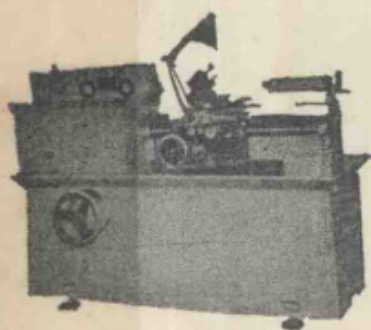
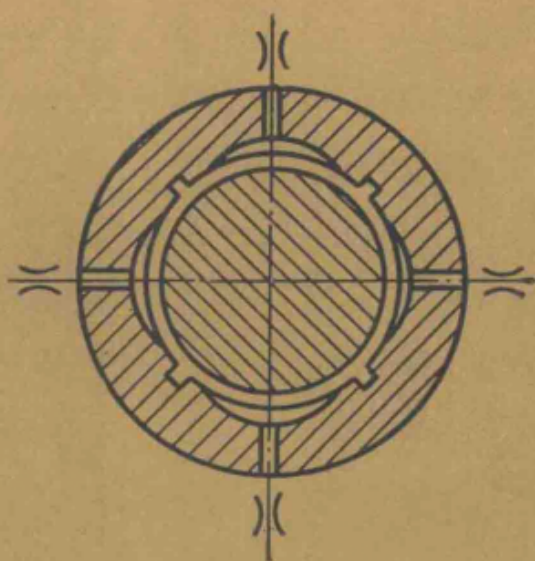


液体静压轴承设计计算

广州机床研究所静压室编



广州机床研究所

液体静压轴承设计计算

(内部资料 注意保存)

编著：广州机床研究所静压室

编辑出版：《机床与液压》编辑部

印刷：广东新华印刷厂

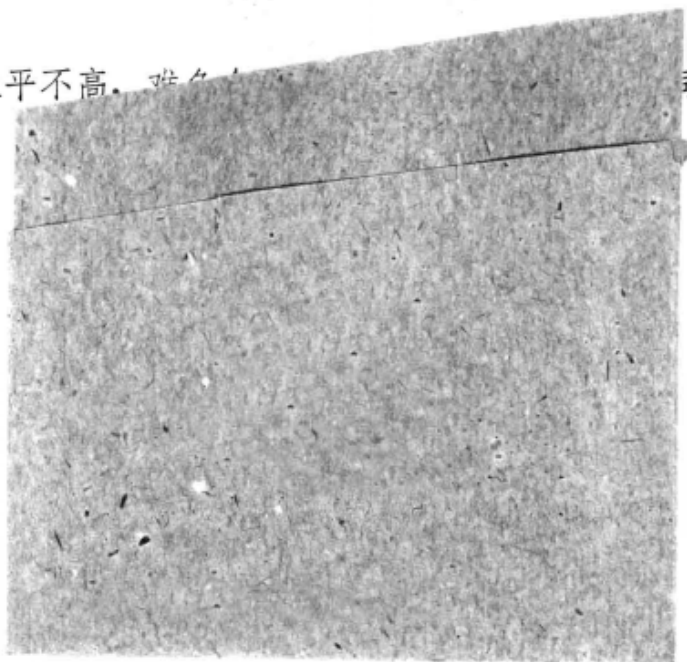
出版日期：一九七八年九月

前 言

近年来，液体静压轴承的原理和特点已逐步为人们所了解，应用范围正在不断扩大。目前在一些机床（各类磨床、高精度和大型车床、镗床、螺纹和齿轮加工机床、数字控制机床）、精密测量仪器和轧钢机等设备上应用，取得了比较显著的效果。为了便于在设计工作中合理选择参数，简化计算，我们编写了这本《液体静压轴承设计计算》参考资料，以求进一步普及和推广液体静压轴承的应用。

液体静压轴承的类型很多，本设计计算仅就目前机床和机械设备上应用范围很广泛的静压轴承——恒压供油方式、有周向回油槽对称等面积四油腔径向轴承和环形油腔平面推力轴承，提供了结构参数的选择原则、各种节流形式径向轴承和推力轴承的计算公式、直径为40~200毫米径向轴承及相应推力轴承的系列参数图表、设计举例等。可供中小型机床和机械设备采用静压轴承的新产品、旧设备改装、自制专用设备设计时参考。

由于我们水平不高，难免有不足之处，恳请同志们批评指正。



目 录

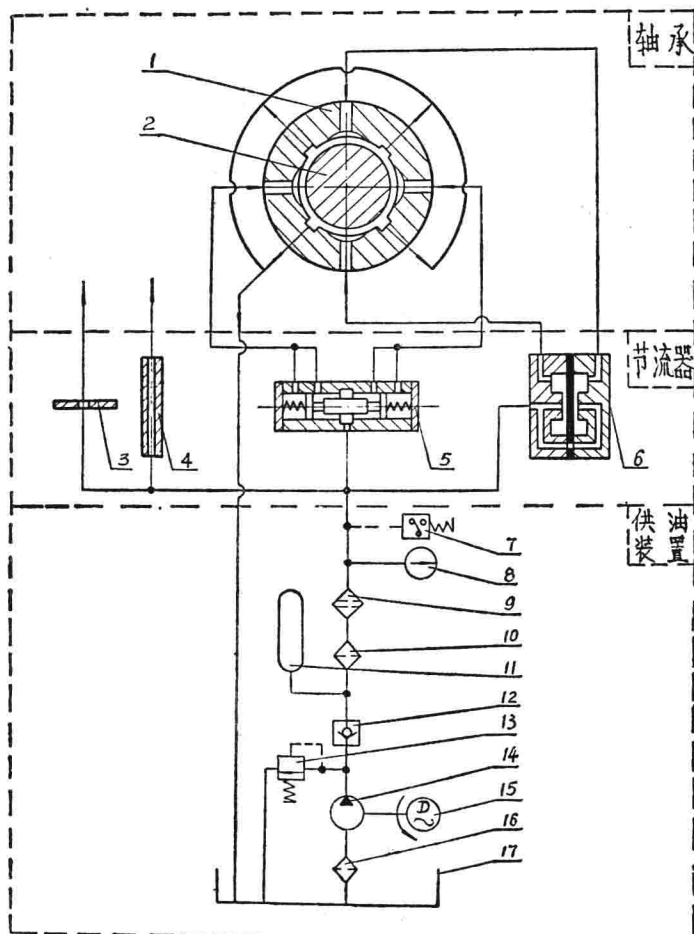
| | |
|---------------------------------------|---------|
| 一、液体静压轴承的结构 | (1) |
| (一) 液体静压轴承系统组成 | (1) |
| (二) 轴承结构与材料 | (2) |
| 1. 径向轴承结构参数的选择 | |
| 2. 推力轴承结构参数的选择 | |
| 3. 密封装置 | |
| 4. 材料 | |
| (三) 节流器 | (10) |
| 1. 节流器结构与材料 | |
| 2. 特点与应用 | |
| 3. 节流器的安装 | |
| (四) 供油装置 | (15) |
| 1. 常用的供油系统 | |
| 2. 液压元件的选择 | |
| 3. 供油压力的选择 | |
| 4. 润滑油的选择 | |
| 二、液体静压轴承的计算 | (19) |
| (一) 径向轴承与推力轴承的系列结构尺寸 | (19) |
| (二) 各种节流形式静压轴承的计算公式、系列参数图表、计算举例 | (21) |
| 1. 小孔节流静压轴承 | |
| 2. 毛细管节流静压轴承 | |
| 3. 滑阀反馈节流静压轴承 | |
| 4. 双面薄膜反馈节流静压轴承 | |
| 5. 利用径向静压轴承轴向封油面节流的推力静压轴承 | |
| (三) 功率消耗的计算 | (111) |
| 1. 主轴回转摩擦功率计算公式 | |
| 2. 油泵输入功率计算公式 | |
| (四) 润滑油温升计算 | (112) |

液体静压轴承设计计算

一、液体静压轴承的结构

(一) 液体静压轴承系统组成

液体静压轴承系统是由三个部分组成：一是径向轴承和推力轴承；二是节流器，例如小孔节流器、毛细管节流器、滑阀反馈节流器和双面薄膜反馈节流器等；三是供油装置，例如油箱、油泵、电机、滤油器、溢流阀、单向阀、蓄能器、压力继电器和压力表等。如图1所示。



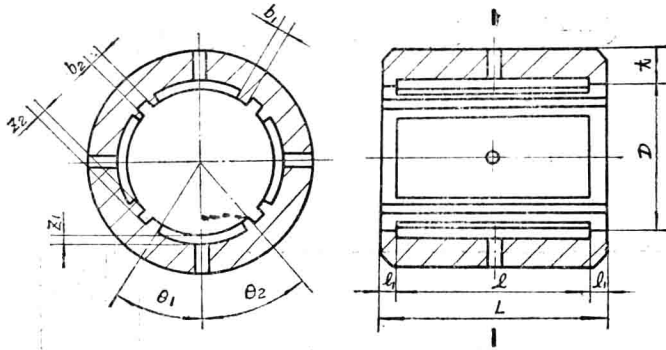
1—径向轴承； 2—主轴； 3—小孔节流器； 4—毛细管节流器； 5—滑阀反馈节流器；
6—双面薄膜反馈节流器； 7—压力继电器； 8—压力表； 9—精滤油器； 10—粗滤油器；
11—蓄能器； 12—单向阀； 13—溢流阀； 14—油泵； 15—电机； 16—吸油滤油器； 17—油箱。

图1 液体静压轴承系统组成

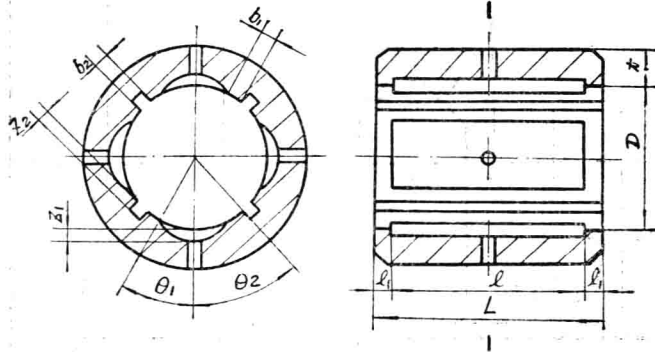
(二) 轴承结构与材料

1. 径向轴承结构参数的选择

径向轴承的结构如图 2 和图 3 所示。

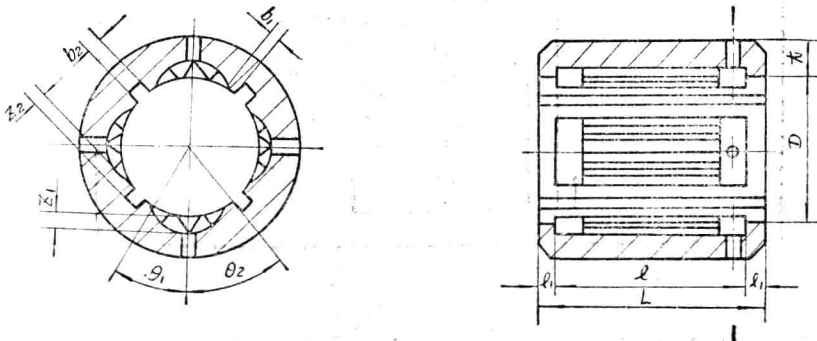


(a) 等深油腔

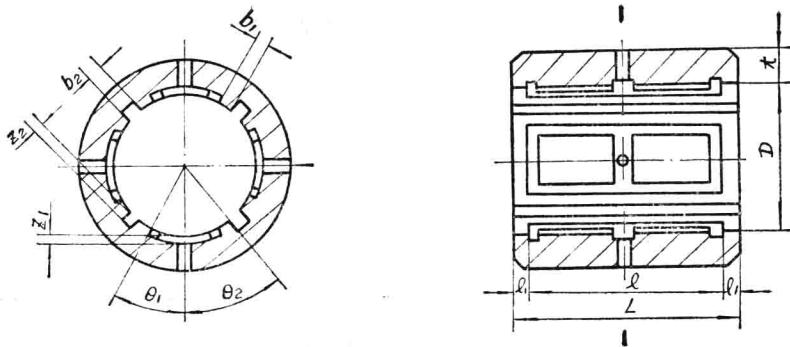


(b) 圆弧油腔

图 2 矩形油腔径向轴承



(a) 直油槽油腔



(b) 日字油槽油腔

图3 油槽形油腔径向轴承

(1) 结构特点与应用 (见表1)

表1 对称等面积四油腔径向轴承的结构特点与应用

| 名称 | 特点 | 应用 |
|-------|---|---------------------------|
| 矩形油腔 | <ul style="list-style-type: none"> ① 四个油腔和回油槽对称分布, 各油腔有效承载面积相等。 ② 对于同一轮廓尺寸的油腔, 只要周向和轴向封油面尺寸相等, 等深油腔(图2a)和圆弧油腔(图2b)具有相等的有效承载面积。 ③ 圆弧油腔加工方便。 | 适用于转速高、主轴系统自重较小的机床和机械设备。 |
| 油槽形油腔 | <ul style="list-style-type: none"> ① 四个油腔和回油槽对称分布, 各油腔有效承载面积相等。 ② 对于同一轮廓尺寸的油腔, 只要周向和轴向封油面尺寸相等, 则: 直油槽油腔(图3a)和日字油槽油腔(图3b)具有相等的有效承载面积; 矩形油腔(图2)和油槽形油腔(图3)也具有相等的有效承载面积。 ③ 当矩形和油槽形油腔的轮廓尺寸相同, 周向和轴向封油面尺寸也相同的条件下, 油槽形油腔还具有如下特点: 主轴回转摩擦功率消耗较大; 主轴同轴承的接触面积较大, 当油腔还没有建立油膜压力, 主轴被支承在轴承表面时, 不易引起轴承精度变化, 当供油系统中没有蓄能器装置而突然停止润滑油供给时, 轴承的比压较小, 能减少磨损。 | 适用于转速较低、主轴系统自重较大的机床和机械设备。 |

(2) 结构尺寸的选择 (见表2)

表2 径向轴承结构尺寸的选择

| 名称 | 推荐数值 (毫米) | | |
|------------------------------|--|----------------------------|-------|
| 轴承直径D | 轴承直径D就是主轴的名义直径。主轴直径的大小,主要是根据机床和机械设备的结构、负载、刚度和工作条件而定。 | | |
| 轴承长度L | $L = (0.8 \sim 1.5) D$ | | |
| | 为了要提高轴承的承载能力,或者受到结构限制,轴承长度可以适当改变。 | | |
| 轴向封油面长度 l_1 和周向封油面宽度 b_1 | $l_1 = b_1 \approx \frac{D}{10}$ | | |
| 回油槽宽度 b_2 和深度 Z_2 | D | b_2 | Z_2 |
| | 40~60 | 3 | 0.6 |
| | 70~100 | 4 | 0.8 |
| | 110~150 | 5 | 1.0 |
| | 160~200 | 6 | 1.2 |
| 油腔深度 Z_1 | $Z_1 = (30 \sim 60) h_0$ | | |
| 主轴同轴承配合半径间隙 h_0 | D | h_0 | |
| | 50以下 | $(0.00030 \sim 0.00050) D$ | |
| | 50~100 | $(0.00025 \sim 0.00040) D$ | |
| | 100~200 | $(0.00020 \sim 0.00035) D$ | |
| | 选择配合间隙时,应考虑下列因素: ① 对轴承刚度、温度、流量的影响; ② 使用可靠性:防止主轴同轴承拉毛,节流器堵塞; ③ 主轴和轴承几何精度的影响; ④ 主轴挠度的影响。最大载荷作用下,在轴承长度范围内的主轴最大挠度 f_{max} 应小于轴承半径间隙 h_0 的 $\frac{1}{3}$,即 $f_{max} < \frac{h_0}{3}$ (对于大型机床,由于箱体和床身等变形很复杂,当采取了其它措施,保证空载和额定载荷作用下主轴同轴承无金属接触时,主轴挠度 f 允许大于 $\frac{h_0}{3}$)。 | | |
| 轴承壁厚t | D | t | |
| | 40以下 | $(0.4 \sim 0.35) D$ | |
| | 40~100 | $(0.35 \sim 0.2) D$ | |
| | 100~200 | $(0.2 \sim 0.125) D$ | |
| | 200以上 | $(0.125 \sim 0.1) D$ | |

| 名 称 | 推 荐 数 值 (毫米) |
|--------------------------|--|
| 轴 承 壁 厚 t | <p>① 根据机床和机械设备的箱体结构, 轴承壁厚可以适当增减。</p> <p>② D小, 选取较大的系数; D大, 选取较小的系数。例如: $D = 40$ 毫米, 取 $t = 0.35D = 0.35 \times 40 = 14$ 毫米; $D = 100$ 毫米, 取 $t = 0.2D = 0.2 \times 100 = 20$ 毫米。</p> |
| 主轴与轴承内孔的几何精度 | <p>主轴与轴承内孔的几何精度误差 Δ (不圆度、不柱度、轴颈不同轴度、装配后的轴承内孔不同轴度), 分别为:</p> $\Delta \leq \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{10} \right) h_0$ <p>高精度的机床和机械设备, Δ 取小值; 一般精度的机床和机械设备, Δ 取较大值。</p> |
| 主轴与轴承内孔的表面光洁度 | <p style="text-align: center;">$\nabla 7 \sim \nabla 10$</p> <p>① 高精度的机床和机械设备, 取较高的光洁度; 一般精度的机床和机械设备, 可取较低的光洁度。对于一般精度的大型机床和机械设备, 因受加工条件限制, 允许 $\nabla 6 \sim \nabla 7$。</p> <p>② 对于同一配合的主轴与轴承内孔表面, 主轴轴颈取较高的光洁度; 轴承内孔可取较低的光洁度。</p> |
| 轴承外圆同箱体(轴承座或轴承套)内孔的配合精度 | <p>对于低压供油、$D = 40 \sim 200$ 毫米的径向轴承, 轴承外圆同箱体(轴承座或轴承套)内孔采用静配合, 其过盈量 j 一般为:</p> $j \approx \frac{D}{10000}$ |
| 轴承外圆同箱体(轴承座或轴承套)内孔的表面光洁度 | <p>轴承外圆的光洁度, 一般不低于 $\nabla 8$; 箱体(轴承座或轴承套)内孔的光洁度, 一般不低于 $\nabla 6 \sim \nabla 7$。</p> |

2. 推力轴承结构参数的选择

(1) 结构特点与应用

①、油腔形状

油腔形状有两种: 一是推力面上有一个环形油腔(即圆环油槽), 见图 4、图 6 和图 7 所示; 二是推力面上有数个单独油腔。

环形油腔, 结构简单, 加工方便。这种油腔只能承受轴向载荷, 不能承受轴向载荷偏离轴线所产生的倾覆力矩和径向载荷所产生的倾覆力矩。由于推力轴承和径向轴承往往是联合使用, 径向轴承能承受倾覆力矩, 所以环形油腔广泛应用在各类机床和机械设备中。多油腔因结构较复杂, 加工较困难, 目前很少应用。

②、节流形式

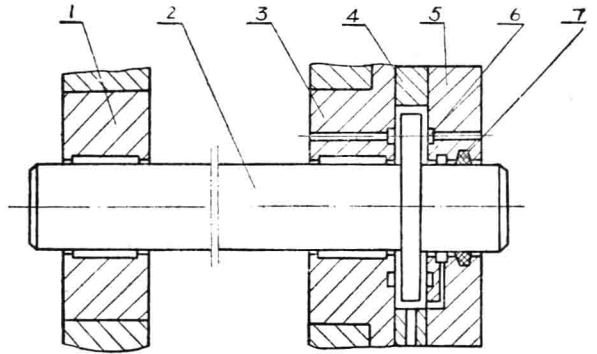
推力轴承常用的节流形式, 归纳起来有两种: 一是与径向轴承相同, 油腔分别连接小孔节流器、毛细管节流器、滑阀反馈节流器、双面薄膜反馈节流器。连接节流器的环形油腔, 有内端和外端封油面, 见图 4、图 6 和图 8 所示。由于节流器的调压作用, 所以具有较大的轴向承载能力和刚度, 广泛用于各类机床和机械设备; 二是利用径向静压轴承轴向封油面节

流（属于固定节流），环形油腔只有外端封油面，见图7和图9所示。这种节流形式，不需要另外装节流器，结构简单，但轴向承载能力和刚度较小，宜用于轴向载荷很小的机床和机械设备。

③、推力轴承的布置

a. 推力轴承位于径向前轴承前端（见图4）

环形油腔分别开在径向前轴承前端面和端盖上，也可以开在主轴台肩上。采用固定或可变节流器节流。改变调整垫尺寸便能调整轴向间隙。径向轴承回油槽两端开通，如图5a所示，使径向轴承和推力轴承一侧内端封油面流出的润滑油，经回油槽从非推力端流出。为了防止推力轴承从另一侧内端封油面流出的润滑油沿主轴和端盖之间的隙缝渗漏，除了在端盖上有回油孔外，往往还需要有密封装置，例如采用橡胶密封圈。这种布置形式，适用于精密、轴向载荷较大的机床和机械设备。



1—径向后轴承；2—主轴；3—径向前轴承；
4—调整垫；5—端盖；6—环形油腔；7—密封圈。

图4 推力轴承位于径向前轴承前端

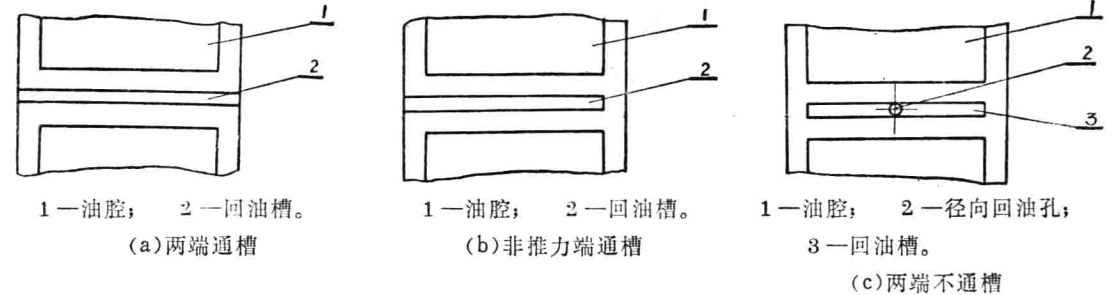
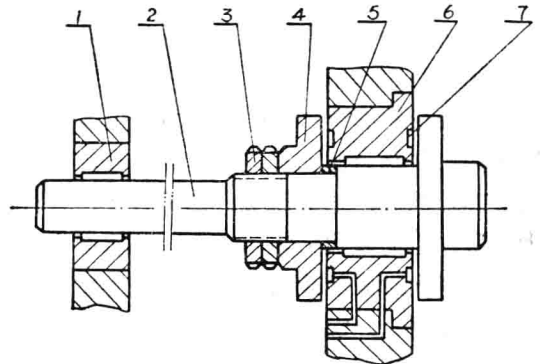


图5 推力轴承的布置对径向轴承回油槽的要求

b. 推力轴承位于径向前轴承两端（见图6）

环形油腔分别开在径向前轴承两端面上，也可以分别开在主轴台肩和推力环上。可用固定或可变节流器节流，也可以采用径向静压轴承轴向封油面节流。不同节流形式的环形油腔结构，见图8和图9所示。改变调整垫尺寸便能调整轴向间隙。由于靠螺母锁紧推力环，故精度较差。

从径向和推力轴承流出的润滑油，通过回油槽上的径向孔回油。对于采用节流器的推力轴承，应将回油槽两端开通（如图5a所示），使径向轴承油腔和推力轴承油腔内端



1—径向后轴承；2—主轴；
3—锁紧螺母；4—推力环；
5—调整垫；6—径向前轴承；
7—环形油腔。

图6 推力轴承位于径向前轴承两端

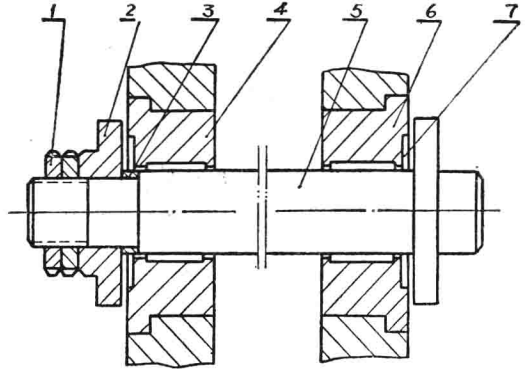
封油面流出的润滑油通过回油槽上的径向孔流出，推力轴承油腔外端封油面流出的润滑油，从主轴台肩和推力环的外径方向流出。利用径向静压轴承轴向封油面节流的推力轴承，回油槽两端不能开通（如图 5c 所示），要求从径向静压轴承轴向封油面流出的润滑油进入推力轴承环形油腔，然后从主轴台肩和推力环的外径方向流出。如果回油槽两端开通，则推力轴承无法建立油腔压力；从径向轴承周向封油面流出的润滑油，流入两端不开通的回油槽，从回油槽的径向孔流出。

紧固推力环的螺母应有锁紧装置，防止螺母松动改变轴向间隙。

这种布置形式，适用于将推力轴承布置在径向前轴承前端有困难，同时，推力轴承布置在径向前轴承前端和径向后轴承后端又会引起不良影响的机床和机械设备。

c. 推力轴承位于径向前轴承前端和径向后轴承后端。

环形油腔分别开在径向前轴承前端和径向后轴承后端，也可以分别开在主轴台肩和推力环上。可用固定或可变节流器节流，也可以采用径向静压轴承轴向封油面节流。不同节流形式的环形油腔结构，见图 8 和图 9 所示。改变调整垫尺寸便能调整轴向间隙。由于靠螺母紧固推力环，精度较差。



- | | |
|---------|----------|
| 1—锁紧螺母； | 2—推力环； |
| 3—调整垫； | 4—径向后轴承； |
| 5—主轴； | 6—径向前轴承； |
| 7—环形油腔。 | |

图 7 推力轴承位于径向前轴承前端和径向后轴承后端

采用节流器的推力轴承，回油槽两端开通（如图 5a 所示），使较多的润滑油从非推力端流出。利用径向静压轴承轴向封油面节流的推力轴承，推力端的回油槽不能开通，要求从径向静压轴承轴向封油面流出的润滑油进入推力轴承环形油腔，然后从主轴台肩和推力环的外径方向流出。如果回油槽两端开通，则推力轴承无法建立油腔压力。非推力端的回油槽开通（如图 5b 所示），使较多的润滑油从非推力端流出。

紧固推力环的螺母应有锁紧装置，防止螺母松动改变轴向间隙。对于轴承跨距较长，而又在较高的温度下工作时，应考虑热变形对轴向间隙的影响。

这种布置形式，适用于轴承跨距较短，热变形对轴向间隙影响不大，或者推力轴承布置在径向前轴承前端有困难的机床和机械设备。

(2) 结构尺寸的选择

推力轴承的结构，如图 8 和图 9 所示。

① 油腔结构尺寸

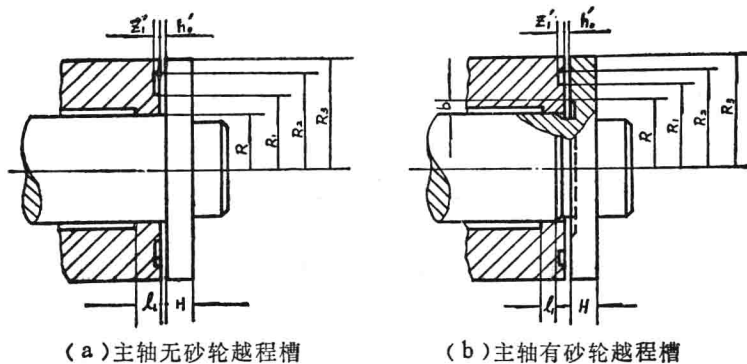
对于采用节流器的推力轴承：

$$R_1 = 1.2R$$

$$R_2 = 1.4R$$

$$R_3 = 1.6R$$

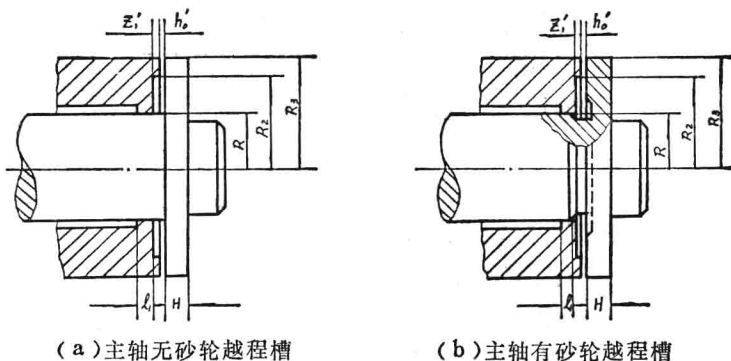
式中： R_1 —油腔内端半径；
 R_2 —油腔外端半径；



(a) 主轴无砂轮越程槽

(b) 主轴有砂轮越程槽

图8 采用节流器的推力轴承结构



(a) 主轴无砂轮越程槽

(b) 主轴有砂轮越程槽

图9 利用径向静压轴承轴向封油面节流的推力轴承结构

R_3 —主轴台肩或推力环半径；

R —如果主轴无砂轮越程槽，如图8a所示， R 为径向轴承半径；如果主轴有砂轮越程槽，如图8b所示， R 应为径向轴承半径同砂轮越程槽径向宽度 b 之和。

对于利用径向静压轴承轴向封油面节流的推力轴承：

$$R_2 = 1.4R$$

$$R_3 = 1.6R$$

式中： R_2 —油腔外端半径；

R_3 —主轴台肩或推力环半径；

R —径向轴承半径。由于没有内端封油面，主轴的砂轮越程槽对推力轴承、封油面无影响。

② 油腔深度 Z_1'

$$Z_1' = (30 \sim 60)h_0'$$

式中： h_0' —轴承单面间隙。

③ 轴承单面间隙 h_0'

推力轴承的单面间隙 h_0' ，一般是通过计算确定。同样需要考虑：对轴承刚度、温度、流量的影响；对使用可靠性的影响；主轴和轴承几何精度的影响；主轴挠度的影响。

④ 主轴台肩（或推力环）厚度 H

主轴台肩（或推力环）厚度 H 太小，易引起变形，从而影响推力轴承的性能。一般可根据径向轴承直径 D 选取。即：

$D \leq 50$ 毫米, 取 $H \approx 10$ 毫米;

$D = 50 \sim 200$ 毫米, 取 $H \approx 0.2D$ 。

⑤ 公差和光洁度

与径向轴承的要求和选择原则基本相同, 即:

推力平面上的不垂直度 $\Delta' \leq (\frac{1}{8} \sim \frac{1}{10})h_0'$

推力平面上的表面光洁度 $\nabla 7 \sim \nabla 10$ 。

(3) 克服油腔压力下降的措施

上述几种结构形式的平面推力轴承, 当主轴高速转动时, 推力油腔压力都会下降, 转速越高, 下降越严重。油腔压力下降的主要原因是, 润滑油从推力轴承油腔向外流出时, 受到主轴转动产生的离心力作用, 加速了润滑油的流出, 导致油腔压力下降。另外的原因是, 温度升高后, 由于主轴和轴承的热变形量不等, 使轴向间隙增大, 从而使油腔压力下降。对于图4的结构, 离心力是主要影响因素, 对于图7的结构, 离心力和轴向间隙增大都有影响, 如果两个推力轴承距离较长, 间隙增大往往是主要影响因素。为了克服推力油腔压力下降, 可采取如下措施:

① 克服离心力的影响

通过试验表明, 当推力轴承最外端(即主轴台肩和推力环的外径)的线速度达到 $V = 14$ 米/秒时, 油腔压力下降比较严重, 需要考虑克服离心力的影响。一般有如下几种办法: 增大外端封油面尺寸; 外端封油面处引入具有适当压力的润滑油; 改变润滑油的流动方向; 在外端封油面处车一条同主轴旋转方向相反的螺旋槽, 如图10所示, 螺旋两端同外径和油腔都不能开通。试验和实践表明, 外端封油面处车反向螺旋槽, 结构简单, 能很好地克服主轴单一方向转动的离心力影响。

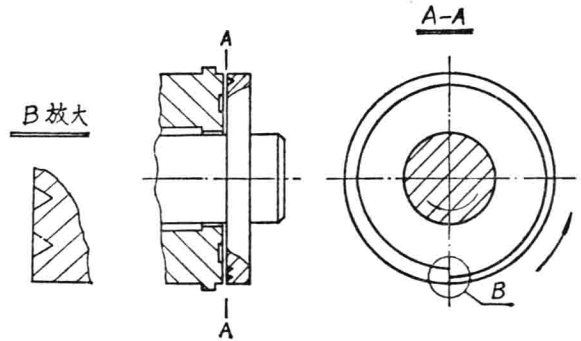


图10 利用反向螺旋槽克服油腔压力下降

② 克服轴向间隙增大的影响

降低温度, 减少热变形量。结构上尽量缩短推力轴承距离, 见图4和图6所示。

3. 密封装置

对于水平放置的卧式主轴系统, 在回油畅通的条件下, 下列四种密封装置都能达到较好的密封效果。一是主轴上的挡环密封; 二是螺纹间隙密封, 适用于转速较高而且是单方向转动的主轴系统。螺纹的旋向, 应使主轴转动时不让润滑油沿主轴和端盖之间的隙缝渗漏。对于有大量冷却液的工作环境, 需相应采取其它措施, 防止吸进冷却液而损坏润滑油的性能; 三是密封圈密封, 适用于转速较低的主轴系统, 四是气体密封。

对于垂直和倾斜放置的立式主轴系统, 一般采用密封圈密封, 并利用专用的油泵将润滑油抽回油箱。采用抽油方法, 应避免抽油油泵吸空气, 使润滑油产生气泡。有的立式主轴系统, 回油并无严格要求, 允许自由流回油箱, 无需抽油装置。

4. 材料

(1) 轴承材料, 一般可以采用组织均匀、无砂眼、缩孔的铸铁或铍铜铸铁。考虑到轴承在工作过程中可能出现的瞬时超载、受热后的变形和润滑油突然中断等因素, 为了使轴承受损坏的危险性减少到最小, 轴承材料可用 ZHMn58-2-2 黄铜或 ZQSn-6-6-3 青铜(整体铜或钢套镶铜)。

(2) 推力环材料, 一般用40号钢, 热处理后的硬度为 HRC40。

(3) 主轴材料, 可按同类型机床和机械设备使用动压滑动轴承的主轴材料选用。

(三) 节 流 器

1. 结构与材料

(1) 小孔节流器

理论上, 节流小孔的孔径 d_0 应远远大于小孔长度 l_0 ; 润滑油通过节流小孔时, 粘度变化不会影响流量的改变, 就是说, 润滑油通过节流小孔, 其粘度同流量无关。满足这些条件的小孔, 称为薄壁小孔, 如图11a所示。

试验和实际应用表明, 当润滑油粘度较小时(例如50℃时, 运动粘度 $\nu_{50} \approx 3$ 厘沱的润滑油), 图11b外锥式和图11c板式节流器, 虽然节流长度 ($l_0 = 1 \sim 3$ 毫米) 大于节流小孔的孔径, 但仍具有与薄壁小孔基本相同的性质, 可以按照薄壁小孔的流量公式进行计算。所以在计算公式中没有考虑节流长度 l_0 的影响。

外锥式节流器的锥面用来定位和密封, 要求外锥面同安装部件内锥孔配合的接触面积不小于70%。内螺纹用来装卸节流器。

板式节流器将全部小孔集中在板上, 每一个节流小孔都有一条油路同轴承的一个油腔连接。板式节流器结构紧凑, 加工方便。

为了防止节流器被机械杂物堵塞, 一般要求节流小孔直径 $d_0 \geq 0.45$ 毫米。节流小孔长度 $l_0 = 1 \sim 3$ 毫米范围内。

外锥式节流器材料用 H62黄铜或45号钢。板式节流器材料用 A₃钢板。

(2) 毛细管节流器

毛细管节流器的特点是, 毛细管长度 l_c 远远大于毛细管直径 d_c (如果是非圆截面的螺旋槽毛细管, 可将螺旋槽截面的面积换算为相当于圆截面的直径); 润滑油在毛细管内的流动状态为层流。

为了实现层流条件, 毛细管节流器需要具备下列三个条件:

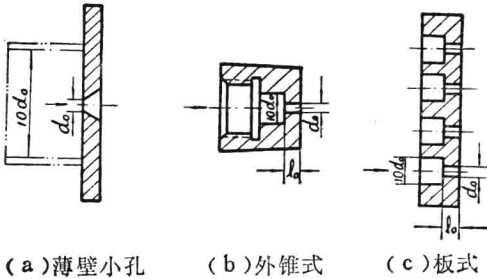
①在最高工作温度下, 圆截面毛细管的雷诺数 $Re \leq 2000$; 非圆截面毛细管的雷诺数 $Re \leq 500$;

②毛细管长度 l_c 同毛细管直径(或当量直径) d_c 之比大于20, $\frac{l_c}{d_c} > 20$;

③毛细管长度 l_c 大于毛细管恒速层流起始段长度 $l_{初}$, $l_c > l_{初}$ 。

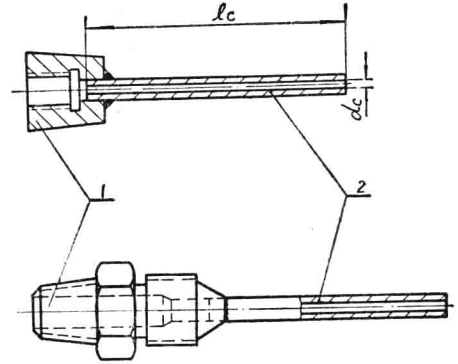
毛细管节流器的结构有直通式和螺旋槽式, 如图12和图13所示。

直通式毛细管节流器, 一般常用医疗上的注射针, 选择适当的直径并截取合适的长度, 将其焊接在管接头或外锥体上(也可用温度计的玻璃管做毛细管)。注射针的规格见表3。



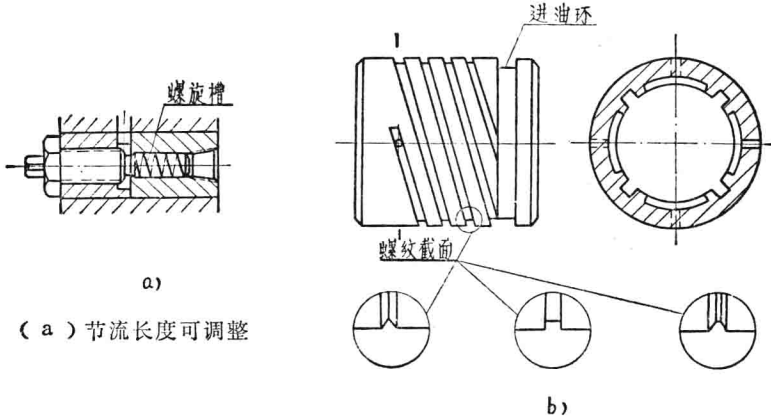
(a) 薄壁小孔 (b) 外锥式 (c) 板式

图11 小孔节流器



1—管接头或外锥体； 2—注射针管

图12 直通式毛细管节流器



(a) 节流长度可调整

(b) 轴承外圆表面开四条螺旋槽

图13 螺旋槽式毛细管节流器

表 3

注射针直径

(毫米)

| 外 径 | 0.8 | 0.9 | 1.1 | 1.2 | 1.4 |
|-----------|------|------|------|------|------|
| 内 径 d_c | 0.46 | 0.56 | 0.71 | 0.84 | 1.07 |

螺旋槽毛细管节流器，有螺旋槽开在圆柱体上（图13a）和开在轴承外圆表面上（图13b）的结构。将螺旋槽开在轴承外圆表面上，其节流长度不可调节，每条螺旋槽同轴承的一个油腔相通，虽然不需另外装节流器，但对参数的调整和清洗都不方便。

螺旋槽的截面形状，有三角形、矩形和梯形等。

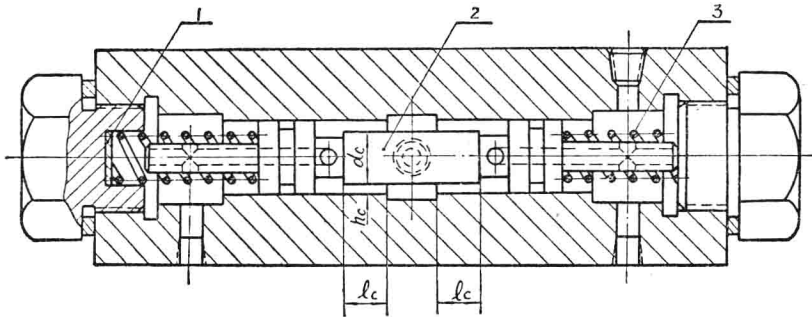
为了防止节流器堵塞，一般要求毛细管直径（或螺旋槽的当量直径） $d_c \geq 0.55$ 毫米。

螺旋槽毛细管材料用40Cr或45号钢，体壳材料用铸铁。螺旋槽毛细管同阀体孔配合直径间隙一般取0.003~0.012毫米。螺旋槽截面光洁度 $\nabla 6 \sim \nabla 7$ 。

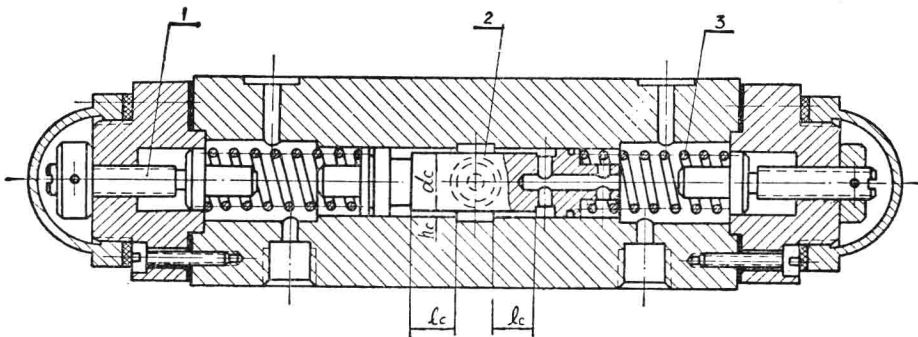
(8) 滑阀反馈节流器

滑阀反馈节流器的结构有滑阀有导向和滑阀无导向两种。滑阀无导向的结构，在使用过

程中，往往容易发生卡死现象。目前常用的是滑阀有导向的滑阀反馈节流器，如图14所示。



1—垫片； 2—滑阀； 3—弹簧。
(a) 垫片调整节流长度。



1—调整螺钉； 2—滑阀； 3—弹簧。
(b) 螺钉调整节流长度

图14 滑阀反馈节流器

滑阀直径一般采用 $d_c = 12 \sim 16$ 毫米。滑阀导向部分同阀体孔配合的直径间隙（注意：不是节流间隙！）一般为 $0.01 \sim 0.02$ 毫米，滑阀在阀体孔中应能灵活移动。

滑阀两端的弹簧应测定，同一滑阀的弹簧刚度尽可能相等。

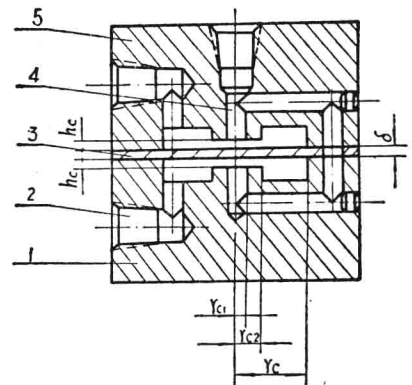
为了防止节流器堵塞，一般要求节流间隙 $h_c \geq 0.03$ 毫米。

为了实现层流条件，润滑油在最高工作温度下的雷诺数 R_e 小于或等于 500 ($R_e \leq 500$)；推荐滑阀移至极限位置时，最小的节流长度 l_{cmin} 大于 2.5 毫米，最小的节流长度 l_{cmin} 同节流间隙 h_c 之比大于 30 倍，即 $\frac{l_{cmin}}{h_c} > 30$ 。

滑阀材料用 $40Cr$ 或 45 号钢，热处理后的硬度为 $HRC45 \sim 50$ 。阀体材料用铸铁。

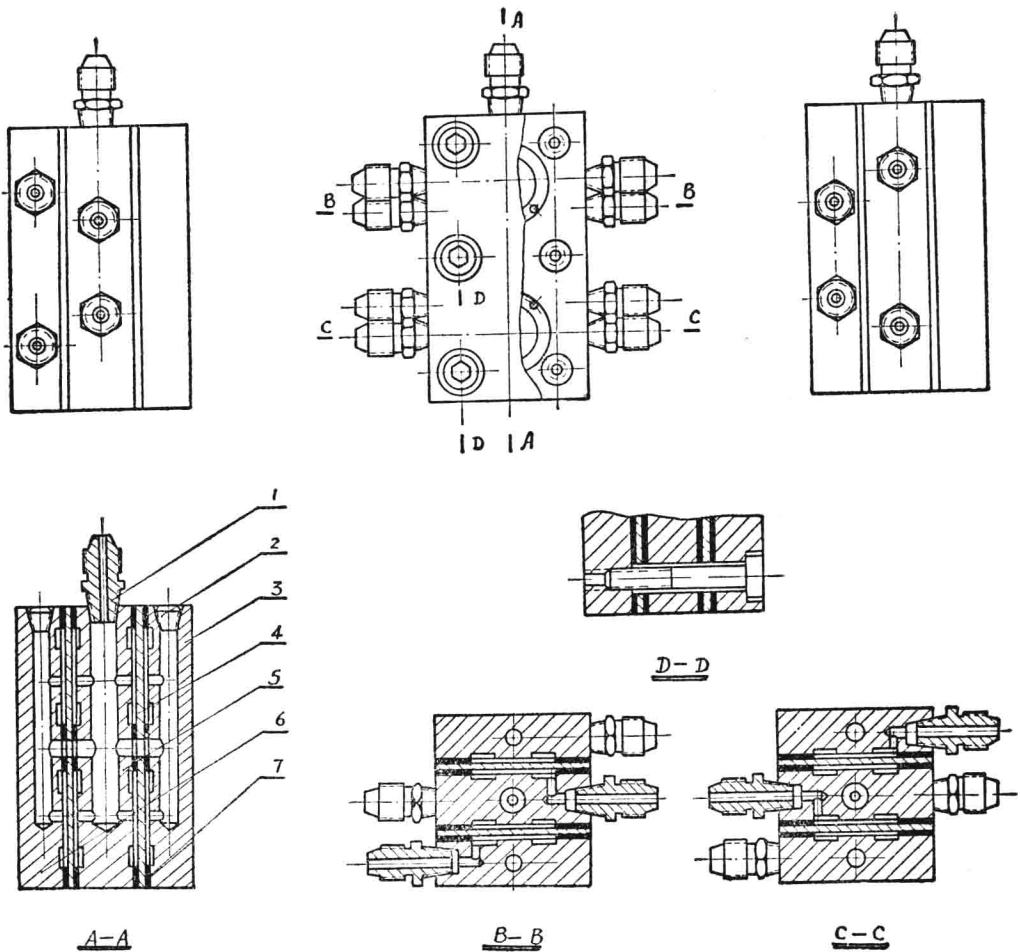
(4) 双面薄膜反馈节流器

双面薄膜反馈节流器的结构有单独式和组合式两种。单独式结构控制一个轴承两个油腔如图15所示，组合式结构控制两个轴承八个油腔，如图16所示。



1—下盖板； 2—出油口； 3—薄膜；
4—进油孔； 5—上盖板。

图15 单独式双面薄膜反馈节流器



1—管接头；2—油塞；3—下盖板；4—薄膜；5—主体板；6—上盖板；7—垫片。

图16 组合式双面薄膜反馈节流器

节流间隙 h_c 的获得有两种方法：一是加工（图15）；二是垫铜片（图16）。垫铜片可以省去加工，但在清洗和维修拆装时应特别注意，不得随意改变所垫的铜片厚度，否则节流间隙的改变必将影响轴承的性能。

常用的结构尺寸是： $r_c = 16$ 毫米， $r_{c1} = 2$ 毫米， $r_{c2} = 6$ 毫米。

为了防止节流器堵塞，一般要求节流间隙 $h_c \geq 0.04$ 毫米。

为了实现层流条件，润滑油在最高工作温度下的雷诺数 Re 小于或等于500 ($Re \leq 500$)；

推荐薄膜处于平直状态时， $r_{c2} - r_{c1}$ 同节流间隙 h_c 之比大于30倍，即 $\frac{r_{c2} - r_{c1}}{h_c} > 30$ 。

薄膜不直度和两面的不平行度不大于0.01毫米。薄膜材料用65Mn 弹簧钢，热处理后的硬度为 HRC42~45。体壳采用45号钢。

2. 特点与应用（见表4）