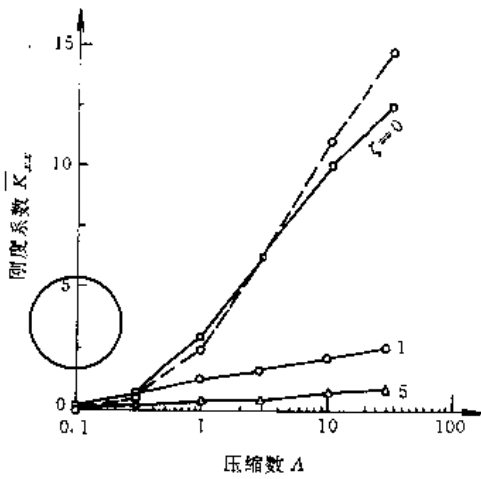


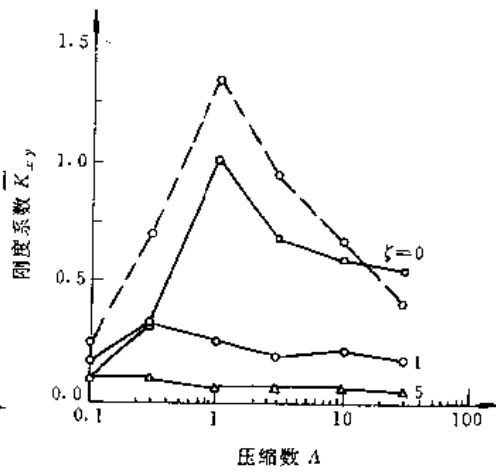
图 7-9-34  $\bar{F}-\Lambda$  曲线

$B/D=1.0$   $\epsilon=0.5$  --- 刚性轴承

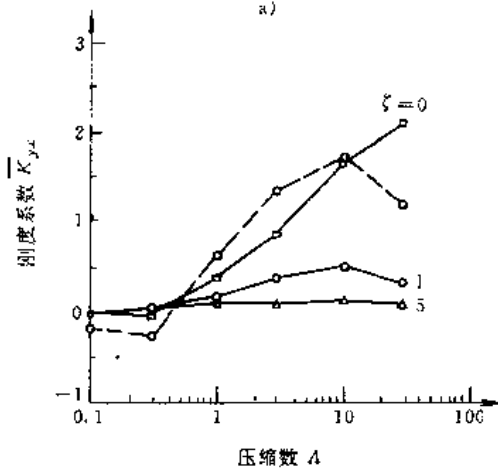
$$\bar{F}=\frac{4F}{\rho_a D^2}$$



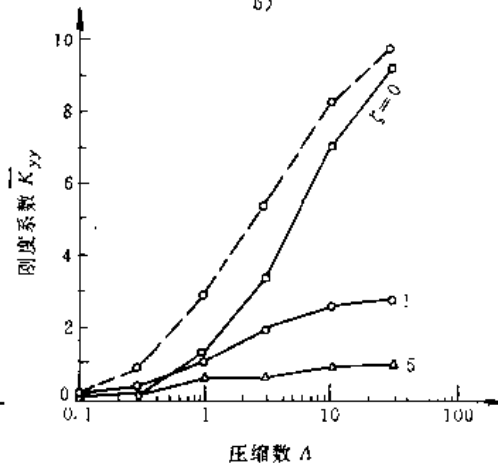
a)



b)



c)



d)

图 7-9-35  $\bar{K}_{ij}-\Lambda$  曲线  $B/D=1$   $\epsilon=0.5$  --- 刚性轴承

$$\bar{K}_{ij}=\frac{4cK_{ij}}{\rho_a D^2}$$



由适当匹配弹簧和平箔的刚度,轴承具有承载能力高和稳定性好的特点。

无量纲膜厚和压力沿轴承圆周的分布见图 7-9-33, 当  $\theta \approx 220^\circ$  时, 膜厚最小, 压力最大。

在不同柔度系数  $\zeta [= p_a / (cK)]^{\text{①}}$  下, 载荷系数  $\bar{F}$  随压缩数  $\Lambda$  的变化曲线见图 7-9-34, 当柔度  $\zeta = 0$  时, 其承载能力接近于刚性轴承。

刚度系数、阻尼系数随  $\Lambda$  的变化曲线见图 7-9-35 和图 7-9-36, 当  $\zeta = 0$  时, 箔轴承的阻尼系数与刚性轴承的相差较大。

不同偏心率下的载荷系数和刚度系数见表 7-9-9, 阻尼系数见表 7-9-10。

表 7-9-9 柔性支承箔轴承的  $\bar{F}$  和  $\bar{K}_{ij}$  [67]

$\epsilon$	$\zeta$	$\phi$	$\bar{F}$	$\bar{K}_{xx}$	$\bar{K}_{xy}$	$\bar{K}_{yx}$	$\bar{K}_{yy}$
0.6	0	36.5	0.961	4.174	0.775	0.225	1.049
0.75	0	24.7	1.922	10.424	1.715	1.405	2.397
0.9	0	12.9	5.073	45.372	5.451	6.192	6.384
$\epsilon$	$\zeta$	$\phi$	$\bar{F}$	$\bar{K}_{xx}$	$\bar{K}_{xy}$	$\bar{K}_{yx}$	$\bar{K}_{yy}$
0.6	1	34.0	0.567	1.447	0.253	0.208	1.111
0.75	1	27.7	0.778	1.703	0.228	0.277	1.202
0.9	1	22.4	1.020	1.946	0.189	0.314	1.301

注:  $B/D=1, \Lambda=1$ 。

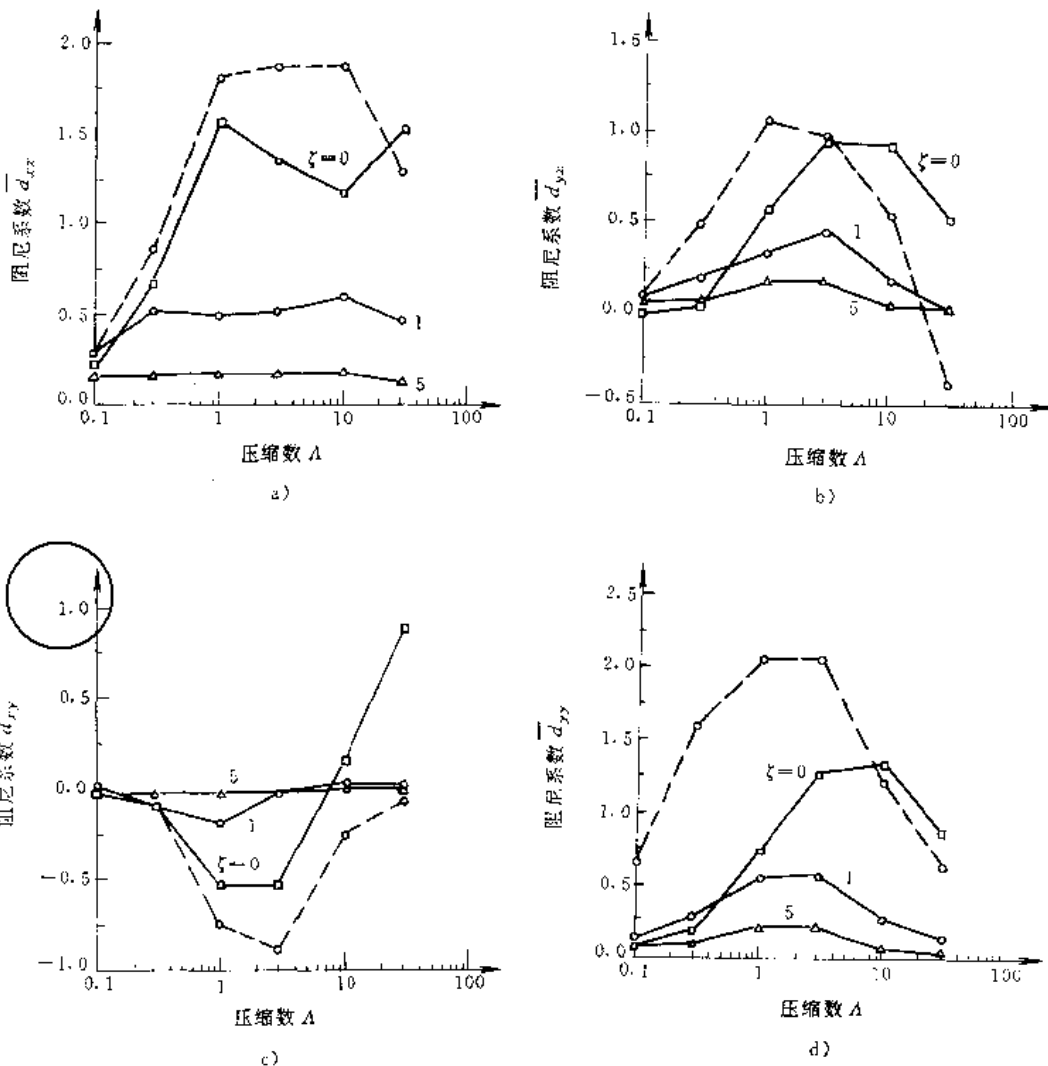


图 7-9-36  $\bar{d}_{ij}, \Lambda$  曲线

$B/D=1 \quad \epsilon=0.5 \quad \text{--- 刚性轴承} \quad \bar{d}_{ij} = \frac{8\pi n c d_{ij}}{p_a D^2}$

① 式中  $K$  为柔性支承的刚度,  $K = p/\delta$ 。



表 7-9-10 柔性支承箔轴承的  $\bar{d}_{ij}$

$\epsilon$	$\zeta$	$\bar{d}_{xz}$	$\bar{d}_{xy}$	$\bar{d}_{yz}$	$\bar{d}_{yy}$
0.6	0	1.573	-0.722	0.272	0.604
0.75	0	2.322	-1.005	0.511	0.747
0.9	0	5.126	-1.585	0.846	0.955
$\epsilon$	$\zeta$	$\bar{d}_{xz}$	$\bar{d}_{xy}$	$\bar{d}_{yz}$	$\bar{d}_{yy}$
0.6	1	0.451	0.177	0.264	0.514
0.75	1	0.382	-0.149	0.169	0.473
0.9	1	0.331	-0.107	0.092	0.453

注:  $B/D=1, \Delta=1$ .

### 2.2.2 止推轴承

为了增加动压效应,平箔改用带螺旋槽沟的膜片,与波箔止推轴承一样,膜片可以是全周的,或是若干扇形膜片。支承形式有弹簧式和橡胶垫式。

一种支承结构是:带6个环槽的板支承平箔,而环形槽板通过18个钢球,经板簧与轴承座联接。另一种支承结构是:用蛛网状板支承平箔,而蛛网状板通过72个板簧与轴承座联接。

### 3 悬臂型箔轴承

悬臂型箔轴承是将一片片弧形箔镶嵌在轴承座上,每片箔一端固定、一端自由成悬臂状,各片间有部分相互重叠、呈鳞状排列。这种轴承的典型结构见图7-9-37。

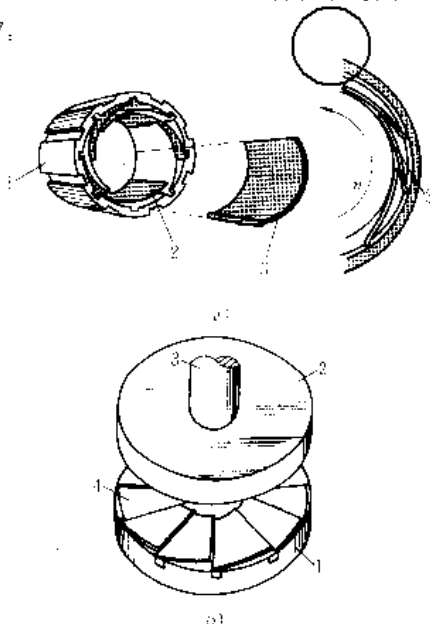


图 7-9-37 悬臂型箔轴承

a) 径向轴承

b) 止推轴承

1—轴承座 2 箔片

1—轴承座 2—旋转件

3—取出的箔片

3—轴 4—箔片

### 3.1 径向轴承

若干箔片(一般是6~16片)或箔片组件、沿轴承座内壁,顺序、均匀地重迭排列呈鱼鳞状。箔片一端与轴承座固接(图7-9-38),另一端自由,与相邻箔片重迭,保持一定比例的重迭面积。箔片的曲率半径大于轴颈半径,镶嵌在轴承座孔内产生弯曲弹性变形。所有箔片紧密环抱转轴,但箔片表面与轴颈表面构成若干楔形间隙。当转轴被驱动,并达到一定转速时,轴与箔片间形成动压气膜,将轴浮起。这时轴的转速称为“起飞转速”,所需的驱动力矩称为“起飞力矩”。箔片的弹性变形、各箔片之间位移产生的摩擦都有效地吸收掉外加振动、冲击的能量及轴本身的自激涡动能量,故这种轴承有较高的稳定性。

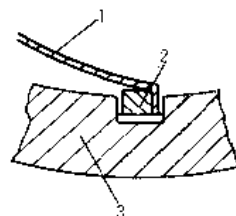


图 7-9-38 箔片的镶嵌

1—箔片 2—镶嵌块 3—轴承座壳体

轴承的起飞力矩和起飞转速主要决定于轴承的半径间隙  $c$  和箔片厚度  $\delta$ 。起飞力矩的计算式为

$$T_s = \sum_{i=1}^Z \mu_{F_i} r F_i \quad (7-9-14)$$

式中  $\mu_F$ ——箔片间的摩擦系数;

$r$ ——轴颈半径;

$Z$ ——箔片数;

$F_i$ ——第  $i$  片箔与轴的接触压力,可通过箔片的弹性变形计算确定。

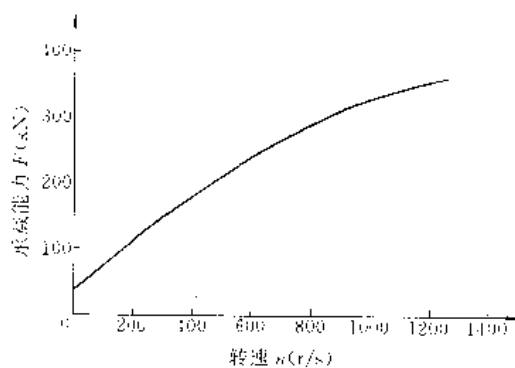


图 7-9-39 悬臂型径向箔轴承的承载能力

$d=35\text{mm}$   $B=44\text{mm}$





对  $d=35\text{mm}$ 、 $B=44\text{mm}$  的一个具体轴承，经计算得到的承载能力与转速间的曲线见图 7-9-39。

为了改善轴承性能、增加间隙内部压力，可经轴承座上小孔送入压缩气体，见图 7-9-40。

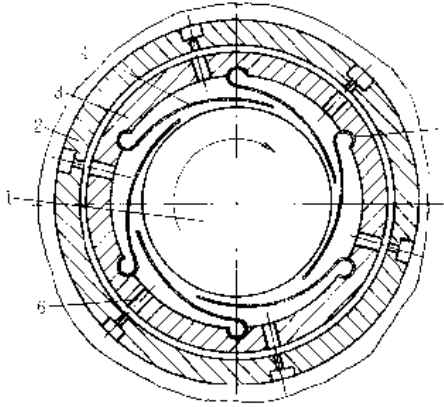


图 7-9-40 外部供气悬臂型径向箔轴承  
1—轴 2—轴承座 3—浮动套 4—箔片 5—锁定槽 6—供气孔

### 3.2 止推轴承

悬臂型止推箔轴承的结构型式见图 7-9-41。

一个内径  $R_i=40\text{mm}$ 、外径  $R_o=80\text{mm}$ ，有 8 个箔片的止推轴承，其载荷与膜厚和转速的关系见图 7-9-42。

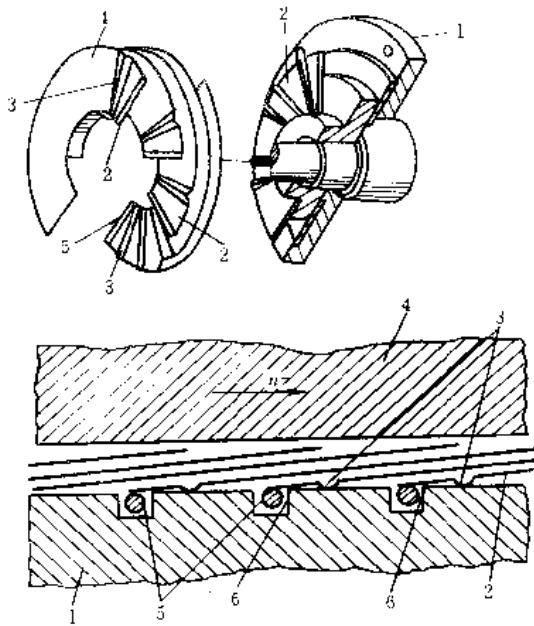


图 7-9-41 悬臂型止推箔轴承  
1—轴承座 2 箔片 3 弹性槽 4—止推轴颈 5—锁定装置 6—定位槽

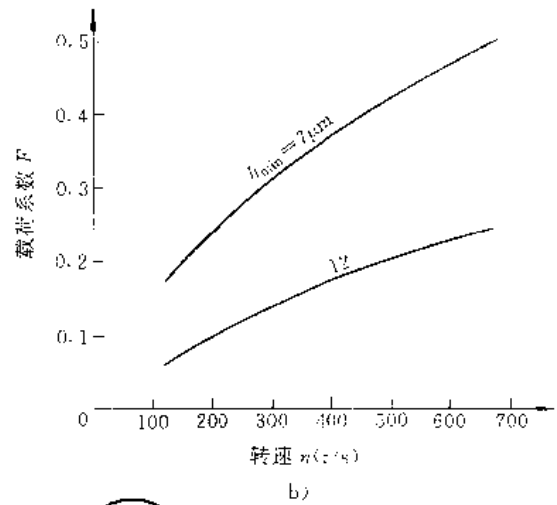
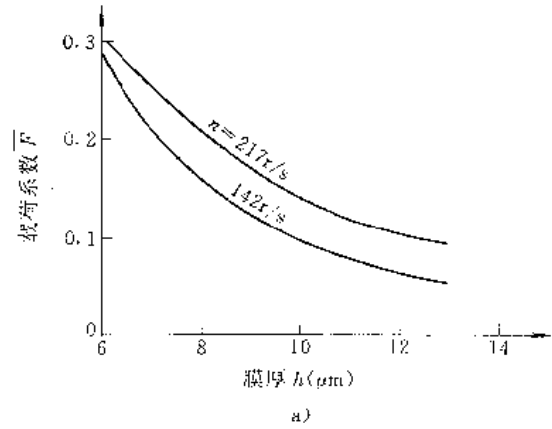


图 7-9-42 悬臂型止推箔轴承的性能

a)  $\bar{F}-h$  曲线 b)  $\bar{F}-n$  曲线

$$\bar{F} = \frac{F}{Zp_0R_i^2}$$

一个内径  $R_i=19\text{mm}$ 、外径  $R_o=37\text{mm}$  的止推箔轴承，给定最小膜厚下，不同转速的承载能力见图 7-9-43。

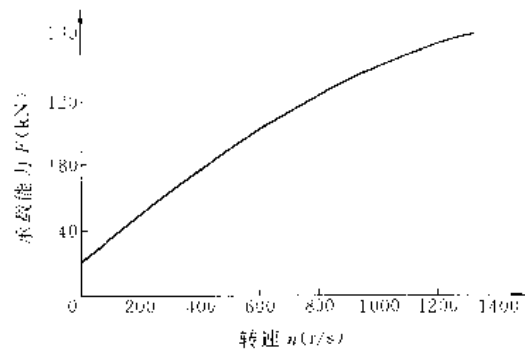


图 7-9-43  $\bar{F}-n$  曲线



## 第10章 电磁轴承

利用电场力或磁场力使轴悬浮的轴承统称为电磁轴承。过去,电磁轴承仅限于一些特殊场合应用,例如宇宙火箭姿态控制飞轮的轴承,随着电子控制技术的进步和普及,现在一般产业机械也开始采用。

### 1 静电轴承

利用电场力使轴悬浮的滑动轴承称为静电轴承,又称为电悬浮轴承。

这是一种20世纪50年代方出现的新型滑动轴承,它结构紧凑、功耗小。由于轴承处于高真空中并有良好的磁屏蔽,所以它几乎没有摩擦,有害力矩(对精密仪表有影响)远比磁力轴承小。但是,即使有相当高的电场强度,产生的支承力仍比较小,所以一般只用于一些微型的精密仪器中,例如静电陀螺仪、静电加速度表和超高真空规等。

#### 1.1 静电轴承的基本原理

轴和轴承相当于两个电极,电极间有一个很小的间隙(轴承间隙),形成一个电容,见图7-10-1。在电极上施加电压就会产生静电力。由于间隙 $h_0$ 和轴径 $d$ 之比极小,可以按平板电容器公式来计算其电容 $C$ 和静电力 $F$

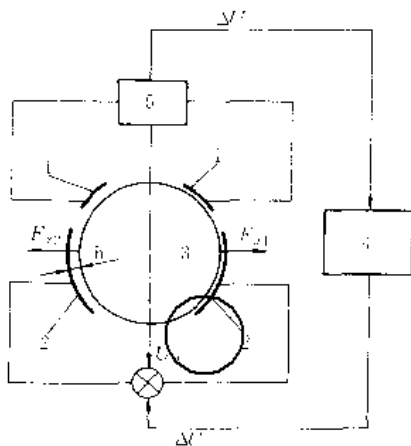


图7-10-1 静电轴承原理

- 1—测量电极 2—加力电极 3—转子  
4—放大线路 5—位移传感器

$$C = \epsilon_0 \epsilon_r A / h_0 \quad (7 \cdot 10 - 1)$$

$$F = -\frac{1}{2} \epsilon_0 \epsilon_r A (U/h_0)^2 \quad (7 \cdot 10 - 2)$$

式中  $\epsilon_0$ ——真空的介电常数 ( $=8.85 \times 10^{-12} \text{F/m}$ );

$\epsilon_r$ ——电极间物质的相对介电常数;

$A$ ——电极面积;

$h_0$ ——轴承间隙;

$U$ ——电压。

式中负号表示静电力为吸力,计算时常略去。若为单电极轴承,则轴承承载能力即为该电极吸力之反方向等值载荷。和其他轴承一样,若沿轴的圆周设置 $Z$ 个电极,则轴承的承载能力是这些电极吸力之矢量和的反方向等值载荷,即

$$F = \sum_{i=1}^Z F_i$$

#### 1.2 静电轴承的分类

静电轴承根据支承线路可分为两大类,其线路图和特点见表7-10-1。根据轴颈几何形状可以分为平面型、圆柱形、圆锥型和球型。

#### 1.3 静电轴承的常用材料与结构参数

静电轴承常用材料及荐用参数见表7-10-2。

#### 1.4 静电轴承的设计与计算

设计步骤大致如下:(1)选择轴承结构型式及轴承材料;(2)根据承载能力和刚度要求,确定轴承尺寸和极板总面积;(3)确定极板数(一般2~12极)和轴承间隙,计算初始电参数;(4)选择电源(交流或直流),决定控制方式;(5)建立转子运动方程,设计控制系统参数;(6)核算承载能力和刚度,如不满足要求需重新确定参数,直至满足为止;(7)进行系统动态分析;(8)进行电子电路设计。

平面型、谐振式回路控制的止推静电轴承的承载能力和刚度计算见表7-10-3,其他类型或其他控制方式的静电轴承,承载能力和刚度计算可参阅参考文献<sup>[1]</sup>。

#### 1.5 应用举例——静电轴承陀螺仪

静电轴承陀螺仪是最重要的静电轴承应用实例,



表 7-10-1 静电轴承按支承线路的分类

线路名称	谐振式支承回路	电桥式支承回路
位移测量	间接测量转子位移	直接测量转子位移
典型线路	<p> <math>C_A = C_0 + \Delta C</math>  <math>U_A = U_0 - \Delta U</math>  <math>C_B = C_0 - \Delta C</math>  <math>U_B = U_0 + \Delta U</math> </p>	<p>             1—量测变压器 2—高放 3—检相              4—校正 5—差放 6—调制功放         </p>
特点	利用转子与支承电极间的电容 $C$ 随间隙变化而改变的特点，在线路中串或并入电感 $L$ ，构成谐振回路	通常使用电容电桥位移传感器测量转子的位移。在量测变压器输出端得到正比于转子位移的信号，经放大、检相为直流电压，由差放分为两路并调制成交流信号，再经功放和高压变压器将电压加到支承电极

表 7-10-2 静电轴承常用材料及荐用参数

参数名称		荐用值	附注
电参数	外加电压(V)	2000~4000	受击穿场强限制
	电场强度(MV/m)	40~50	
几何参数	轴承相对间隙	$(2 \sim 10) \times 10^{-4}$	按电压和加工精度确定 按仪器要求精度确定 最小误差 影响击穿场强
	形状误差	小于间隙值的 1/10~1/100	
	表面粗糙度参数 $R_a(\mu m)$	<0.1	
环境参数	真空度(Pa)	$>1.33 \times 10^{-4}$	真空度低降低击穿场强

常用材料

壳体或定子	金属、陶瓷( $Al_2O_3$ 、 $BeO$ 等)
电极	钢、铜、铝、镍等
转子	铝、铍、石英等



表 7-10-3 平面型谐振式支承回路静电轴承的性能计算

回路	示意图	计算公式
并联调谐		承载能力 (N) $F = \frac{3.67\epsilon_r A U^2 (Q^2 - Q_0 Q + 1)\epsilon}{h_0^2 \{ [Q + (Q_0 - Q)\epsilon]^2 + (1 - \epsilon^2)^2 \}} \times 10^{-12}$ $F = \frac{14.68\epsilon_r A I^2 (Q^2 - Q_0 Q + 1)\epsilon \times 10^{-12}}{h_0^2 G_r^2 \{ [Q_0 - (Q_0 - Q)(1 - \epsilon)]^2 + (1 - \epsilon)^2 \}} \times \frac{1}{\{ [Q_0 - (Q_0 - Q)(1 + \epsilon)]^2 + (1 + \epsilon)^2 \}}$
		刚度 (N/m) $K = \frac{3.67\epsilon_r A U^2 (Q^2 - Q_0 Q + 1)}{h_0^3 (Q^2 + 1)} \times 10^{-12}$ $K = \frac{14.68\epsilon_r A I^2 (Q^2 - Q_0 Q + 1)}{h_0^3 G_r^2 (Q^2 + 1)^2} \times 10^{-12}$
串联调谐		承载能力 (N) $F = \frac{14.68\epsilon_r A U^2 [(Q_0 - Q)^2 + 1]}{h_0^2 \{ [Q_0 - (Q_0 - Q)(1 - \epsilon)]^2 + (1 - \epsilon)^2 \}} \times \frac{[Q^2 - Q_0 Q + 1]\epsilon \times 10^{-12}}{\{ [Q_0 - (Q_0 - Q)(1 - \epsilon)]^2 + (1 + \epsilon)^2 \}}$ $F = \frac{3.67\epsilon_r A I^2 (Q^2 - Q_0 Q + 1)\epsilon \times 10^{-12}}{h_0^2 G_r^2 \{ [Q_0 Q + (Q_0 - Q_0)(Q_0 - Q)\epsilon^2]^2 + [Q_0 - (Q_0 - Q_0)\epsilon^2]^2 \}}$
		刚度 (N/m) $K = \frac{14.68\epsilon_r A U^2 [(Q_0 - Q)^2 + 1] Q^2 - Q_0 Q + 1}{h_0^3 (Q^2 + 1)^2} \times 10^{-12}$ $K = \frac{3.67\epsilon_r A I^2 (Q^2 - Q_0 Q + 1)}{h_0^3 G_r^2 Q_0^2 (Q^2 + 1)} \times 10^{-12}$
备	$Q_c = \frac{\omega (C_0 + C_r)}{2G_r} \quad Q_L = \frac{1}{2\omega L_r G_r} \quad Q - Q_c - Q_L \quad Q_c = \frac{\omega C_0}{2G_r}$ $C_0 = 8.85 \frac{\epsilon_r A}{h_0} \times 10^{-12} \quad \omega = 2\pi f$	
注	$C_0$ —一个电极在无偏心时的电容 (F); $\omega$ —角频率 (rad/s); $C_r$ —一个电极的漏电容 (F); $f$ —电源频率 (Hz); $L_r$ —等效并联电感 (H); $G_r$ —等效并联电导 (s); $\epsilon$ —偏心率	

静电轴承陀螺仪结构见图 7-10-2, 主要由下列几部分组成:

1. 球形转子 有空心薄壁球和实心球两种结构。空心球的典型外径为 50mm 或 38mm, 壁厚为 0.4~0.6mm, 在赤道处加厚, 使极轴成为唯一稳定的惯量主轴。通常采用铍材制成半球, 由真空电子束焊成球形, 然后在专用设备上精研, 使球度误差小于 0.2 $\mu$ m, 表面粗糙度参数  $R_a$  小于 0.05~0.012 $\mu$ m。实心球的典型外径为 10mm, 球度误差小于 0.05 $\mu$ m。

2. 壳体与电极 通常采用氧化铝 ( $Al_2O_3$ ) 或氧化铍 (BeO) 陶瓷材料制成密闭球腔, 球腔内壁镀上电极, 电极有 6 块、8 块或 12 块等几种。电极腔和转子之间隙约为 50~100 $\mu$ m。

3. 光电角度传感器 用来检测静电陀螺仪壳体

相对于自转轴的角度, 在极轴方向和赤道上各装一只。

4. 钛离子泵 用来吸收球腔内的残余气体分子, 以保证静电陀螺仪陶瓷球腔内的真空度不低于 0.133  $\times 10^{-3}$  Pa。

5. 旋转线圈和力矩器 在陶瓷壳体外部安装按正六面体分布的 3 对线圈, 它们产生的磁场互相正交。转子自转轴方向为  $z$  轴, 在  $x$  轴和  $y$  轴方向的线圈中通以两相交流电, 就会产生一个  $z$  轴方向的旋转磁场, 使转子转动。给  $x$ 、 $y$ 、 $z$  3 个线圈分别通以直流电, 用 3 个直流磁场可以控制动量矩向量的运动。

通常, 静电陀螺仪的漂移误差为 10<sup>-6</sup> (°) /h, 为其他类型轴承支承的陀螺仪的 1/1000, 在失重低温状态下, 最精密的静电轴承支承的陀螺仪, 预期其漂移误差可小到 10<sup>-3</sup> (°) /a。



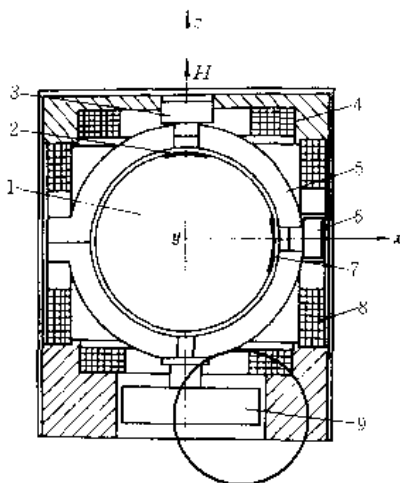


图 7-10-2 静电轴承陀螺仪结构

- 1—转子 2—顶端刻线 3—顶端光电传感器 4—阻尼线圈 5—陶瓷电极 6—侧向光电传感器 7—侧向刻线 8—旋转线圈 9—钨离子泵

## 2 磁力轴承<sup>[10]</sup>

磁力轴承是利用磁场力使轴悬浮的轴承，故又称磁悬浮轴承。它无需任何润滑剂，无机械接触，因而无磨损，功耗亦小，约为普通滑动轴承的 1/10~1/100。通过电子控制系统可控制轴的位置，调节轴承的阻尼和刚度，使转子具有良好的动态稳定性能。它能在真空、低温、高温、低速、高速等各种特殊环境下工作。

随着电子控制技术的进步，磁性材料、电子器件、超导技术、微处理机和大规模集成电路的发展和价格下降，过去因技术复杂、价格高昂，仅用于特殊场合；现应用范围逐步扩大，可靠性不断提高。

### 2.1 磁力轴承的分类与应用

磁力轴承的分类见表 7-10-4。

表 7-10-4 磁力轴承的分类<sup>[10]</sup>

名称	简图	特点
无源型磁力轴承		利用调整本身激磁参数的方法，实现轴承的稳定运转，故又称被动稳定型磁力轴承。结构简单，但刚度小，损耗较大
按控制方式 有源型磁力轴承		利用各种电的或机械的传感器、桥式网络电或磁参数的变化、光束或其他方法，来敏感轴位置的变化，进行伺服控制，以实现轴承的稳定运转，故又称主动控制型磁力轴承。与无源型比较，刚度大、响应速度快、功耗小，可实现五个自由度的控制，但需要外控回路
有源无源混合型磁力轴承		兼有有源型和无源型磁力轴承的特点



(续)

名称	简图	特点
永磁型磁力轴承		<p>结构简单, 无控制系统和调谐电路, 功耗小。但刚度小, 稳定性差, 采用一般的永磁材料有退磁作用, 配合不当还会出现反转。大型轴承装配困难</p>
激励型磁力轴承		<p>利用电磁铁原理, 配有控制系统或调谐电路。结构多样, 承载能力和刚度大, 稳定性好, 应用广泛。但体积大, 功耗高</p>
激励永磁混合型磁力轴承		<p>兼有永磁型和激励型磁力轴承的特点, 应用广泛</p>
超导体型磁力轴承		<p>电磁铁激励线圈为超导体线圈(置于液氮中), 可使磁场强度提高十几倍, 甚至更高, 承载能力极高</p>
按结构型式 径向轴承		<p>提供径向承载能力</p>



(续)

名称	简图	特点
止推轴承		只能提供轴向承载能力
锥型轴承		结构紧凑, 可靠性高。能同时提供径向和轴向承载能力。但轴向和径向位移都相当大时会产生轴向和径向耦合干扰
I 型轴承		容易加工, 可靠性高, 轴向和径向耦合干扰比锥型轴承小。磁通垂直于叠片平面, 所以工作频率受限制
阶梯型轴承		结构紧凑、工艺性好, 可以利用多种磁性材料组合, 以适应使用要求
球型轴承		可提供三向承载能力, 多用于陀螺仪等仪表
边缘磁场型轴承		当轴径向偏移时, 齿出现偏移, 边缘磁通产生径向力使轴回复原位

此页内容由作者提供



无源型轴承不可能在空间坐标三个方向上都稳定,至少在一个方向上要采用有源型,因此,实用的磁力轴承都是无源和有源混合型的。按照支承系统约束自由度来分,有五种类型:(1)1个自由度是有源轴承约束(其余4个是无源轴承约束);(2)2个自由度是有源轴承约束;(3)3个自由度是有源轴承约束;(4)4个自由度是有源轴承约束;(5)5个自由度全都是有源轴承约束。

磁力轴承主要的应用场合有:精密陀螺仪、加速度计、空间飞行器姿态飞轮、密度计、流量计、同步调相机、精密电流稳定器、振动阻尼器、真空泵、功率表、钟表、超高速离心机、金属提纯设备、超高速磨头、精密机床、水轮发电机、大型电动机、发电机、汽轮机、气体压缩机、抽风机等。

### 2.2 磁力轴承的性能计算

永磁型磁力轴承的承载能力和刚度取决于永磁材

料的种类,磁极的布置,磁极的面积、形状和厚度,轴承间隙以及软磁钢部分的尺寸。因此要进行理论计算比较困难。最简单的方法是实验相似法,借助几种用实验已测定出承载能力的结构,对相同的材料和结构,只要设计的轴承,尺寸和间隙具有和实验轴承同样的比值,则其承载能力与磁铁任一线性尺寸的平方成正比。

任何一种材料和结构的永磁型磁力轴承都有一最大尺寸,在此尺寸以上,轴承就不能支承其本身质量。

永磁型径向轴承和止推轴承的承载能力估算公式见表7-10-5。

交流激励型磁力轴承的承载能力和刚度估算公式见表7-10-6。

其他类型磁力轴承的性能计算可参阅参考文献[14]。

表7-10-5 永磁型轴承的承载能力计算公式

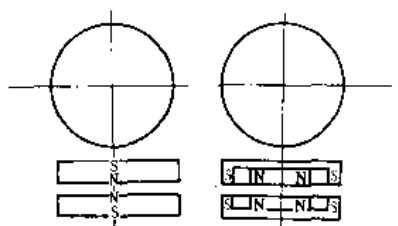
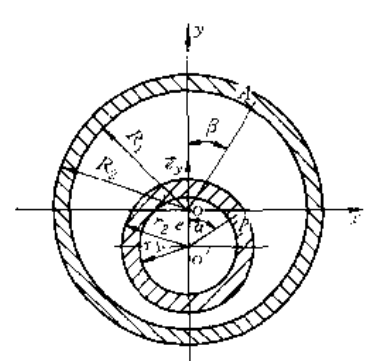
轴承类别	止推轴承	径向轴承
结构示意图	 <p style="text-align: center;"><math>\xi=1.0</math>      <math>\xi=1.7</math></p>	
承载能力公式	$F = 1/16 \xi \mu_0 \mu_r H_c^2 A \times \left\{ 1 - \frac{h/\delta}{1 - (h/\delta)^2} \right\}^{1.35}$	$F = (1 - \xi) \times 10^{-7} \int_{R_1}^{R_2} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{(M_1 \cdot n)(M_2 \cdot n) R r (r \cos \alpha - e - R \cos \beta)}{[(r \sin \alpha - R \sin \beta)^2 + (r \cos \alpha - e - R \cos \beta)^2]^{3/2}} \times dR dr d\alpha d\beta$ $\xi = \frac{R_1 + R_2 + r_1 + r_2}{4 \sqrt{(R_1 + R_2 + r_1 + r_2)^2 + (4B)^2}}$
备注	<p><math>\xi</math>—结构型式系数;<math>H_c</math>—永磁材料的矫顽力(A/m);<math>\mu_0</math>—真空磁导率(<math>=4\pi \times 10^{-7}</math>)(H/m);<math>\mu_r</math>—相对磁导率;<math>A</math>—轴承面积(<math>m^2</math>);<math>h</math>—轴承间隙(m);<math>\delta</math>—永磁铁厚度(m)</p>	<p><math>\xi</math>—轴承宽度系数;<math>M_1</math>、<math>M_2</math>—外内磁环材料的磁化强度(A/m);<math>n</math>—磁环介质表面单位外法线矢量;<math>R_1</math>、<math>R_2</math>—外磁环内外半径(m);<math>r_1</math>、<math>r_2</math>—内磁环内外半径(m);<math>\alpha</math>—内磁环中心<math>O'</math>到磁元<math>P</math>的矢径与<math>y</math>轴夹角;<math>B</math>—轴承宽度(m);<math>e</math>—偏心距(m)</p>





表 7-10-6 交流激励型磁力轴承承载能力与刚度公式

轴承类型	径向轴承	双向轴承	串联调谐	并联调谐
示意图				
引用参数	气隙磁通密度 $B_0 = 0.05 \sim 0.3 \text{ T}$ 铁心磁通密度 $B_1 \leq 0.6 \text{ B.T}$ 铁损等值电阻 $R_1 = 0.8 \sim 1.2$ 线圈直流电阻 $R$ 激励频率 $f > 400 \text{ Hz}$ $h_0 = (0.25 \sim 0.5) \times 10^{-3} \text{ m}$	品质因数 $Q_0 > 10, Q \approx 1$ 气隙最大磁通密度 $B_{0m} \leq 0.8 \text{ B.T}$ $B_0$ : 饱和磁通密度 (T) 激励频率 $f = 400 \sim 13000 \text{ Hz}$	气隙最大磁阻 $R_{0m} \approx 25$ 铁心最大磁阻 $R_{1m} \approx 25$ 轴承间隙 $h_0 = (h_1 + h_2) / 2 = (0.25 \sim 0.5) \times 10^{-3} \text{ m}$	
承载能力与刚度	$F = 4K_m Z^2 I^2 \mu_0 \mu_r a D B \frac{Q_0 - 2}{h_0^2} \cos^2 \left( \frac{\pi}{m} \right)$ $K = 4K_m Z^2 I^2 \mu_0 \mu_r a D B \frac{Q_0 - 2}{h_0^2} \cos^2 \left( \frac{\pi}{m} \right)$	$F = \frac{Z^2 I^2 \mu_0 \mu_r A (Q^2 - Q_0 Q_0 + 1) \epsilon}{4h_0^2 [Q + (Q_0 - Q) \epsilon]^2 + (1 - \epsilon^2)^2}$ $K = \frac{Z^2 I^2 \mu_0 \mu_r A (Q^2 - Q_0 Q_0 + 1)}{4h_0^2 (Q^2 + 1)}$	$F = \frac{Z^2 I^2 \mu_0 \mu_r A}{h_0^2 \omega^2 C^2 R^2} \times \frac{[Q_0 (Q - Q) (1 - \epsilon)]^2 + (Q_0 - Q_0 Q + 1)}{\epsilon (Q^2 - Q_0 Q + 1)}$ $K = \frac{Z^2 I^2 \mu_0 \mu_r A (Q - Q)^2 (Q^2 - Q_0 Q + 1)}{h_0^2 (Q^2 + 1)^2}$	$1.41 H$
功耗	2.83 W			
备注	$K_m$ : 磁极系数, 不超过 1; $Q_0$ : 品质因数, $Q_0 = \frac{\pi^2 \mu_0 \mu_r a \omega}{(R + R_1) h_0}$ ; $Q$ : 考虑漏感时线圈品质因数; $Q - Q_0$ : $Q$ ; $m$ : 磁极数; $\omega$ : 电源频率 (Hz); $R$ : 线圈直流电阻 ( $\Omega$ ); $Z$ : 线圈匝数; $U$ : 电压有效值 (V); $I$ : 电流有效值 (A); $A$ : 轴承面积 ( $\text{m}^2$ ); $\epsilon$ : 偏心率; $\mu_r$ : 真空磁导率 $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} (\text{H/m})$ ; $\mu_r$ : 相对磁导率; $\alpha$ : 极靴包角, (rad); $D$ : 轴承直径 (m); $B$ : 轴承宽度 (m)			

## 2.3 磁力轴承的材料

常用磁力轴承材料及其特点见表 7-10-7。磁力轴承常用永磁材料的性能见表 7-10-8。

表 7-10-7 磁力轴承常用材料

材料类别	永磁材料	软磁材料	超导磁材料
名称	铁氧体 铝镍钴合金 稀土钴 钕铁硼合金	高硅合金 硅镍铁合金 镍铁合金 坡莫合金 铁铂合金 软磁铁氧体	铌钽铜氧系列 钇钡铜氧系列 铋锶钙铜氧系列 铈钡钙铜氧系列
性能要求	磁能积高 抗去磁性好 温度稳定性好 磁性能稳定 可加工性好	磁导率高 铁损耗低 磁对形变不敏感 力学稳定性好 可加工性好	临界温度高

表 7-10-8 永磁材料性能

材料名称	代号	磁性能			密度 $\rho$ (g/cm <sup>3</sup> )	剩磁温度系数 (%/C)	特性
		剩磁感应强度 $B_r$ (T)	矫顽力 $H_c$ (kA/m)	磁能积 $(BH)_{max}$ (kJ/m <sup>3</sup> )			
铁氧体	H10	$\geq 0.2$	127~159	6.4~9.5	4.5~4.8	-0.18	各向同性
	H35	0.38~0.42	159~215	26~29	4.0~5.2	-0.18	各向异性
铝镍钴合金	AlNiCo5	1.14~1.20	44.6~46.2	35~39.8	7.4	—	各向同性
	AlNiCo8	0.75~1.10	95.5~107	31.8~71.6	7.4	—	各向异性
稀土钴	XH40	0.35~0.45	199~318	23.9~39.8	7.8~8.4	-0.04	—
	XH100	0.55~0.80	279~557	59.7~99.5	7.8~8.4	-0.04	—
	XH150	0.75~0.90	358~537	99.5~139	7.8~8.4	-0.04	—
	XH200	0.85~1.00	477~716	139~179	7.8~8.4	-0.04	—
钕铁硼合金	—	1.00~1.25	577~916	191~287	—	-0.12	—

## 第 11 章 滑动轴承试验

滑动轴承运转过程中在轴套和轴颈摩擦表面上和(或)润滑膜内发生复杂的物理现象,在建立其数学模型和设计计算方法时,为了简化,作了许多假设,所以,重要的滑动轴承必须通过试验验证理论计算结果和设计方案,确保滑动轴承安全可靠地运转。

### 1 滑动轴承试验的分类

滑动轴承试验可以分为三类。第一类是验证润滑的流体力学理论计算提供的轴承运转参数的试验,第二类是关于轴瓦材料和润滑剂性能的试验,第三类是



在实际的或模拟的运转条件下,校核轴承运转性能的试验,可以认为第一、二类试验是为了验证理论计算的实用性,第三类试验是证实轴承运转的可靠性。

## 2 滑动轴承试验设备

因为滑动轴承试验的类型不同,所以试验所使用

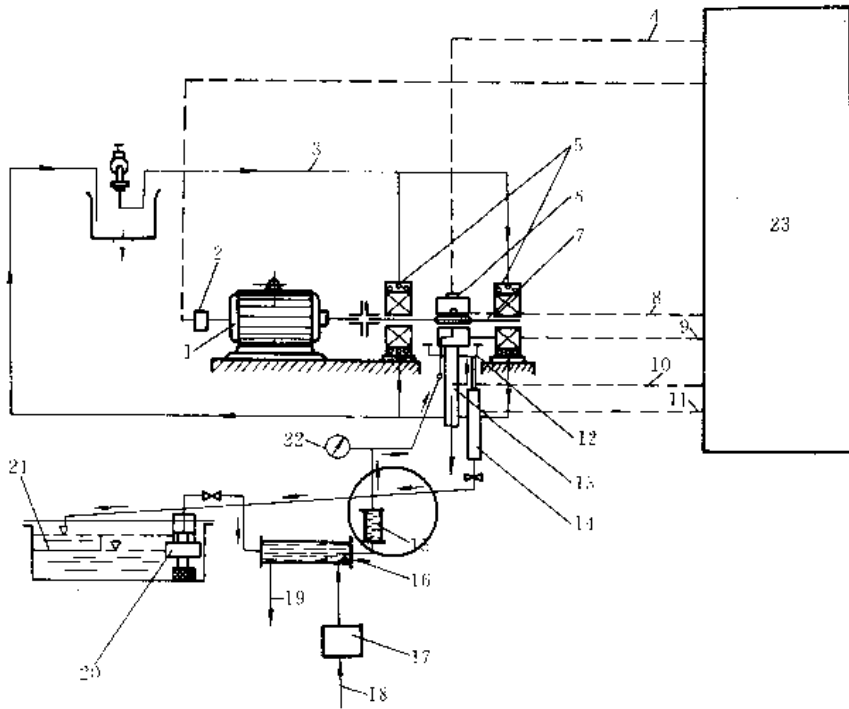


图 7-11-1 滑动轴承试验机

- 1—电机 2—速度计 3—冷却水 4—摩擦力矩 5—支承用滚动轴承 6—试验滑动轴承 7—轴 8—轴承温度  
9—泄油温度 10—进油温度 11—加载载荷 12—油泵 13—加载系统 14—量筒 15—滤油器 16—换热器  
17—恒温调节器 18—进水管 19—出水管 20—齿轮泵 21—油箱 22—压力表 23—测量和读数装置

的设备亦不相同,大致可以分为三类。

第一类是能准确模拟滑动轴承实际运转状态的滑动轴承试验机,图 7-11-1 是典型的滑动轴承试验机。用这种试验机可以测量并评价滑动轴承的实际性能参数。

另一类是常规的定型试验机,通常称为摩擦、磨损试验机,如 Almen、Amsler、Falex、SAE、Timken、曾田、四球机等,它们的示意图见图 7-11-2。这类试验机并不在滑动轴承实际运转状态下运转,而是在给定的接触形式和给定的运转状态下运转。通常用它们进行轴瓦材料和润滑剂的性能试验,提供轴瓦材料、润滑剂的性能指标。

最后一类是利用使用该滑动轴承的机器,稍作改装,成为实验设备,用它提供实际轴承工作可靠性的验证。

滑动轴承试验经常测量的参数有:最小油膜厚度;润滑膜的起点与终点;轴心轨迹和运动的稳定性;油膜中的压力分布;流体膜中的温度分布、轴承各零件间的

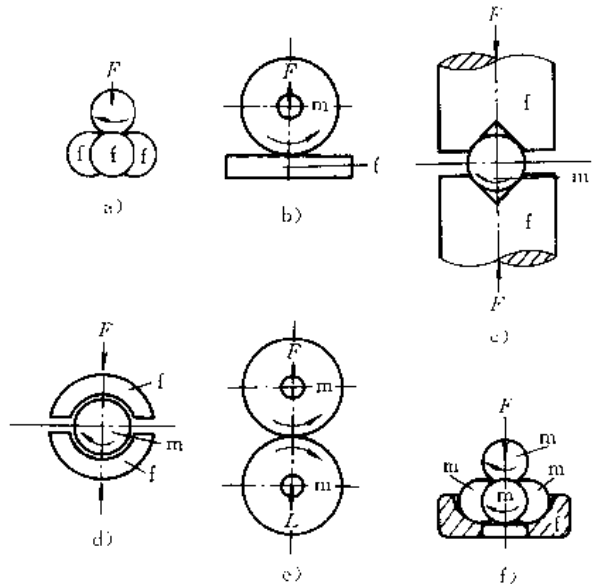


图 7-11-2 常规摩擦磨损试验机

- a) 四球机 b) Timken c) Falex d) Almen  
e) SAE Amsler f) 四球机  
F—载荷 f—固定件 m—运动件



温度分布;供油量和流体膜中的流量;轴瓦表面在预应力、油膜压力和热应力的联合作用下的变形,以便掌握润滑油膜的真实几何形状;轴套和(或)轴颈的磨损量等。

### 3 试验轴承的配置

试验轴承在试验机上的安置方法有倒置法和正置法,见图 7-11-3。

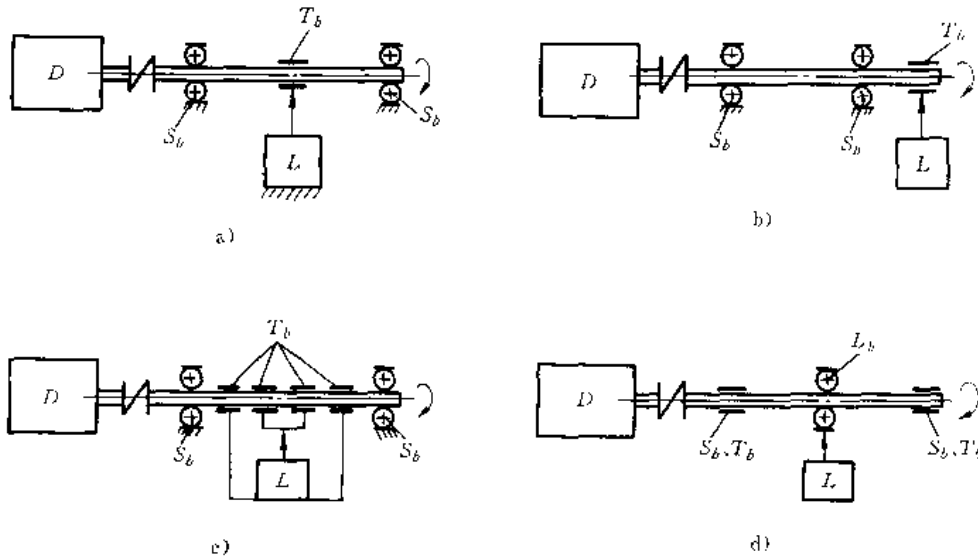


图 7-11-3 试验轴承的配置

a)、b)、c) 倒置法安置 d) 正置法安置

D—驱动 L—加载  $S_b$ —支持轴承  $T_b$ —试验轴承  $L_b$ —加载轴承

倒置法是将轴置于两支持轴承(多半采用滚动轴承)上,试验轴承套在轴上。试验轴承可以布置在两支持轴承之间(图 7-11-3a、c),或布置在一个支持轴承的外侧,即悬臂布置(图 7-11-3b)。倒置法配置试验轴承时,试验轴承的运转状态和实际轴承的运转状态不尽相同,但是对加载和测量都方便,所以采用者较多。悬臂布置,轴的变形较大,但试验轴承装拆方便,也便于测量仪器的使用。布置在两支持轴承中间,轴的变形较小。

有抗倾覆力矩能力的试验轴承,可以采用单个试验轴承。没有抗倾覆力矩的试验轴承(例如普通静压轴承),必须用两个试验轴承并列进行试验(图 7-11-3c)。

正置法是将轴置于两个试验轴承上,试验轴承的轴承座固定,它也就是支持轴承。这时,试验轴承的运转状态与实际运转状态一致,但不便于加载和测量,使用较少。

### 4 试验机的组成

一般滑动轴承试验机应包括如下几部分(图 7-11-1):

1. 驱动系统 应能连续改变主轴转速,同时不允

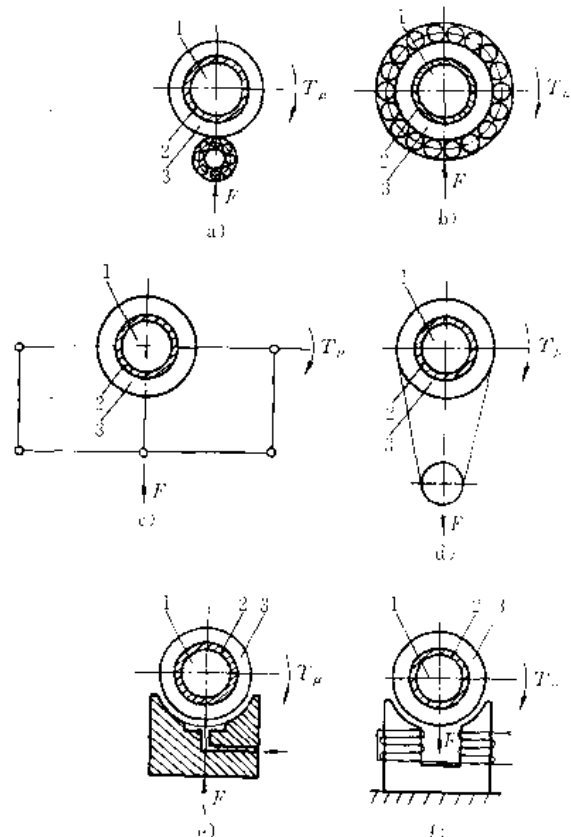


图 7-11-4 加载方法

1—轴 2—试验轴承 3—轴承座



许给试验轴承带来任何附加的载荷和(或)驱动转矩之外的转矩。电机与主轴的联轴器应根据驱动系统的特性、转子系统质量、运转状态来选用。试验轴承载荷是变载荷时,必须选用弹性联轴器,要测量试验轴承摩擦转矩时,必须选用刚性联轴器。

2. 加载系统 这是试验机的关键组成部分。根据加载方法不同,加载系统有如下三种:

a. 机械加载系统 利用惯性力、弹簧力、重力等给试验轴承加载,它最可靠,但系统轮廓尺寸较大。

b. 液压加载系统 靠压力液体加载,载荷调整方便,体积较小,但当要求施加变载荷时,系统比较复杂。

c. 电磁加载系统 利用磁场力加载,用得较少,但在实现施加变载荷上有其独特的优越性。

几种加载方法见图 7-11-4。除靠惯性离心力施加

方向改变之载荷外,通常载荷施加于不旋转的零件上(例如倒置法安置的试验轴承的轴承座)。

设计加载机构时遇到的困难、且重要的问题,是不能影响摩擦转矩的测量。加载机构不仅不能影响倒置试验轴承轴套转动的灵活性,而且载荷作用线不允许偏心,否则将影响摩擦转矩测量的准确度。

3. 供油系统 必须能模拟轴承运转状态下的供油特性。完善的供油系统必须具备:油箱、油泵、温度调节装置、过滤器、热交换器等元件,并在恰当的地方设置压力计、流量计与温度计。

4. 测量系统 这是显示轴承运转参数的系统,试验的目的就是掌握轴承的运转参数。在滑动轴承试验中使用过的、各种性能参数的测量方法及其特点见表 7-11-1。

表 7-11-1 轴承运转参数的测量

性能参数	测量方法	特 点
轴心位移 油膜厚度	机械式: 比较仪 光学式: 显微镜 激光衍射法 电气式: 电感法 电容法 电阻法 电压法(放电法) 磁阻法	需采用特殊的设备 灵敏度高; 尺寸小; 不受周围介质的影响 灵敏度高; 尺寸小; 不受温度的影响 古老方法; 用来测量接触量是新用法 注意避免电火花侵蚀 不受介质影响
力 应力	机械式: 测力计 液力式: 压力计 电气式: 电阻法 电感法	灵敏度高; 惯性小; 尺寸小; 仪器简单
压力	液力式: 压力计 电气式: 电阻法 压电法	简单, 精度足够, 不需定标 惯性小, 精度足够, 尺寸小
温度	膨胀式温度计 电气式: 热电偶 热敏电阻 红外摄影	灵敏度高; 惯性小; 只需普通测量装置; 尺寸极小
流量	容积式: 量筒 电气式: 电感法	简单; 可测极小的流量
磨损量	测重法 测厚法 压痕法 触针式仪器测量法 放射示踪原子法	有非磨损因素影响质量变化 有非磨损因素影响尺寸变化



5 试验轴承

用于大型机械设备的许多重要滑动轴承，尺寸很大，进行试验时希望用缩小的模型进行。进行模型（试验轴承）试验时，支配模型的物理法则与支配实物的物理法则必须相同。滑动轴承的运转过程是一个机械运动和力学过程，为使试验轴承的运转过程与实际轴承的运转过程属于相同的机械运动和力学过程，两个转子支承系统应为力学相似系统。

两个相似的力学系统必须呈现几何相似、运动相似和动力相似，并具备相似的边界条件和初始条件。

对于流体润滑的滑动轴承，为保证试验轴承与实际轴承润滑状态相同，各特征数，例如轴承特性数、压缩数、雷诺数等应相等。

流体润滑轴承满足相似条件各物理量的导出相似比见表 7-11-2。

表 7-11-2 滑动轴承的相似比

物理量	实物	模型	物理量	实物	模型
直径	$D$	$\delta_l D$	压力	$p$	$\frac{\delta_F}{\delta_l^2} p$
宽度	$B$	$\delta_l B$	速度	$v$	$\frac{\delta_l}{\delta_t} v$
间隙	$c$	$\delta_l c$	载荷	$F$	$\delta_F F$
环境压力	$p_a$	$\delta_p p_a$	摩擦力	$F_f$	$\delta_F F_f$
角速度	$\omega$	$\delta_\omega \omega$	摩擦系数	$\mu$	$\delta_\mu \mu$
转速	$n$	$\delta_n n$	摩擦力矩	$T$	$\delta_T \cdot \delta_l T$
粘度	$\eta$	$\delta_\eta \eta$	摩擦功耗	$P$	$\frac{\delta_F \delta_l}{\delta_t} P$
密度	$\rho$	$\delta_\rho \rho$	流量	$q$	$\frac{\delta_l^3}{\delta_t} q$

通常以长度、时间、力和温度为基本物理量，理论上基本物理量的相似比可以完全自由选取，但是，实际上它们受到某些条件的约束，选取时有一定限制。

例如，轴瓦材料的力学性能要求相似很难，通常取其相同，因而必须满足

$$\delta_F / \delta_l^2 = 1$$

模型和实物都在同样的重力场下，还需满足

$$\delta_l / \delta_t^2 = 1$$

因此，如果想把液体润滑滑动轴承几何尺寸缩小一半进行试验，为保证试验轴承和实际轴承润滑状态相同，各物理量应有的相似比见表 7-11-3（计算时假设各种粘度润滑油的密度相同）。

表 7-11-3 滑动轴承相似比实例

物理量	实物	模型	物理量	实物	模型
直径	$D$	$\frac{1}{2} D$	载荷	$F$	$\frac{1}{8} F$
宽度	$B$	$\frac{1}{2} B$	摩擦力	$F_f$	$\frac{1}{8} F_f$
间隙	$c$	$\frac{1}{2} c$	摩擦系数	$\mu$	$\mu$
密度	$\rho$	$\rho$	摩擦力矩	$T$	$\frac{1}{16} T$
转速	$n$	$\sqrt{2} n$	功耗	$P$	$\frac{1}{8 \sqrt{2}} P$
粘度	$\eta$	$\frac{1}{2 \sqrt{2}} \eta$	流量	$q$	$\frac{1}{4 \sqrt{2}} q$

参考文献

- [1] Brawell F T. Bearing Systems: Principles and Practice. Oxford: Oxford University Press, 1979
- [2] Constantinescu V N. Sliding Bearing. Nica A New York: Allerton Press, Inc, 1985
- [3] Engineering Sciences Data: Mechanical Engineering Series. Machine Design. Vol 1, London: ESDU, 1972
- [4] トライボロジスト. 日本潤滑学会. 1991 Vol 36, No9. 東京: 養賢堂, 月刊
- [5] 天津大学机械零件教研室编. 机械零件. 天津: 天津科学技术出版社, 1983
- [6] Jones M H, Scott D. Industrial Tribology: The Practical Aspects of Friction, Lubrication and Wear, Amsterdam: Elsevier Scientific Publishing Company. 1983. Tribology Series; 8
- [7] 董勋编. 润滑理论. 上海: 上海交通大学出版社, 1984
- [8] Neale M J. Tribology Handbook. London: Newnes-Butterworths, 1975
- [9] 日本機械學會編. すべり軸受の静特性および動特性資料集. 東京: 日本工業出版, 1984
- [10] Welsh R J. Plain Bearing Design Handbook. London: Butterworths, 1983
- [11] 丹羽小三郎. 滑り軸受の適用限界とトライボロジー. トライボロジー. 1991, No4: 76~77
- [12] Rothbart H A. Mechanical Design and Systems Handbook. 2nd ed., New York: McGraw-Hill Book Company. 1985
- [13] Beitz W, Küttner K -H. Dubbel 机械工程手册



- (第一卷). 张维, 张淑英等译. 北京, 柏林: 清华大学出版社, 施普林格出版社, 1991
- [14] 徐灏主编. 机械设计手册 第4卷. 北京: 机械工业出版社. 1991
- [15] Rowe W. B. Hydrostatic and Hybrid Bearing Design. London: Butterworths, 1983
- [16] 李文录, 沈江, 卜炎. 腔式与垫式径向静压轴承的比较. 磨床与磨削. 1986, No. 1: 28~31
- [17] 卜炎, 李文录. 动静压轴承定义的初议. 机床与液压. 1985, No. 3: 43~48
- [18] 张锡圣, 池长青, 冯明. 阶梯腔式动静压混合轴承发展概况. 机床与液压. 1992, No. 1: 10~16
- [19] 张锡圣等. B1774孔式环面节流腔动静压混合轴承的研制. 北京: 北京航空学院, 1985
- [20] 佐藤之信. 滑り軸受の選定と設計上のポイント. 機械設計. 1981, Vol 25, No. 1: 31~35
- [21] 宋正芳. 碳石墨制品的性能及其应用. 北京: 机械工业出版社, 1987
- [22] 区英鸿主编. 塑料手册. 北京: 兵器工业出版社, 1991
- [23] 川崎景民. オイルレスベアリング. 東京: アグネ, 1973
- [24] Воронков Б. Д. Подшипники Сухого Трения. Ленинград: Машиностроение, 1979
- [25] Clauss F J. Solid Lubricants and Self-Lubricating Solid. New York and London: Academic Press, 1972
- [26] 川崎景民, 高田彌太郎. 非金属材料のオイルレスベアリング. 日本機械學會誌. 1977, Vol 80, No. 701: 356~360
- [27] 植中清英, 丸山 泉. 無潤滑軸受の材料: 設計技術. 機械設計. 1988, Vol 32, No. 11: 39~46
- [28] 柴田銑二郎, 福岡辰彦. 滑り軸受の種類と性能検討. 機械設計. 1981, Vol 25, No. 1: 18~23
- [29] 平野嘉男. 鋼系焼結含油軸受材料の最近の進歩. 機械設計. 1981, Vol 25, No. 1: 36~40
- [30] 西江 宏, 関本徹雄. 焼結含油軸受(家電製品, 音響機器用). 機械設計. 1981, Vol 25, No. 1: 68~72
- [31] 笠原又一. プラスチック系軸受. 機械設計. 1981, Vol 25, No. 1: 73~80
- [32] Воскресенский В. А., Дьяков В. П. Расчет и Проектирование Опор Скольжения (Жидкостная Смазка). Москва: Машиностроение, 1980
- [33] Constantinescu V. N. Gas Lubrication. New York: ASME United Engineering Center, 1969
- [34] Gross W A, etc. Fluid Film Lubrication. New York: John Wiley & Sons, 1980
- [35] Harmrock B J, Fleming D P. Optimization of Self-Acting Herringbone Grooved Journal Bearings for Maximum Radial Load Capacity. In: 5th Gas Bearing Symposium, Paper 13, 1971
- [36] Nobuyoshi Kawabata, etc. Static Characteristics of the Regular and Reversible Rotation Type Herringbone Grooved Journal Bearing. ASME Trans. Journal of Tribology, 1989, Vol. 111, No. 3: 484~490
- [37] Vohr J H, Pan C H T. Design Data of Gas Lubricated Spin Axis Bearings for Gyroscopes. MTI-68TR29, 1968
- [38] 毛谦德等. 弹性可倾瓦气体径向轴承的研究. 兵工学报; 坦克装甲车与发动机分册, 1989. 2
- [39] Muijderland E A. Sprial Groove Bearings. The Netherlands: Philips Technical Library, 1968
- [40] 王云飞, 陀螺马达气体动压轴承性能计算. 洛阳: 机电部轴承研究所, 1981. 2
- [41] Wildman M, etc. The Gas-Lubricated Stepped Thrust Bearing: A Comprehensive Study. A D411525
- [42] 刘敬, 刘育华, 陈世杰著. 静压气体润滑. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1990
- [43] Pink E G. An Experimental Investigation of Externally Pressurized Gas Journal Bearings and Comparison with Design Method Predictions. In: 7th Gas Bearing Symposium, Paper G3, 1976
- [44] Powell J W. Design of Aerostatic Bearings. Machinery Publishing Co. Ltd., 1970
- [45] Rowe W B, Stoutt K J. Design of Externally Pressurized Gas-Fed Journal Bearings Employing Slot Restrictors. Tribology, August 1973
- [46] Yoshimoto S, Nakano Y, Kakubari T. Static Characteristics of Externally Pressurized Gas Journal Bearings with Circular Slot Restrictors. Tribology International, 1984, Vol. 17 No. 4: 199~204



- [47] 林岗. 有限要素法による表面絞り形静圧空気軸受の解析. [博士論文]. 1988
- [48] Holster P L. Reliable and Easy to Handle Design Formulae for Externally Pressurized Gas Thrust and Journal Bearings. In: 3th Gas Bearing Symposium, Paper 2, 1967
- [49] 矢部寛. 表面絞り軸受の作動特性. 潤滑. 1988, 第33巻第5号: 355~358
- [50] Wilcock D F, etc. The MTI Course on Design of Gas Bearings. New York: Mechanology Incorporated Latham, 1971
- [51] Sebastian. Analysis of Conical Aerostatic Bearing. In: 8th Gas Bearing Symposium, Paper 18, 1981
- [52] Tawfik M, Stoutt K J, Rowe W B. Characteristics of Slot Entry Hybrid Gas Bearings. In: 8th Gas Bearing Symposium, Paper 11, 1981
- [53] Singh K C, etc. Hybrid Porous Gas Journal Bearings: Steady State Solution Incorporating the Effect of Velocity Slip. ASME Trans. Journal of Tribology, 1984, Vol. 106, No. 3: 322~328
- [54] 王云飞. 浅腔动静压气体轴承的计算及超高速空气磨头的研制. 北京航空学院学报, 1988, 2
- [55] Howarth R B. Optimum Performance of Externally Pressurized Porous Thrust Bearings. Trans. ASLE, 1974, Vol 17 No. 2: 127~133
- [56] Singh K C, etc. Effect of Slip Flow on the Steady-State Performance of Aerostatic Porous Journal Bearings. ASME Journal of Tribology, 1984, Vol. 106, No1: 156~162
- [57] Mokhtar MOA. Floating Ring Journal Bearings: Theory Design and Optimuzation. Tribology International. 1981, Vol14, No. 2: 113~120
- [58] Atsunobu Mori, Haruo Mori. Analysis of Stability of Externally Pressurized Gas Lubricated Floating Bush Journal Bearings, Bulletin of JSME, 1985, Vol. 28 No. 239: 1000~1003
- [59] 王云飞. 气体浮环动静压混合轴承高速稳定性的研究. [博士论文]. 北京: 北京航空航天大学, 1989
- [60] Pan C H T, Broussard P H. Squeeze-film Lubrication. In: 3th Gas Bearing Symposium, Paper 12, 1967
- [61] Elkouh A F. Fluid Inertia Effects in a Squeeze Film Between Two Plane Annuli. ASME, Journal of Tribology, 1984, Vol 106, No. 2: 223~227
- [62] Gross W A. Analysis and Design of Foil Bearings. In: 3th Gas Bearing Symposium, Paper 23, 1967
- [63] 橋本 巨. 多孔質静壓フオイル軸受における幅径比の影響(第2報, フオイルの表面粗さを考慮した場合). 日本機械学会論文集(C編), 1992, 第58巻第550号: 1980~1986
- [64] 龚焕孙, 张鸿兴, 周国明. 径向波箔轴承的设计计算和试验研究. 上海机械学院学报, 1991, 第13巻4期: 1~17
- [65] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings. ASME Trans. Journal of Lubrication Technology. 1983, Vol105, No. 4: 647~655
- [66] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of Gas-Lubricated Compliant Thrust Bearings. ASME Trans. Journal of Lubrication Technology. 1983, Vol 105, No. 4: 638~646
- [67] Peng J P, Carpino M. Calculation of Stiffness and Damping Coefficients for Elastically Supported Gas Foil Bearings. ASME Trans. Journal of Tribology. 1993, Vol 115, No1: 20~27
- [68] 南京航空学院航空陀螺仪原理编写组编. 航空陀螺仪原理. 北京: 国防工业出版社. 1981
- [69] 章燕申. 静电陀螺仪和超导陀螺仪. 国外惯性技术, No. 2, 1985
- [70] 章燕申. 关于静电支承线路的设计. 外国海军导弹科技动态(增刊), 1976
- [71] Knoebel H W. The Electric Vacuum Gyro. Control Engineering, 1964, Vol 11, No. 2
- [72] 弗雷泽著. 磁悬浮和电悬浮. 廖朝佩等译. 北京: 国防工业出版社, 1973
- [73] Whitley S. The Design of the Spiral Groove Thrust Bearing. In: 3th Gas Bearing Symposium, Paper 13, 1967

