

液体静压轴承 的总体设计与制造维修

第三机械工业部三〇一研究所

**液体静压轴承
的总体设计与制造维修**

*

第三机械工业部三〇一研究所
(内部资料 021)

*

1980年9月 0.50元

目 录

一、液体静压轴承的工作原理与主要特点	(1)
1. 液体静压轴承的基本组成	(1)
2. 液体静压轴承的工作原理	(3)
3. 液体静压轴承的主要特点	(3)
二、液体静压轴承轴系的总体设计	(4)
1. 支承数目的选择和布置	(5)
2. 节流器类型的选择和布置	(6)
3. 轴承类型的选择	(7)
4. 止推轴承的布置	(8)
5. 轴承的主要结构参数的选择	(8)
6. 外载荷的确定	(10)
7. 轴系的综合刚度	(11)
8. 结构设计应注意的问题	(16)
9. 主要零件的技术要求和材料的选择	(21)
10. 供油系统	(23)
三、液体静压轴承主要零件的加工	(27)
1. 主轴箱体轴承孔的加工	(27)
2. 轴承的加工	(27)
3. 主轴的加工	(33)
4. 节流器的加工	(33)
5. 主要零件在加工中的相互关系	(36)
四、液体静压轴承的装配与调试	(36)
1. 液体静压轴承的装配	(36)
2. 液体静压轴承的调试	(37)
五、液体静压轴承的维护与修理	(44)
1. 液体静压轴承在使用过程中的注意事项	(44)
2. 液体静压轴承的修理	(44)

轴承是机床设备中不可缺少的重要零件之一。机床主轴轴承的结构和精度，在很大程度上决定了机床的性能，如加工精度、加工光洁度、切削能力、温升及噪音等。目前，轴承的形式很多，总起来讲，可以分为滚动轴承和滑动轴承两大类。

液体静压轴承和液体动压轴承均属于滑动轴承，但两者润滑油膜形成的条件是不同的。液体动压轴承是靠轴颈与轴承间的相对运动和轴颈的偏心形成润滑油膜（油楔）的，其油膜压力随着轴的转速而变化。对于液体动压轴承来说，即使设计良好，主轴在起动和制动以及低速运转状态下，也不能很好地建立起动压油膜，而出现半干摩擦状态，造成轴颈和轴承的磨损。另一方面，轴颈的偏心随载荷和转速等工作条件而变化，故轴的旋转精度和稳定性都受一定的限制。而液体静压轴承的压力油膜，是由外部的液压系统供给的压力油形成的，它与载荷和轴的转速无关。因此，在正常工作条件下，轴与轴承均能保持纯液体润滑状态，可显著提高轴承的寿命和精度保持性。

近年来，液体静压轴承在我国已得到广泛应用，特别是为各类磨床的精度改造提供了有效的技术途径。

一、液体静压轴承的工作原理与主要特点

1. 液体静压轴承的基本组成

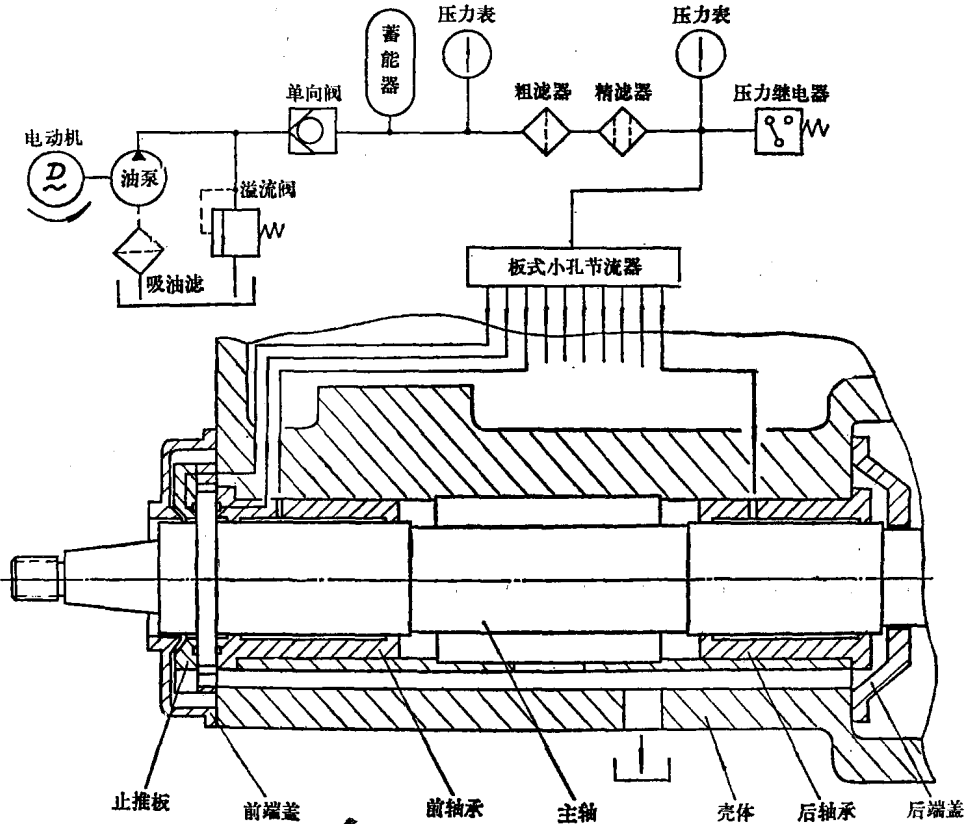


图1 某平磨磨头结构示意图

图1为某平面磨床磨头结构示意图；砂轮主轴由两个液体静压轴承支承着。由图1可以看出，液体静压轴承与滚动轴承或动压滑动轴承均不相同，它除了轴承本体外，还必须具备另外两个部分，即供给压力油的液压系统（泵站）和轴承进油孔前的节流器（亦称阻尼器或补偿器）。轴承本体、节流器和供油系统共同组成了液体静压滑动轴承。一般说来，三者是缺一不可的。

图2是一个液体静压向心轴承的立体图。轴承内有四个对称分布的凹槽（也有三个或六个的），叫做油腔。其四周有围着的凸边，叫做封油边或封油面。两相邻油腔的封油边之间可由回油槽隔开，以供油腔沿周向回油用。泵站供给的压力油，经节流器由进油孔流入油腔后，经封油面与主轴轴颈构成的间隙，从轴承两端和回油槽流回油箱。这种轴承的每个油腔与其封油面组成为一个独立的油流系统，称做油垫。故该轴承叫做四油垫静压向心轴承（也叫有回油槽的静压向心轴承），相当于动压轴承的四瓦轴承。也有的轴承没有回油槽，整个轴承是一个独立的油流系统，一般叫四油腔静压向心轴承（也叫无回油槽的静压向心轴承），相当于动压轴承中的四楔轴承。

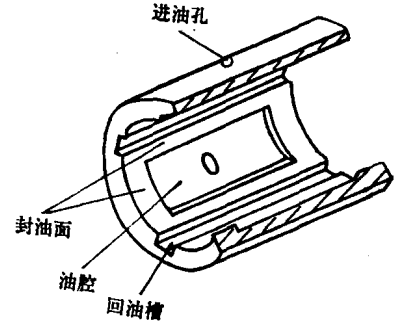


图2 液体静压向心轴承

节流器的种类较多，目前常用的有小孔、毛细管、薄膜反馈等三种形式的节流器。近年内开始采用的缝隙式节流器，实为毛细管式节流器的发展。滑阀反馈及内反馈式节流器也有采用。这些在后面有关部分介绍。

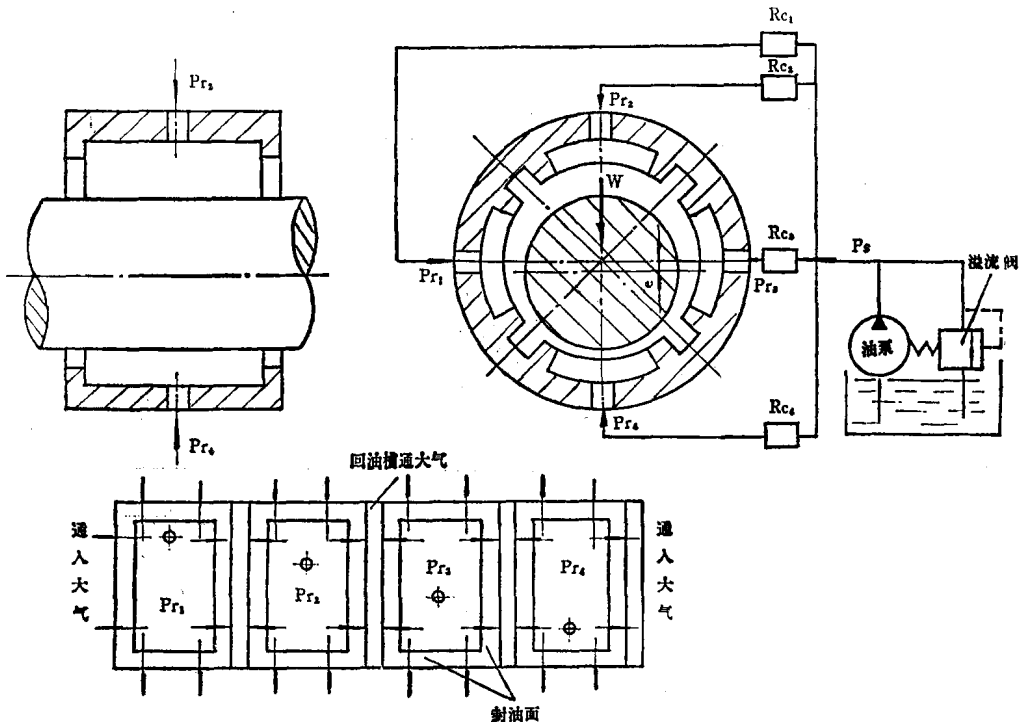


图3 静压向心轴承工作原理图

供油系统国内已有成套产品生产, 使用单位可以选购。

2. 液体静压轴承的工作原理

液体静压轴承的供油系统分为定压式和定量式两种, 目前国内大都采用定压式供油系统的液体静压轴承。

图 3 为定压式供油的液体静压向心轴承的工作原理图。设泵站供油压力为 P_s , 节流器液阻为 R_c , 油腔压力为 P_{r0} 。

当轴不受外载荷并忽略轴自重的情况下, 各油腔与轴颈间的间隙相同。由于压力油流经各节流器后的压力相同, 四个油腔的压力均为 P_{r0} , 此时轴颈与轴承同心。

当轴受到外载荷 W 时, 轴颈沿载荷方向移动一个距离 e , 于是油腔 4 的间隙减小 e , 油腔压力由 P_{r0} 增大到 P_{r4} 。而油腔 2 的间隙增大 e , 油腔压力由 P_{r0} 降至 P_{r2} 。这样在轴颈两侧形成压力差 $\Delta P = P_{r4} - P_{r2}$ 。作用在轴颈上的压力差, 与外载荷 W 平衡, 使轴颈稳定在一个固定的位置上。此时 $W = (P_{r4} - P_{r2}) \cdot Ae$ (式中 Ae 为每个油腔的有效承载面积)。由上式可见, 轴承要想承受一定的外载荷, 油腔之间必须有一定的压力差, 而设置节流器的目的就是产生其压力差。

节流器的节流和调压作用仿佛电路中的电阻, 故可用图 4 所示的当量电路图来解释。设节流器 2 和 4 的节流阻力 R_{c2} 和 R_{c4} 相同均为 R_c , 并为恒定值; 轴承油腔 2 和 4 的封油面间隙阻力分别为 R_2 和 R_4 , 由电路的欧姆定律得:

$$P_{r2} = P_s \frac{R_2}{R_2 + R_c} = P_s \cdot \frac{1}{1 + R_c/R_2};$$

$$P_{r4} = P_s \frac{R_4}{R_4 + R_c} = P_s \cdot \frac{1}{1 + R_c/R_4}。$$

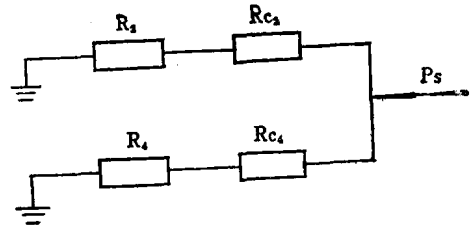


图 4 当量电路图

当轴受载荷 W 时, 由于油腔 2 的间隙增大, 油腔 4 的间隙减小, 故 R_2 减小, R_4 增大, 则 R_c/R_2 增大, R_c/R_4 减小, 因而 P_{r2} 减小, P_{r4} 增大, 从而产生压力差 $\Delta P = P_{r4} - P_{r2}$ 。

如果不设置节流器, 则 $R_c = 0$, 故 $P_{r4} = P_{r2} = P_s$ 。此时, 无论受外载荷后间隙如何变化, 上、下油腔的压力始终相等, 这样就不能产生压力差与外载荷平衡 (即不能形成承载油膜)。综上所述, 节流器的作用有二个:

- (1) 调节各油腔 (或油垫) 的压力, 以适应各油腔 (或油垫) 的不同载荷。
- (2) 使油膜具有一定的刚度, 以适应载荷的变化。

3. 液体静压轴承的主要特点

(1) 由于液体静压轴承的润滑油膜是靠泵站供给的压力油形成的, 因此不受机床主轴旋转速度的限制, 具有良好的速度适应性。

(2) 由于轴承的油膜对误差有“均化”作用, 所以采用液体静压轴承可获得较高的回转精度。

(3) 由于轴承油膜的阻尼作用, 有利于消除或减低主轴的振动。

(4) 在正常工作条件下, 轴承具有良好的精度保持性, 寿命较长。

(5) 轴承的承载能力在较大范围内只取决于油腔大小及进油压力, 因此可在一套主轴系统上同时满足轻、重载荷的要求, 具有较好的载荷适应性。

(6) 由于轴承与主轴是纯液体摩擦, 起动时摩擦系数很小 ($f = 0.001 \sim 0.008$), 因

此驱动功率低。

(7) 对轴承材料一般要求不高。

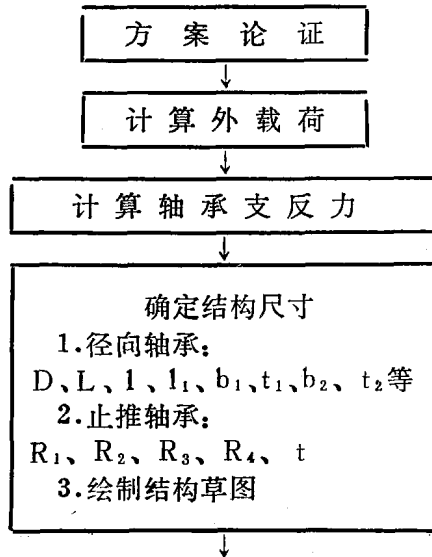
液体静压轴承虽具有上述优点，一般工厂均可制造。但零件加工精度要求较高，工艺上必须严格保证。此外，目前泵站体积较大，成本较高，占地面积大，并且对油的清洁度要求严格，使用维护要格外注意。

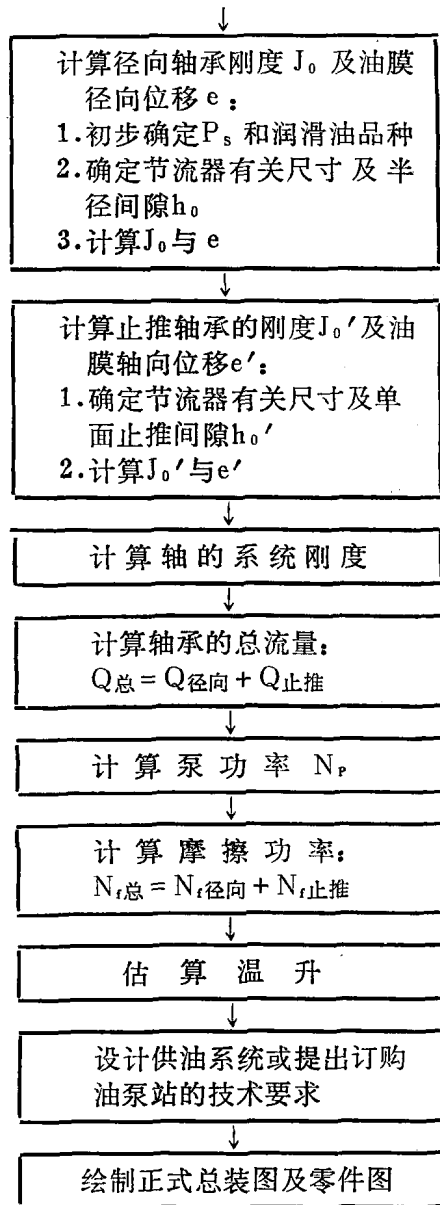
二、液体静压轴承轴系的总体设计

在老设备改造中，将机床的原有轴承改装为液体静压轴承时，应对原机床的精度及使用情况，做全面地了解和析。因为轴承只是决定机床精度的重要零件之一，而其它运动副也对机床精度有着不可忽视的影响。以磨床为例，磨削精度和光洁度主要取决于磨床精度、砂轮特性、磨削用量和操作技术等。其中磨床精度是最主要的因素，它包括主轴的运动精度（径向跳动与轴向窜动）、工作台及拖板等的运动精度（移动的直线性与倾斜度）、零部件之间的相互位置精度（平行度、垂直度、同轴度及等高性等）。由此可见，采用液体静压轴承改造精化老设备，还只是解决了其中的一部分问题。所以，为了全面恢复和提高机床精度，一方面要着眼于轴承的精化，同时，也应注意到其它运动副精度的恢复，只有这样，才能达到预期的目的。因此，改装液体静压轴承的同时，对机床进行大、中修是十分必要的。

在进行液体静压轴承轴系设计的时候，应对轴系总体有一个全面的分析和考虑。首先，要根据被加工零件的工艺要求，提出机床改装后的技术指标。然后参照机床原主轴和箱体的结构情况，进行方案论证，选择和确定合理的主轴尺寸、轴承结构及节流器形式等。为了节约材料和缩短生产周期，在满足使用要求的前提下，以尽量少更换零件为宜。如果原机床主轴经计算后其刚度可以满足要求，则不必更换主轴。如果主轴刚度偏低，也可以把静压轴承做成滚动轴承式的，即有内环和外环，将原有主轴修磨后，与轴承内环采用静配合装配在一起，这样也能使主轴刚度有所提高。同时，还可收到节约材料和减少工时、缩短静压轴承加工制造周期的效果。

静压轴承轴系的具体设计步骤如下：





在计算过程中，如发现轴系性能不符合设计要求，如刚度不够或温升过高等，应对轴承结构尺寸或节流器有关尺寸进行适当调整，然后再重新计算，直至符合要求时为止。

有关液体静压轴承的具体的设计计算方法，目前均有资料介绍，这里不再一一赘述。下面着重讨论一下总体设计中的几个问题：

1. 支承数目的选择和布置

一个主轴至少需要两个轴承支承，也有用三个或四个轴承支承的。一般采用多支承的目的是为了提高主轴的系统刚度。

液体静压轴承的油膜刚度一般是较大的，对于中、小型机床主轴来说，采用两个轴承支承便可以满足设计要求。

采用多支承，虽能提高主轴系统刚度，但也带来如下缺点：

(1) 由于多支承增大了摩擦面积,使摩擦功率和温升亦随之增加,引起功率消耗和发热增加,影响机床的经济性和使用上的可靠性。

(2) 采用多支承可提高轴的抗弯刚度,但同时增大轴承的外载荷,对轴承的工作是不利的。

(3) 对各支承间的同轴度要求严格,给加工和装配带来困难。同时,各支承及节流器的调整要求也较高,否则会给主轴系统带来有害的附加力,尤其是可变节流更为明显。

因此,在选择支承数目时,不应盲目追求多支承,对其利弊应做具体分析。例如,当轴承的油膜刚度很大,又因结构条件限制主轴直径较小,以致轴的抗弯刚度很差时,为了提高轴系刚度,采用多支承结构,一般可收到较好效果。实践证明,在轴承油膜刚度相同的条件下,主轴刚度越差,多支承结构越能提高主轴的系统刚度。

在采用三支承结构时,合理地选择中间支承的位置是很重要的。其位置取决于轴承的油膜刚度和主轴刚度。当轴承油膜刚度一定,主轴刚度大,中间支承应靠后些,反之,则应靠前些。当主轴刚度一定,轴承油膜刚度大,中间支承应靠前些,反之,则应靠后些。

如果将前、后两个支承做成双列轴承,实际上成了四个支承。这种双列轴承,从提高承载能力方面看,相当于一个宽轴承;从提高主轴系统刚度方面看,因每两个轴承相距很近,支反力方面很可能相同,故不大可能产生提高轴系刚度的作用,且给加工带来不少困难(特别是直径小时),结构也显得复杂,一般以不采用为宜。

2. 节流器类型的选择和布置

定压式供油的液体静压轴承常用的节流器类型如下:(1)毛细管节流器;(2)缝隙节流器;(3)薄膜反馈节流器;(4)滑阀反馈节流器;(5)内反馈节流器;(6)小孔节流器。

小孔节流器优点是:结构简单;制造容易;可用较稀的润滑油,利于散热。缺点是:油膜刚度受油温影响而变化。一般主轴转速较高的轴承常采用此种节流器。

毛细管节流式的油膜刚度,在相同的供油压力下,比小孔节流式要小些。为了保证层流条件,不能使用稀油,而且结构不够紧凑。因此这种节流器,目前应用较少。

近几年开始采用的缝隙节流器,实际上是一个扁矩形毛细管节流器。因为它的湿周较长,易于保证层流条件,因此可以使用稀油并且结构紧凑,在各类机床设备上应用日益广泛。

薄膜反馈和滑阀反馈节流器,结构较为复杂,制造难度大,但它可以在较大的油膜厚度和较低的供油压力下取得很大的油膜刚度,因而可以降低摩擦功率和温升,有利于提高油膜对主轴误差的均化作用,一般用于载荷变化范围较大的各类机床设备上。滑阀反馈节流器因滑阀本身具有一定的重量,它的过渡过程长,超位移较大,故适用于低速机床设备。薄膜反馈节流器膜片反应灵敏,适用于转速较高的机床设备。当然,低速机床设备也可采用。

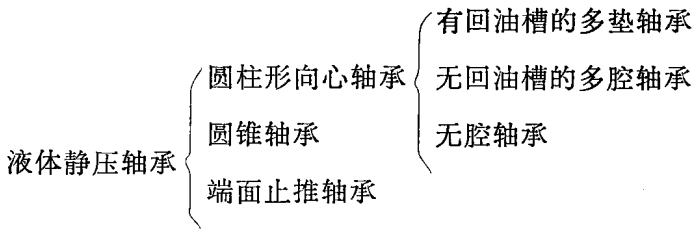
选用节流器要根据具体情况,不应片面追求轴承油膜最大刚度。应该在保证适当的轴承油膜刚度并照顾到其他因素的前提下,尽量选用结构简单的节流器。对于一般中、小型机床设备(磨床或车床),如果在工作中载荷变化不大,应尽量采用小孔节流器或缝隙节流器。因为这些机床的主轴轴径尺寸都在一定范围内,不可能任意加大,而轴系的系统刚度的提高,主要取决于主轴的抗弯刚度。如果采用薄膜反馈节流器,加工较为困难,一般来说必要性也不大。

节流器的安装位置应尽可能接近油腔,以避免节流后的阻尼损耗等因素,影响轴承工作的稳定性,一般将节流器安装在主轴箱体内轴承座的上方。如果主轴箱体内部空间较小,应装在

距轴承较近的箱体外部的适当位置上。在布置节流器的时候，应考虑到安装、维护方便，联接节流器和轴承油腔的油管，不要使用软管，以免软管变形，影响轴承的工作性能。

3. 轴承类型的选择

目前应用的液体静压轴承类型如下：



圆柱形向心轴承是目前最常用的一种，其结构参见图 2。它只能承受径向载荷，多与单独节流的止推轴承或联合止推轴承一起使用。我国目前应用最多的是有回油槽的多垫轴承，国外则多采用无回油槽的多腔轴承。多腔轴承比多垫轴承功率消耗较小，加工简单，温升略高。在设计中究竟采用哪种形式应根据具体情况而定。一般情况下，建议采用多腔轴承。因为如果参数选择适当，它可以在耗功较小的情况下获得与多垫轴承相同的油膜刚度和承载能力。有的资料指出：如果主轴的线速度较高（60米/秒以上），多腔轴承由于动压效应较大，常带来和动压轴承一样的油膜振荡的缺点。此种情况下不宜采用多腔形式。

无腔的圆柱形向心轴承常与缝隙式节流器一起使用（参见图 5），多用在高转速，小直径的机床设备上。

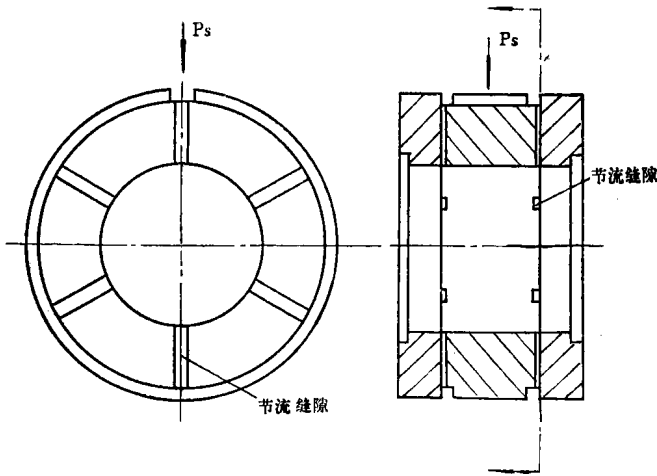


图 5 缝 隙 式 节 流 器

圆锥轴承既能承受径向载荷又能承受轴向载荷，结构较为紧凑。常用在轴向载荷较小的机床设备上。

轴承上油腔的数目根据需要而定，一般采用四个油腔。增加油腔的数目，主要是为了提高主轴的回转精度和对载荷方向的适应性。理论分析和实验都证明，当油腔数目大于六时，载荷的方向对轴承油膜刚度的影响就很不明显了。因此，在要求载荷方向适应性高的设备上可考虑采用六腔轴承。只有因轴径过小，油腔加工困难时，才考虑采用三油腔结构。

4. 止推轴承的布置

止推轴承多采用环形油腔。一般将油腔开在径向轴承的端面或端盖上。采用单独节流的止推轴承,在结构条件许可的情况下,尽可能将止推轴承布置在前轴承的前端。其优点如下:

- (1) 轴向力对主轴变形影响较小。
- (2) 轴承间隙几乎不受主轴热伸长的影响,在使用过程中轴向油膜刚度变化不大。
- (3) 一般前端比较开敞,便于调整,容易保证止推轴承的轴向间隙尺寸。

联合轴承的止推轴承,最好布置在后轴承的两侧(见图6)。因为联合轴承在不同程度上都会削弱径向轴承的油膜刚度。而前轴承对主轴回转精度影响较大,为了尽可能少影响它的刚度,所以将止推轴承布置在后轴承的两侧。

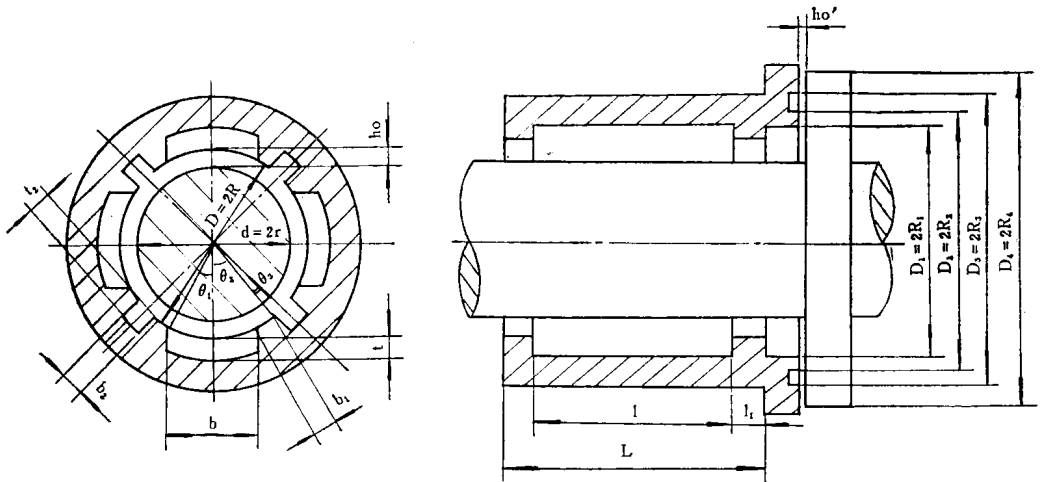


图6 联合止推轴承

5. 轴承的主要结构参数的选择

(1) 轴颈尺寸的确定:

一般地讲,轴颈 d 主要根据强度、刚度及结构要求确定。从静压轴承的性能来看,适当的增大轴颈 d 可使轴承的有效承载面积 A_e 按 d^2 成比例地增大,从而使轴承的承载能力和刚度也按 d^2 增大。但由于轴颈增大,转速不变,轴的切线速度也随之增大,致使摩擦功率按 d^4 增长,造成油温升高和设备发热。因此,如何合理地确定 d 值是很重要的。

在进行设备改造时,一般先根据原机床主轴箱结构情况定一个轴颈 d (d 的尺寸是结构允许的最大尺寸),经验算后摩擦功率及温升均符合要求,即可用这个轴颈尺寸作依据选择各有关结构参数和进行有关计算。如验算后不符合要求,则应适当调整轴颈 d 的尺寸,直到符合要求为止。

(2) 长径比 L/D 的确定

长径比 L/D 增大时,刚度和摩擦功率都成比例地增加。但 L/D 过大时,由于轴本身变形等原因会影响轴承的最小间隙,因此不宜过大。一般的使用范围是 $L/D = 0.8 \sim 1.5$,最大不宜超过2。可根据机床结构情况适当选取。

(3) 径向轴承半径间隙 h_o 的选取

采用小 h_o 值,可以得到大的油膜刚度以及小的流量和泵功率(与 h_o^3 成正比),但会使摩擦

功率增加（与 h_0 成反比）。一般可参照下列数值选取：

$$D < 50 \text{ 毫米时, } 2h_0 = (0.0009 \sim 0.0008) D;$$

$$D = 50 \sim 100 \text{ 毫米时, } 2h_0 = (0.0008 \sim 0.0006) D;$$

$$D = 100 \sim 200 \text{ 毫米时, } 2h_0 = (0.0006 \sim 0.0005) D.$$

对低速、重载设备可选偏小值；高速、轻载设备可选偏大值，精度要求高的设备取小值；载荷不稳定的设备取大值。

h_0 受轴和轴承变形、加工精度和使用可靠性的限制不能过小，即使直径较小的轴， h_0 一般也不宜小于0.02毫米。 h_0 过大时，使用稳定性差，即使直径较大的轴， h_0 一般也不宜大于0.25毫米。

(4) 封油面宽度 l_1 和 b_1 的选取

在油垫尺寸一定的情况下，要提高刚度，封油面就要窄，油腔要增大。但封油面窄，流量和泵功率都要增加。当轴承直径 $D \leq 200$ 毫米时，一般选取 $l_1 \approx b_1 \approx \frac{D}{10}$ 。

(5) 回油槽宽度 b_2 和深度 t_2 的选取

回油槽可使各油垫的压力油不互相窜流。但是，回油槽过宽则会影响轴承的刚度和承载能力。一般可取 $b_2 = (\frac{1}{20} \sim \frac{1}{15}) D$ 。轴承直径大时取大值，反之取小值。

回油槽深度 t_2 应保证排油通畅，但又不能过深。如果过深油液不能充满，在主轴旋转时会吸入空气而破坏轴承工作性能。因此，既要保证回油通畅，又要使回油槽内充满油液，并具有微小压力（背压）。一般 t_2 尺寸可按下式计算：

$$t_2 = \frac{1}{b_2} \sqrt{\frac{\pi L l h_0^3}{6 b_1} \left(\frac{P_r}{P_t} - 1 \right)}$$

式中 P_t 为回油槽背压，一般取为： $5 \times 10^{-3} \sim 5 \times 10^{-2}$ 公斤/厘米²。

也可按 $t_2 = \frac{b_2}{4 \sim 6}$ 选取

(6) 油腔深度 t 的选取

一般 t 取大些可减小摩擦功率，但过大会出现紊流现象。目前建议取 $t = (30 \sim 60) h_0$ 。在高速时，选取 t 值要考虑到减小摩擦功率和保证不出现紊流这两个条件。在选定 t 值后可以考虑用下式验算层流条件：

$$\frac{2\rho t v}{\mu} < 2000$$

式中 ρ ——润滑油密度（公斤·秒²/厘米⁴）

μ ——润滑油动力粘度（公斤·秒/厘米²）

v ——主轴线速度（厘米/秒）

t ——油腔深度（厘米）

验算后如大于2000，可适当减小 t 值。

(7) 止推轴承的结构尺寸的确定

止推轴承中的油液，在轴旋转时，有沿径向经封油面向外甩出的倾向，封油面平均直径越大，转速越高，这种倾向越显著。这种情况将对止推轴承油腔压力产生不良影响。因此，

设计止推轴承时，推荐以使油腔内外侧的液阻相等为原则，即按 $\frac{R_2}{R_1} = \frac{R_4}{R_3}$ 的关系来选择各半径尺寸。当主轴转速较高时，甚至可取 $\frac{R_4}{R_3}$ 略大于 $\frac{R_2}{R_1}$ ，以有利于阻止油液向外甩。轴向承载面的平均半径不宜过大，一般可取为 $1.3R$ 。

此外，也有按照内外侧封油面以及油腔宽度都相等的原则来设计的，常取其宽度为 $0.2R$ 。各处半径的关系如下： $R_1 = R + 0.5$ 毫米； $R_2 = 1.2R$ ； $R_3 = 1.4R$ ； $R_4 = 1.6R$ （ R 、 $R_1 \sim R_4$ 代表的尺寸参见图6）。

止推轴承的轴向间隙 h'_0 及油腔深度可参照径向轴承选取。

(8) 节流器有关参数的要求

① 小孔节流器：

为了防止节流器堵塞，一般取节流小孔直径 $d_0 \geq 0.45$ 毫米。为了符合薄壁小孔要求，取节流小孔长度 $l_0 = 1 \sim 3$ 毫米。

② 毛细管节流器：

实现毛细管节流，须具备下面两个条件：

(a) 在最高温度下，圆截面毛细管雷诺数 N_R 应小于 2000，各种截面在采用水力半径计算时 N_R' 应小于 500。

(b) 毛细管长度 l_c 应大于形成层流流动的初始长度 $l_{初}$ ($l_{初} = 0.065d_c N_R$)。

为了防止节流器堵塞，一般取毛细管直径（或非圆形毛细管的当量直径） $d_c \geq 0.55$ 毫米。

③ 滑阀反馈节流器：

一般采用的滑阀直径 $d_c = 12 \sim 16$ 毫米。为了防止节流器堵塞，常取滑阀与阀体的间隙 $h_c \geq 0.03$ 毫米。

④ 薄膜反馈节流器：

为了防止节流器堵塞，一般取节流间隙 $h_c \geq 0.04$ 毫米。

6. 外载荷的确定

采用静压技术精化改造的机床设备中，磨床是数量较多的一种。下面着重讨论一下磨床外载荷的计算。

一般磨床砂轮架主轴，径向受的力有切削力和皮带拉力。如果主轴系统自重较重（如 M120 外圆磨床主轴系统包括砂轮），则轴还受这些重力。所有这些力通称为外载荷。它是计算轴承支反力的依据。

主轴系统的重量可根据有关零件的尺寸及重度算出。皮带拉力可按“机械零件手册”有关公式算出。切削力可根据电机功率算出。为了便于计算首先把砂轮处所受的切削力分解为切向力 $P_{切}$ 和径向力 $P_{径}$ ， $P_{切}$ 可按式算出：

$$P_{切} = \frac{102N}{v} \text{ 公斤}$$

式中 N ——电动机的功率（千瓦），可用电动机的额定功率或在切削用量最大时用测功表实测出电动机功率。用电机额定功率计算较为保险，用实测功率计算较为节约。

v ——砂轮的线速度（米/秒）

砂轮处的径向力 $P_{\text{径}} = 3P_{\text{切}}$ 。

砂轮处所受的切削力 $P = \sqrt{P_{\text{切}}^2 + P_{\text{径}}^2}$ (公斤)

磨床头架的主轴在径向所受的力也按上述方法计算，其所受的切削力与砂轮架主轴受力的大小相同、方向相反。

主轴所受的轴向力，可根据工作条件按经验选取。

7. 轴系的综合刚度

液体静压轴承轴系的综合刚度（又称系统刚度）是指轴系在外力（磨削力、重力、传动力）作用下抵抗变形的能力。它是重要的性能指标之一，直接影响机床设备的精度，通常以主轴前端的挠度来度量。

(1) 轴系综合刚度的组成

轴系的综合刚度包括三个部分：

- a. 主轴本身的刚度；
- b. 轴承的油膜刚度；
- c. 支承各部分的接触刚度。

其中主轴的弹性变形在整个挠度中占主要成分。

一般来讲接触刚度是很大的，只在结构设计时予以考虑，计算时可忽略不计。以 f 表示主轴受力点的总挠度，它包括主轴的挠度 f' 和油膜引起的位移 f'' 两部分，即 $f = f' + f''$ （见图 7）。轴系的综合刚度 $J_{\text{综}}$ 与轴的刚度 $J_{\text{轴}}$ 和轴承的油膜刚度 $J_{\text{油}}$ 的关系如下：

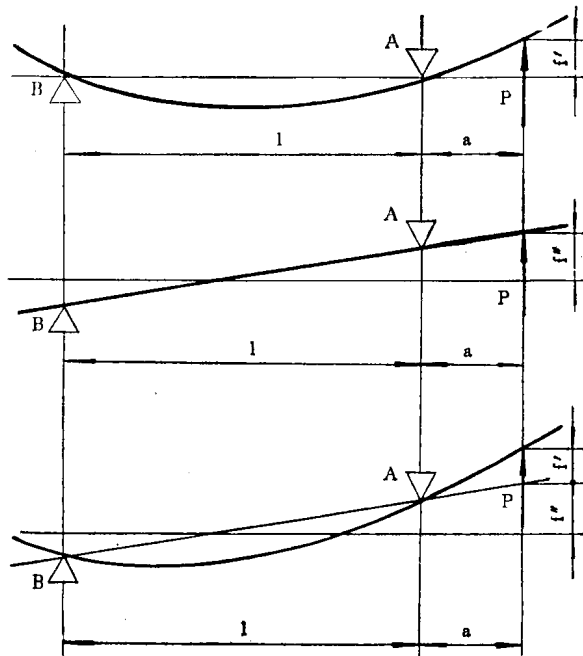


图 7 主轴受力情况示意图

$$J_{\text{综}} = \frac{P}{f} = \frac{P}{f' + f''}$$

$$\text{或 } \frac{1}{J_{\text{综}}} = \frac{1}{J_{\text{轴}}} + \frac{1}{J_{\text{油}}}$$

式中 P —— 外载荷

由上述分析可知， $J_{\text{综}}$ 比 $J_{\text{轴}}$ 、 $J_{\text{油}}$ 中较小的那一个还要小。因此要提高 $J_{\text{综}}$ 首先要考虑提高 $J_{\text{轴}}$ 再提高 $J_{\text{油}}$ ，才有可能显著提高 $J_{\text{综}}$ 。如果不管主轴的刚度如何，只追求提高轴承的油膜刚度（如选用结构复杂的反馈节流器），是不能收到良好效果的。

(2) 综合刚度的计算

静压轴承相当于一个弹性支承。计算轴系的综合刚度，就是计算具有弹性支承的轴的变形。首先要分析和计算其受力情况。

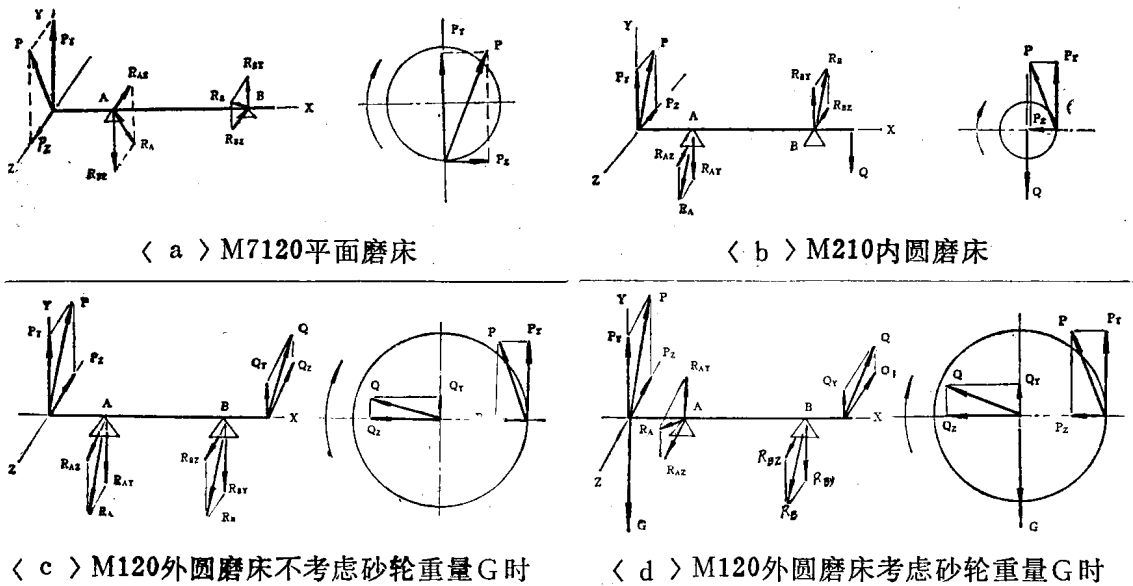


图 8 磨床砂轮架轴系受力情况简图

图 8 是几种常用磨床砂轮架轴系的受力情况。图中 P —— 切削力；Q —— 皮带拉力；G —— 砂轮引起的重力；R —— 支反力。支反力的方向一般与靠近支点的作用力的方向相反（如计算后支反力为负值，说明方向取反了）。从图 8 中的 < c > 图和 < d > 图可看出，考虑与不考虑砂轮重量，轴的受力情况是不同的，这说明在有些情况下忽略重力会导致错误的结论。

在计算弹性支承轴变形的时候，要应用力学中的“逐步刚化法”和“叠加原理”。

逐步刚化法：静压轴承的油膜是弹性体，在外力作用下轴与轴承会发生相对位移。轴本身也是弹性体，受力后也会产生弯曲变形。为了计算方便，在计算轴承油膜位移时，假设主轴为刚体（即在受力情况下不变形）；计算主轴变形时，假设轴承油膜为刚体（即轴受力时只产生变形，而在轴承中没有位移），这种方法叫做“逐步刚化法”。这样，便可利用材料力学中有关梁的挠度计算公式，计算出轴受力处的挠度 f' ，再根据油膜刚度计算出轴承中点的油膜位移，通过相似三角形关系换算到轴受力变形处，得出位移量 f'' 。弹性支承轴的总变

形量，便是这两者之和。

叠加原理：当轴上受几个力作用时，它的支反力以及轴的不同剖面处的总位移，等于每个外力作用下产生的位移的代数和。

下面用一个例题来具体说明轴系综合刚度的计算方法。

例题：采用两支承、小孔节流式液体静压轴承的某平面磨床，支承距离尺寸及受力情况见图9所示。已知：电动机功率 $N = 2.7$ 千瓦；电动机转速 $n_{电} = 2800$ 转/分；皮带拉力 $Q = 28$ 公斤；砂轮直径 $D_{砂} = 210$ 毫米；电动机皮带轮直径 $D_1 = 138$ 毫米；主轴皮带轮直径 $D_2 = 144$ 毫米；主轴的当量直径 $d_{当} = 55$ 毫米； 50°C 时两轴承油膜刚度相等，即 $J_A = J_B = 30.6$ 公斤/微米。求该轴系的综合刚度为多少？

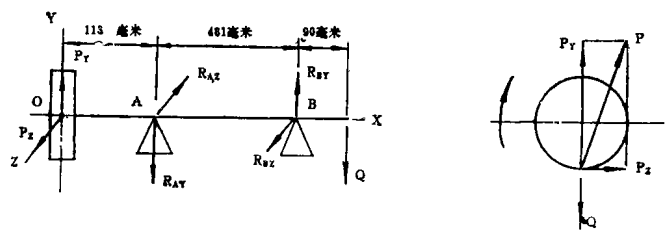


图9 主轴两支承距离及受力情况

①计算外载荷

$$n_{砂} = 2800 \times \frac{D_1}{D_2} = 2800 \times \frac{138}{144} = 2680 \text{ 转/分}$$

$$V_{砂} = \frac{\pi D_{砂} n_{砂}}{1000 \times 60} = \frac{3.14 \times 210 \times 2680}{1000 \times 60} = 30 \text{ 米/秒}$$

$$\text{切向磨削力 } P_z = \frac{102N}{V_{砂}} = \frac{102 \times 2.7}{30} = 9.18 \text{ 公斤}$$

$$\text{径向磨削力 } P_r = 3P_z = 3 \times 9.18 = 28 \text{ 公斤}$$

$$\text{磨削力 } P = \sqrt{P_z^2 + P_r^2} = \sqrt{9.18^2 + 28^2} = 29.47 \text{ 公斤}$$

$$\text{皮带拉力 } Q = 28 \text{ 公斤}$$

②计算轴系的综合刚度

a. 计算支反力：

在xoy平面：

$$\sum M_A = 0$$

$$-P_r \times a + R_{By} \times l - Q \times (l + a_1) = 0$$

$$-28 \times 11.3 + R_{By} \times 46.1 - 28 \times (46.1 + 9) = 0$$

$$R_{By} = \frac{28 \times 11.3 + 28 \times 55.1}{46.1} = 40 \text{ 公斤}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-P_r \times (a + l) + R_{Ay} \times l - Q \times a_1 = 0$$

$$-28 \times (11.3 + 46.1) + R_{Ay} \times 46.1 - 28 \times 9 = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{28 \times 57.4 + 28 \times 9}{46.1} = 40 \text{ 公斤}$$

$$\text{验算：} \sum Y = 0 \quad P_r - R_{Ay} + R_{By} - Q = 28 - 40 + 40 - 28 = 0$$

在xoz平面：

$$\sum M_A = 0$$

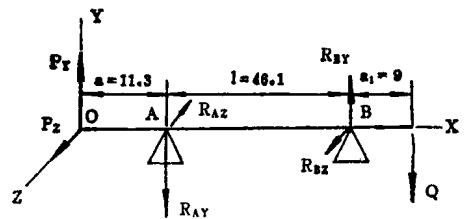


图10 轴系综合刚度计算图

$$P_z \times a - R_{Bz} \times l = 9.18 \times 11.3 - R_{Bz} \times 46.1 = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{9.18 \times 11.3}{46.1} = 2.3 \text{ 公斤}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$P_z \times (a + l) - R_{Az} \times l = 9.18 \times (11.3 + 46.1) - R_{Az} \times 46.1 = 0$$

$$R_{Az} = \frac{9.18 \times (11.3 + 46.1)}{46.1} = 11.48 \approx 11.5 \text{ 公斤}$$

$$\text{验算: } \sum z = 0$$

$$P_z + R_{Bz} - R_{Az} = 9.18 + 2.3 - 11.48 = 0$$

b. 计算轴在 0 点 (即砂轮中心处) 的挠度:

$$\text{计算横截面惯性矩 } I: I = \frac{\pi d_{\text{当}}^4}{64} = \frac{3.14 \times 55^4}{64} = 45 \text{ 厘米}^4, \text{ 式中 } d_{\text{当}} \text{——轴的当量}$$

直径, 它等于轴各段长度与其直径乘积之和被轴的总长度除所得的商。即: $d_{\text{当}} = \frac{\sum d l}{\sum l}$ 。

这里已知 $d_{\text{当}} = 55$ 厘米。

根据轴的材料查有关手册可知材料的弹性模数 $E = 2.1 \times 10^6$

刚化轴承, 计算轴上 0 点在 y 方向的挠度:

由力 P_y 在 0 点引起的挠度 f_{Oy} :

$$f_{Oy} = \frac{P_y a^2}{3EI} (1 + a) = \frac{28 \times 11.3^2 (46.1 + 11.3)}{3 \times 2.1 \times 10^6 \times 45} = 7.2 \times 10^{-4} \text{ 厘米}$$

由力 Q 在 0 点引起的挠度 f_{OQ} :

$$f_{OQ} = -\frac{Q \cdot l \cdot a_1}{6EI} \times a = \frac{-28 \times 46.1 \times 9}{6 \times 2.1 \times 10^6 \times 45} \times 11.3 = -2.3 \times 10^{-4} \text{ 厘米}$$

根据叠加原理, 轴受力后在 xoy 面的总挠度 f_y :

$$\begin{aligned} f_y &= f_{Oy} + f_{OQ} = 7.2 \times 10^{-4} - 2.3 \times 10^{-4} \\ &= 4.9 \times 10^{-4} = 4.9 \text{ 微米} \end{aligned}$$

计算轴 0 点在 Z 方向的挠度:

由力 P_z 在 0 点引起的挠度 f_z :

$$f_z = \frac{P_z a^2}{3EI} \cdot (1 + a) = \frac{9.18 \times 11.3^2 (46.1 + 11.3)}{3 \times 2.1 \times 10^6 \times 45} = 2.4 \times 10^{-4} = 2.4 \text{ 微米}$$

c. 计算由于油膜受力变形引起轴在 0 点的位移量 (计算时认为主轴不变形, 即刚化主轴)。

0 点在 y 方向的位移量 (图 11):

在 A 轴承处的油膜变形:

$$e_{Ay} = \frac{R_{Ay}}{J_A} = \frac{40}{30.6} = 1.3 \text{ 微米}$$

在 B 轴承处的油膜变形:

$$e_{By} = \frac{R_{By}}{J_B} = \frac{40}{30.6} = 1.3 \text{ 微米}$$

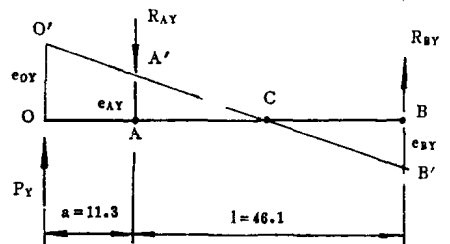


图 11 主轴上 0 点在 y 方向的位移量