

# 静压轴承在磨床上的应用

(磨床砂轮架主轴结构)

第 二 册

(内部资料 注意保存)

上海机床厂磨床研究所

一九七一年六月



## 毛主席语录

我国人民应该有一个远大的规划，要在几十年内，努力改变我国在经济上和科学文化上的落后状况，迅速达到世界上的先进水平。

### 編 者 的 話

磨床砂轮架是磨床的关键部件之一，它与滑鞍连在一起，通过滑鞍的前后移动给砂轮架以横向进给运动，并通过砂轮的高速旋转对工件进行切削，因此，砂轮架质量的好坏会直接影响到磨削质量和生产率，随着我国社会主义革命和社会主义建设的飞跃发展，相应地对机床的生产效率、自动化程度和精度要求越来越高，因而对砂轮架的要求也要不断提高，除了要求重量轻、体积小、制造容易、调整简单、维修方便、工艺性好符合多快好省的原则之外，在技术上还要求：一、进一步提高主轴的回转精度，在较大的变速和载荷范围内保持稳定可靠；二、进一步提高主轴轴承系统的刚性，减少振动，降低温升。根据伟大领袖毛主席抓主要矛盾的教导：“如果是存在着两个以上矛盾的复杂过程的话，就要用全力找出它的主要矛盾。”我们认为：在砂轮架中，一般地说传动系统相对比较简单，主轴和轴承是砂轮架中的关键零件，特别是轴承，没有良好的轴承，主轴就不能正常运转，所以砂轮架的设计制造实质上主要是轴承零件的设计、制造，若将这一矛盾处理好了，则其他问题就容易得到解决。

为了解决这一问题，提高磨床产品的产量和质量，进一步发展我国磨床技术，我们曾在1967年汇编出版过“磨床砂轮架主轴结构”一书，最近，特别是通过史无前例的无产阶级文化大革命，磨床行业广大革命职工，狠批了“洋奴哲学”、“爬行主义”等反革命修正主义路线，发扬了敢想、敢说、敢闯的革命精神，大搞技术革新，革命的技术人员同广大工人相结合，大搞试验研究，使磨床主轴轴承有了新发展，特别是静压轴承得到了越来越多的应用，有必要出一期新的资料，作为生产设计、科研工作的参考。因此，我们在杭州、无锡、险峰、天津、武汉、陕西机床厂，北京第二机床厂，上海第三机床厂，天津磨床厂，上海柴油机厂，上海油嘴油泵厂，上海微型轴承厂，郑州郊区农机厂，广州热带机床研究所，复旦大学，上海师范学院，华东师范大学等单位大力配合下，又汇编了“静压轴承在磨床上的应用”作为“磨床砂轮架主轴结构”的第二册出版。由于我们水平有限，又缺乏实践经验，如有错误和不足之处，请批评，指正。并在此再一次向大力协助我们的兄弟单位和同志们表示致谢！

# 目 录

## 第一部分 滑动轴承

### 第一章 静压轴承

- 第一节 液体静压轴承的基本原理和分类…………… ( 3 )
- 第二节 双薄膜节流静压轴承的原理…………… ( 9 )
- 第三节 双薄膜节流止推静压轴承的原理和结构…………… ( 21 )
- 第四节 双薄膜节流静压轴承的试验…………… ( 25 )
- 第五节 双薄膜节流静压轴承的设计…………… ( 29 )
- 第六节 双薄膜节流静压轴承的调整和注意事项…………… ( 45 )
- 第七节 小孔节流静压轴承的原理和计算…………… ( 48 )
- 第八节 滑阀反馈节流静压轴承的原理和计算…………… ( 56 )
- 第九节 空气静压轴承的原理和计算…………… ( 59 )
- 第十节 静压轴承在磨床砂轮架上的应用…………… ( 71 )

### 第二章 动压轴承

- 第一节 动压轴承获得液体润滑条件的分析…………… ( 80 )
- 第二节 短三块动压轴承的设计计算…………… ( 83 )
- 第三节 动压轴承的加工工艺…………… ( 94 )
- 第四节 动压轴承的装配工艺…………… ( 97 )
- 第五节 尼龙轴承的原理和制造…………… ( 102 )
- 第六节 动压轴承在磨床砂轮架和精密主轴上应用…………… ( 105 )

## 第二部分 滚动轴承

- 第一节 滚动轴承的分类和选择…………… ( 114 )
- 第二节 滚动轴承的安装和拆卸…………… ( 119 )
- 第三节 滚动轴承在磨床砂轮架和精密主轴上应用…………… ( 128 )

# 毛主席语录

人类总得不断地总结经验，有所发现，有所发明，有所创造，有所前进。停止的论点，悲观的论点，无所作为和骄傲自满的论点，都是错误的。

## 第一部分 滑动轴承

目前，磨床砂轮架主轴轴承可分为滑动轴承和滚动轴承两大类。滑动轴承比滚动轴承应用更为广泛，更为普遍，近几年来也有新的发展。滑动轴承的主要优点是：

1. 如果能保证得到液体磨擦时，就可消除磨损现象（如静压轴承）；
2. 因有减震性能，故防震性好；
3. 对于冲击载荷和骤加载荷的感应性小；
4. 容易制造。

滑动轴承也存在一定缺点，主要是：

1. 当速度或载荷改变时，如不加以调整，就不可能形成最好的油楔状态（除有些轴承能自动调整外）；
2. 主轴和轴承间须有一定的间隙，因而主轴中心要在这个间隙范围内发生不可避免的位移（当载荷或速度改变时主轴的位置也变更）；
3. 在起动和停止时产生半干磨擦（除静压轴承）；

滑动轴承根据其主轴和轴承形成油膜（气膜）的方法，大体可分为二种，一种靠油泵输入压力油（空气）使主轴浮起来不与主轴接触，称“静压轴承”，另一种依靠主轴旋转后形成油膜（气膜）称“动压轴承”，最近又出现一种结合静压和动压轴承优点的静动压轴承，但尚未得到普遍运用。



## 毛主席语录

我們不能走世界各国技术发展的老路，跟在別人后面一步一步地爬行。我們必須打破常規，尽量采用先进技术，在一个不太长的历史时期內，把我国建設成为一个社会主义的现代化的強国。

### 第一章 靜压軸承

靜压軸承是滑动軸承的一种新发展，就其使用介质不同，可分为液体靜压軸承和空气靜压軸承两种，液体靜压軸承特别是最近几年，在磨床上得到越来越广泛的应用，我們平时所说的靜压軸承或靜力軸承就是指的这种液体靜压軸承，它的承载油膜是依靠外界供给的一定压力的油液形成的，并且此种油膜具有非常强的刚性，它能满意地克服滚动軸承和动压軸承的缺点，而能满足各种高精度、大载荷及高速、低速各种速度范围的设备需要。如：应用于各种高精度机床设备及重型机械设备的需要。

靜压軸承具有很多优点，主要是：

1. 由于纯液体磨擦，因此起动功率非常小，往往能较轻松地用手旋转，磨擦系数仅为千分之一左右。

2. 由于金属之间不直接接触，因此軸承不会磨损，能长期保持精度，軸承的寿命相应地延长。

3. 由于油膜的形成不受运动速度的限制，因此它可在极低的速度下正常运行，并能克服爬行现象，又可在几万转以上的高速下正常运行，而具有良好的性能。

4. 由于軸与軸承之间有一层强度相当高的压力油，因为油膜具有良好的吸振性能，因此，軸承的抗振性良好，这就克服了滚动軸承对抗振性敏感的缺点，使机床的运动轨迹平稳。

5. 由于靜压軸承的承载能力决定于油泵压力和承载面积，因为油泵压力是可以在很大的范围内增高的，而軸承的尺寸也是没有上限的，因此在理论上讲，靜力軸承的承载能力可获得无穷大。

6. 由于起动功率较小，因此功率的消耗较小，机械效率高。

由于靜压軸承具有上述优点，美、苏、德、日等资本主义、社会帝国主义国家他们为了获得最大利润，对内加紧压榨，对外侵略扩张的需要，日益增多地采用在高速磨床、高精度磨床、强力切削磨床和大型磨床上。特别是近几年发展更为迅速。如美国 Bryant 公司线速为 80 米/秒的球軸承磨床，西德 Blohm 公司线速为 60 米/秒的 525 型平面磨床，西德 Waldrich 公司的轧辊磨床，日本丰田工机线速为 60 米/秒的 GOA16-75H 外圆磨床，西德 Wotan 公司 SH200 型 SH205/Z 型数字控制内圆磨床，美国某军火工厂加工深度为 3 米的大型深孔内圆磨床等砂轮架主轴均采用靜力軸承，以提高效率，提高加工精度。但是他们却把靜压技术吹得神乎其神，高不可攀，并故弄玄虚，由于其资本主义制度的腐朽性，不可能得到真正的

充分发展。

在我们国家里，在我们磨床行业里，在伟大领袖毛主席的“备战、备荒、为人民”战略方针和“鼓足干劲，力争上游，多快好省地建设社会主义”的总路线指引下，虽然静压轴承的研究时间很短，但发展极为迅速，尤其是无产阶级文化大革命以来，摧毁了叛徒、内奸、工贼刘少奇为首的资产阶级司令部，广大革命群众从一小撮走资本主义道路的当权派、资产阶级“专家”、“权威”手中夺回了技术大权，狠批了“洋奴哲学”、“爬行主义”、“专家治厂”等反革命修正主义黑货，激发了广大革命群众自力更生，发奋图强，敢想敢干，艰苦奋斗的革命精神，工人当了科研的主人，把科研工作和生产实践紧密结合起来，走理论与实践相结合的道路，走三结合的道路，使静力轴承得到了新的发展，日益增多地应用于磨床上，取得了显著成效。如在高精度无心磨床上使用双薄膜节流静压轴承后，磨削滚子使精度从原来的三级超差，能稳定达到二级甚至一级，吃刀深度从原来 0.02 毫米达到 0.29 毫米，效率大大提高。又如应用于 M120B 外圆磨床砂轮架（砂轮宽 60 毫米）对钢件作切入磨削，进刀速度为 6 毫米/分，不作无火花磨削，到尺寸立即退出砂轮，工件光洁度为  $\nabla\nabla\nabla_8$ ，椭圆度为 1—2  $\mu$ ，险峰机床厂在 M84100 轧辊磨床上采用静压轴承，静压导轨光洁度从原来  $\nabla\nabla\nabla_7$  提高到  $\nabla\nabla\nabla\nabla_{11}$ ，导轨在慢速（50 毫米/分）以下无爬行现象。上海机床厂 M82100 大型曲轴磨床上头架、尾架、砂轮架采用静压轴承，头尾架轴承可承载 8 吨重工件，轴心位移为 0.005~0.010 毫米，无火花磨削时间很短，磨削性能良好，上海机修总厂 YX645 重型齿轮铣床，采用双薄膜节流静压轴承，轴承承载达三十多吨，运转精度良好。

从上述可见：静压轴承较其它各种类型的轴承有非常多的优点，它能适用于各种高精度机床、大载荷的重型设备及国防设备上，它能满意地解决某些特殊的要求，因此，它对于发展国民经济和我国社会主义建设有着非常重大的意义。

## 第一节 液体静压轴承的基本原理和分类

液体静压轴承是以油液作为介质的静压轴承，俗称静力轴承。为了便于同志们了解静力轴承的原理，设计和制造。首先介绍一下滑动轴承的摩擦状态，油液的特性等基本知识然后介绍静力轴承的分类和基本原理：

### （一）滑动轴承的摩擦状态：

液体静压轴承是滑动轴承的一种，滑动轴承随着润滑的不同有三种摩擦状态：

1. 边界润滑：由于润滑剂分子具有极性，往往在摩擦面上，具有吸附的能力，形成一层薄薄的油膜起润滑作用。润滑油的这种吸附能力称作油性。其摩擦是受到下表面的滑动状况及润滑油的化学成份影响的，而润滑油的粘度大小，对摩擦性能影响很小或不发生影响。

2. 液体润滑状态：如图 1—1 所示。此时两个摩擦表面充满着油膜，即油膜的厚度大于两个摩擦面的几何不平度，其摩擦阻力完全由润滑油膜的粘度而产生，同时无固体表面的摩擦现象，静力轴承就是处于这种摩擦状态，因此摩擦阻力极小，而且轴承寿命就增长。

3. 混合润滑状态：如图 1—2 所示。此时，有

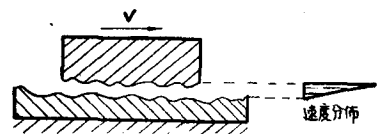


图 1—1 液体润滑状态

部分地方表现为金属接触，其润滑状态介于上述两者之间，动压轴承的起动时，就处于这种润滑状态，所以轴与轴瓦容易磨损。

(二)液体的若干性质:

液体具有如下特性:

1. 不可压缩性: 液体具有不可压缩性，任何时候流入某管道的流量，恒等于其流出的流量。

即:  $Q_{进} = Q_{出}$ ，称作流量连续方程。

2. 流体的阻力: 流体流经管道等处，由于摩擦或其他原因，使压力下降，称作流体的阻力。

3. 流体的粘性: 流体流动时，由于流体与固体壁的附着力及流体本身的内聚力作用，使流体各处的速度产生差异，即管壁处的流体速度为零，愈近中心速度愈大如图 1-3，实际上运动较快的流体层可以带动运动较慢的流体层，而运动较慢的流体层又阻滞运动较快的流体层，也就是说: 流体层之间产生了内摩擦力，这种性质称作粘度，一般用运动粘度  $\nu$  (厘米<sup>2</sup>/秒)和绝对粘度  $\mu$  (公斤·秒/厘米<sup>2</sup>)表示，

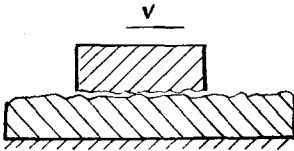


图 1-2 混合润滑状态

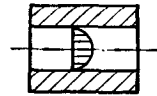


图 1-3 流体在直管内流动时速度分布图

而:  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$  (厘米<sup>2</sup>/秒)

式中:  $\rho$ ——密度(公斤·秒<sup>2</sup>/厘米<sup>4</sup>)。

4. 流量 Q: 单位时间内流过的流体数量，称作流量。流量有二种表示方法，即单位体积流量(公斤/秒)和重量流量(公斤/秒)，流体层流时的流量公式:

① 流经两个平行板时: 如图 1-4 所示。

$$Q = \frac{bh^3}{12\mu L} (P_1 - P_2) \text{ (厘米}^3\text{/秒)}$$

- 式中 Q——流量(厘米<sup>3</sup>/秒)  
 L——与流量流动方向平行的尺寸(厘米)  
 b——与流体流动方向垂直的尺寸(厘米)  
 $\mu$ ——绝对粘度(公斤·秒/厘米<sup>2</sup>)  
 $P_1 - P_2$ ——进出口压力差(公斤/厘米<sup>2</sup>)  
 h——间隙(厘米)

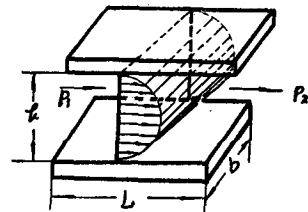


图 1-4 流体流经二个平行板流量计算图

② 流经圆环时: 如图 1-5 所示。

$$Q = \frac{\pi G_0^3}{6\mu \ln\left(\frac{D}{d}\right)} (P_1 - P_2) \text{ (厘米}^3\text{/秒)}$$

- 式中  $G_0$ ——间隙(厘米)  
 d——喷口直径(厘米)  
 D——节流圆环直径(厘米)

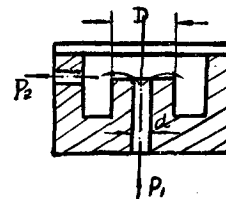


图 1-5 流体流经圆环流量计算图

5. 压力P: 流体的又一性质是具有压力, 即单位面积上这部分流体作用于那部分流体上的力。用P(公斤/厘米<sup>2</sup>)表示, 它可用绝对压力和相对压力两种方法表示, 在静力轴承及静力导轨中用相对压力来表示。

6. 流体的流态: 流体在流动时有二种状态:

① 层流: 流体在它的流动截面内, 有规则的流动。

② 紊流: 流体在它的流动截面内, 运动的轨迹是无规则的, 可用雷诺数来区分,

$$R_e = \frac{Vd}{\nu}$$

式中V——流速(厘米/秒)

d——水力半径(厘米)

$\nu$ ——运动粘度(厘米<sup>2</sup>/秒)

雷诺数有个临界值, 大于临界, 雷诺数的称作紊流小于临界雷诺数的称作层流。

(三)静压轴承的种类:

随着对静力轴承的应用和试验的逐渐深入, 目前已出现各种不同类型的静力轴承, 大体上有下列几类:

① 按流体的性质不同可分为: 液体润滑静力轴承和空气润滑静力轴承两大类; 一般而言: 液体润滑静力轴承具有较高的刚性, 而空气润滑静力轴承在承载能力上较差, 但在高速时的摩擦阻力较小。

② 按承受载荷的形式不同可分为: 径向静力轴承和轴向止推静力轴承。

③ 按供油形式不同可分为: 定量节流和定压节流两大类。定量节流, 是每一油腔用定量泵或用一只定量阀如图1-6(a)。其承载压差是依靠改变轴承油腔的液压阻尼来实现的。定压节流, 是使用一只共用泵, 通入每一油腔的油液预先经过节流。

节流器有多种不同形式常见的为可变节流和固定节流二种。

可变节流的节流器的液体阻尼, 随着外界载荷的变化而变化, 而使轴承的油腔压力产生变化, 在这种情况下, 能使轴在承受外载时产生较小的位移, 即可能达到无穷大的刚性。属于此类的常见有双薄膜节流图1-6(b)和滑阀节流图1-6(c)等。固定节流的节流器的液体阻尼, 不随着外界载荷的变化而变化, 而轴承油腔的压力变化, 完全由轴的位移变化来达到的, 因此轴的位移一般较大。属于此类的常见的有小孔节流图1-6(d)和毛细管节流图1-6(e)等。

④ 按油腔的形式可分为: 轴流式和四周流油式。轴流式油腔, 如图1-7(a)所示, 此种油腔不设有径向的回油槽, 因此当轴不受外力时, 油液无径向流动, 此种形式的油腔流量小, 但当轴受载时会产生油液的径向流动, 使承载能力降低。

四周流油式油腔, 如图1-7(b)所示, 此种油腔设有径向回油槽, 回油能从油腔的径向和轴向流出, 但此轴承所需的流量大, 其承载时, 由于各油腔的油流互不相通, 因此, 轴承的承载能力高。

目前静力轴承一般采用四周流油式轴承油腔, 以获得高的刚性和大的承载能力, 而在节流形式上采用用固定节流的较多。

我厂自1958年起开始试验固定节流静力轴承, 目前主要试用双薄膜节流式。

(四)液体静压轴承的原理:



液体静压轴承或称静力轴承，在结构上往往开有几个对称分布的压力区（一般为成双的，常见为4个）以承受二个方向的载荷，俗称为油腔，如图1—8所示，每个油腔四周围有适当宽度的节流边，各油腔内都通入经过过滤和节流的压力油，油腔之间用回油槽互相分隔开。油液流经轴与轴承间的间隙后，排出油腔与外界大气相通，压力降为零，回入油池。

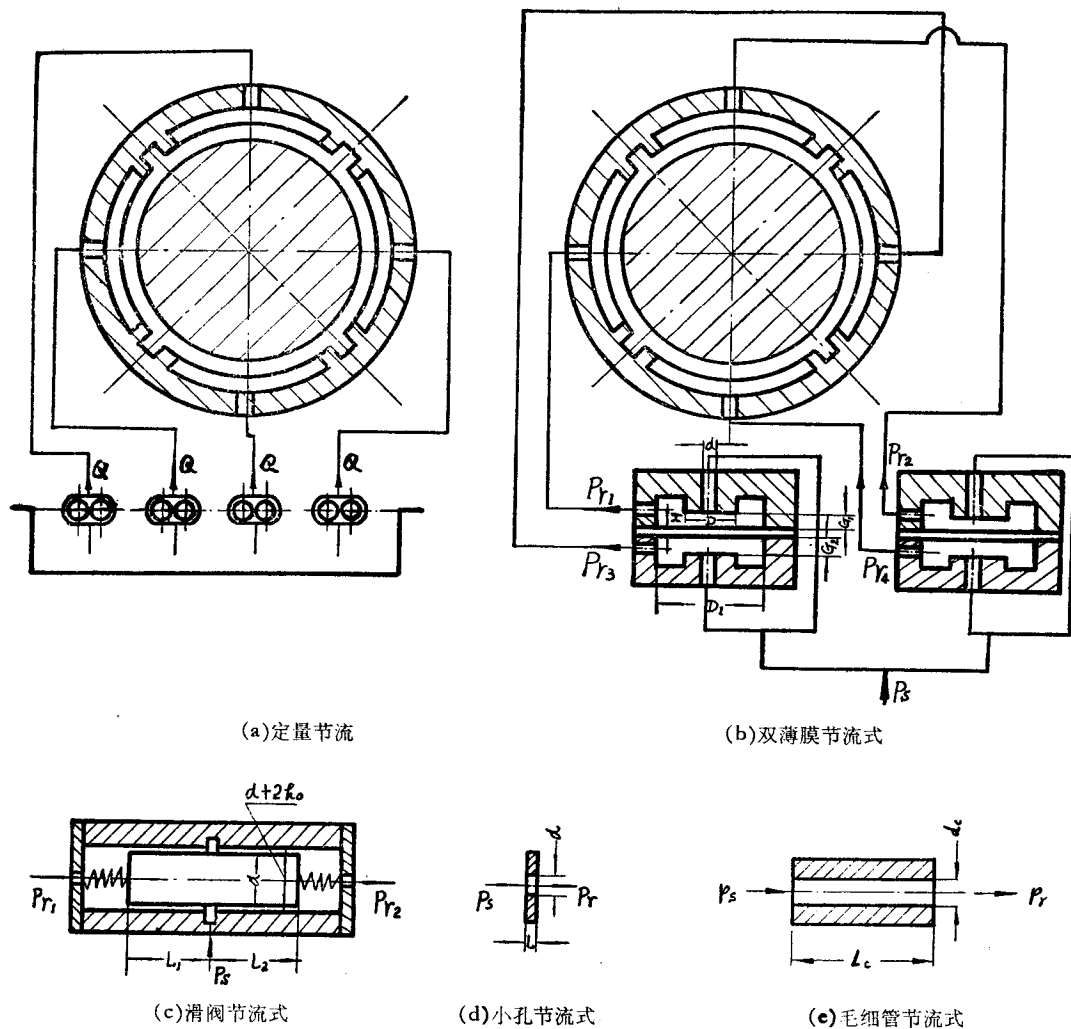


图 1—6 几种常用的节流器原理图

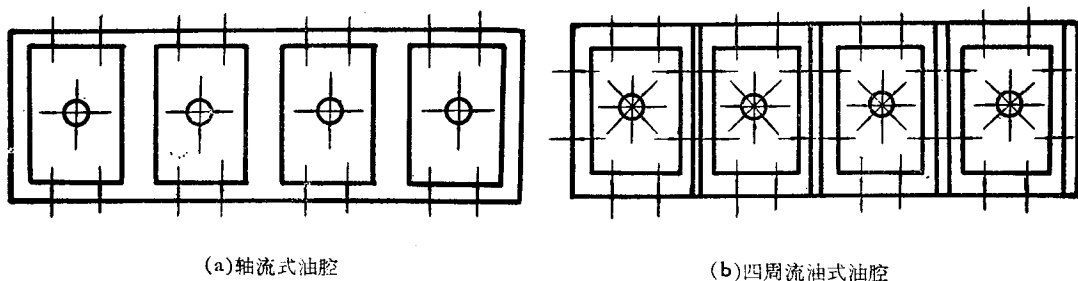


图 1—7 静力轴承的油腔形式原理图

相对  $180^\circ$  的两个对称油腔如图1—8中的油腔1和3及油腔2和4。当轴承承受外载荷时(图1—8中的 $W$ )就会产生压力差,以平衡外载荷,同时又不允许轴有较大的轴心位移,这就需要各油腔的压力(图1—8中的 $P_r$ )随着外载荷的变动而变动,也就是要求通入油腔的油压随着外力的变动而变动,由于在静力轴承系统中,往往各个油腔共用一个油泵,在这种情况下,油泵的压力是由溢流阀调整的,也就是泵压在轴承外载荷变动时,仍然保持某一常数(图1—8中的 $P_s$ )。

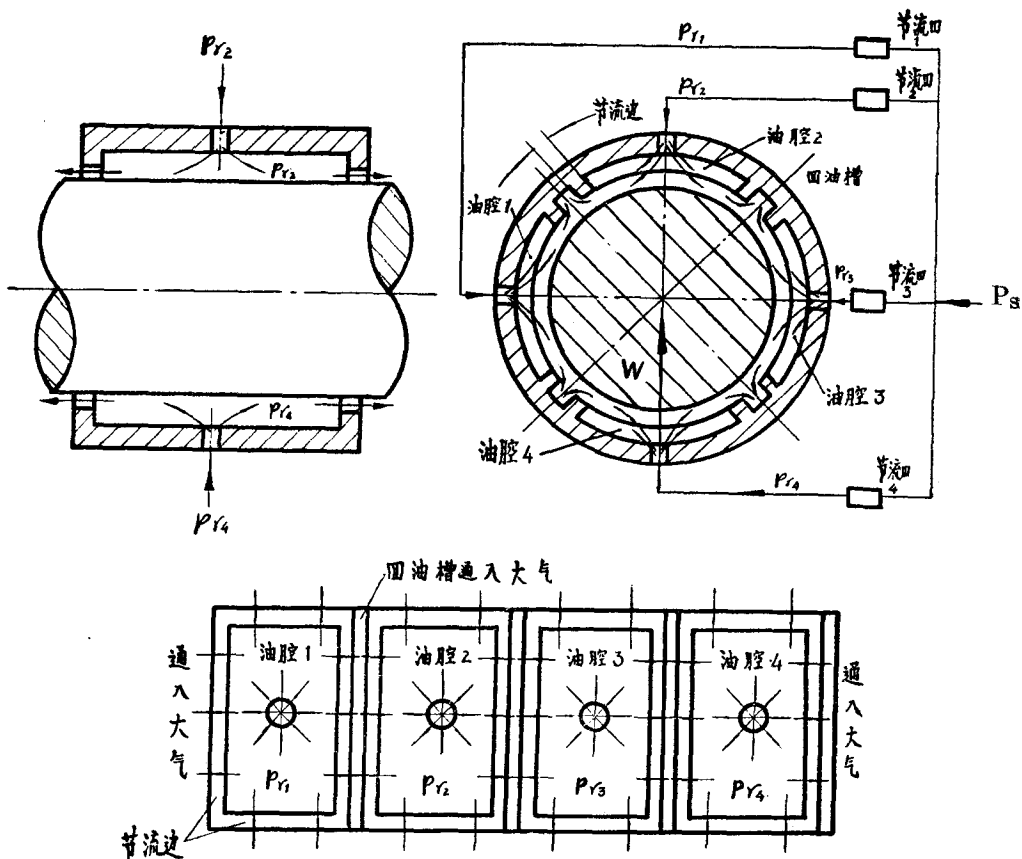


图1—8 静力轴承基本原理图

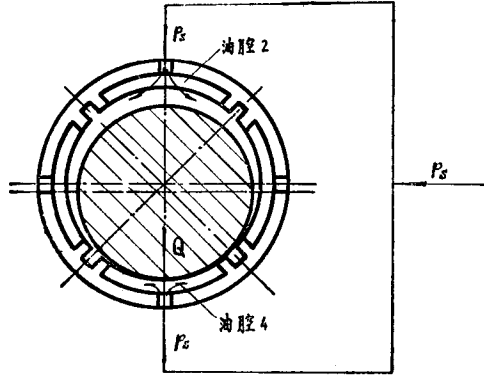
为使在固定的油泵压力下在各个油腔产生不同的压力,这就需要通入油腔的油液预先经过节流。

现以上下两个油腔(图1—9中的油腔2和油腔4)为例来说明节流器的调压作用。

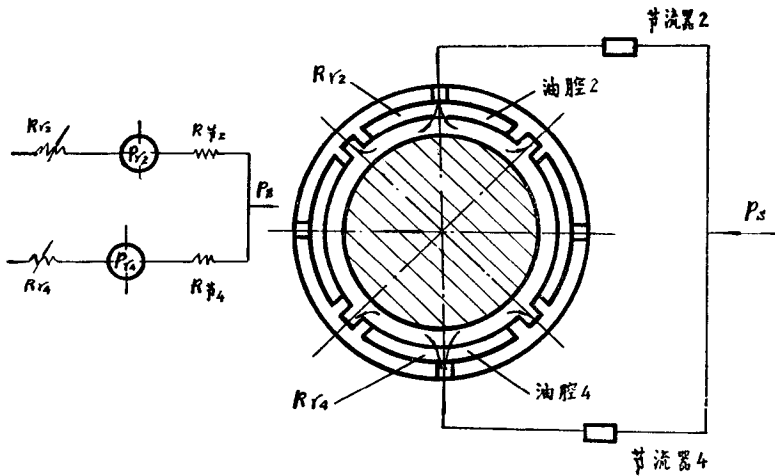
图1—9(a)为静力轴承供油系统中不设置节流器的情况。此时上下两个油腔的压力都等于泵压 $P_s$ 。

因为轴具有自重 $Q$ ,因此轴被支承在轴承的下油腔(图中油腔4),而在上油腔轴与轴承有较大的间隙 $2h_0$ ,所以液体阻力较小。

由力学知:要使轴被浮起,必须使下腔的压力大于上腔的压力,以平衡轴的自重,但由于此时上下两个油腔的压力相等,因此无法平衡轴的自重 $Q$ ,而油液却从阻力小的一边(上油腔2的间隙中)向外流出,通入大气压。由此可知:如不设置节流器,各个油腔的油压无法产生压力差,轴就不能被抬起。

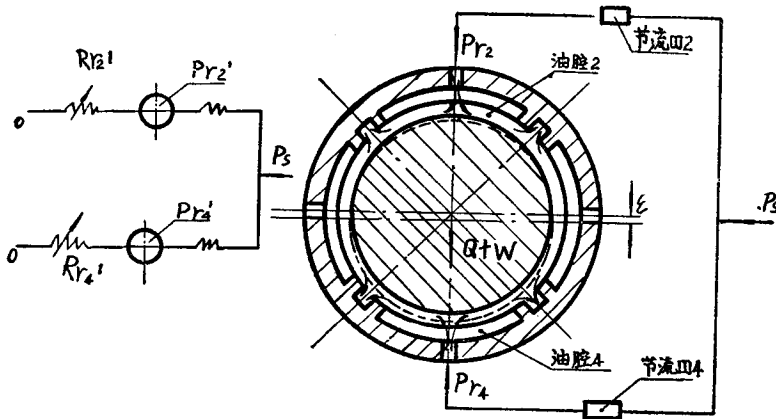


(a)不设置节流器



当量简化原理图

(b)设置节流器后轴能被浮起



当量简化原理图

(c)设置节流器后承受外载荷时的情况

图 1-9 节流器的调压原理图

图1-9(b)为在静力轴承系统中设置节流器后的情况。当油泵打出的油经过节流器后，由于节流器的节流作用，使流过节流器的油液压力降低(图中的  $P_r$ )。设上、下油腔的压力各为： $P_{r_1}$  和  $P_{r_2}$ ，当油液从油腔向外排出后，压力即降为零与外界大气相通。

可见：油泵输出的高压油  $P_s$ ，经过节流器和轴承间隙后压力降为零。可利用图 1-9(b) 计算简化原理图来说明。

设：节流器 2 与 4 的液流阻力分别为： $R_{\text{节}_2}$  和  $R_{\text{节}_4}$ ，并且： $R_{\text{节}_2} = R_{\text{节}_4} = R_{\text{节}}$  (即设为固定阻尼时)。轴承油腔 2 与 4 的液流阻力分别为  $R_{r_2}$  和  $R_{r_4}$ 。

则根据全电流欧姆定律得到油腔 2 和油腔 4 的压力分别为：

$$\text{油腔 2: } P_{r_2} = P_s \frac{R_{r_2}}{R_{r_2} + R_{\text{节}_2}} = \frac{P_s R_{r_2}}{R_{r_2} + R_{\text{节}_2}}$$

$$\text{油腔 4: } P_{r_4} = P_s \frac{R_{r_4}}{R_{r_4} + R_{\text{节}_4}} = \frac{P_s R_{r_4}}{R_{r_4} + R_{\text{节}_4}}$$

由于当轴未浮起时，如图 1-9(a) 所示，油腔 2 与轴有较大的间隙，因此，液流阻力  $R_{r_2}$  很小，而油腔 4 则与轴没有间隙， $R_{r_4}$  很大，这样， $P_{r_4} > P_{r_2}$ 。

当满足  $P_{r_4} = P_{r_2} + \frac{Q}{F_0}$  时，轴即被浮到一个平衡位置。

式中： $F_0$  为轴承油腔的有效承载面积，在一般的情况下，由于轴的自重较小，此时可近似看作  $P_{r_4} \approx P_{r_2}$ 。

即： $R_{r_2} \approx R_{r_4}$ ，也就是上下间隙基本相等，即  $h_4 \approx h_2$ ，轴被浮在中间位置。

图1-9(c)为当静力轴承被浮起后承受外载荷的情况。当轴上受到如图中所示的外载  $W$  时，轴产生一个向下的位移，此时下油腔的油液受压缩，节流阻力增大，而上油腔的油液阻力却随之减小。

这样从上述可知：下油腔的油压  $P_{r_2}$  将随之增大，而上油腔的油压  $P_{r_1}$  将随之减小，当满足： $P_{r_2}' = P_{r_1}' + \frac{W}{F_0}$  时，轴便处于平衡状态(如上述忽略  $Q$  不计)，设此时轴产生一个向下的位移为  $\varepsilon$ 。

如果要使轴承有足够好的性能，必须满足在承受较大的外力时产生较小的轴心位移。

由上述可见：为使共用油泵的静力轴承具有承受外载荷的能力，在液压系统中必须装置节流器。

## 第二节 双薄膜节流静压轴承的原理

### (一)基本原理：

现以轴承的上下两腔为例来说明其工作原理，见图 1—10 所示。

研究静力轴承的原理是建立在下列假设基础上的：

1. 假设油不会从一个油腔，流入另一个油腔。
2. 假设在油腔内各处的油压是一定的，而从油腔向外部流动时，油液是当作无限宽平行板的粘性流动，其流态为层流状态。且沿节流边向外的油压是直线分布的。而且其流量可用流体力学有关公式计算。

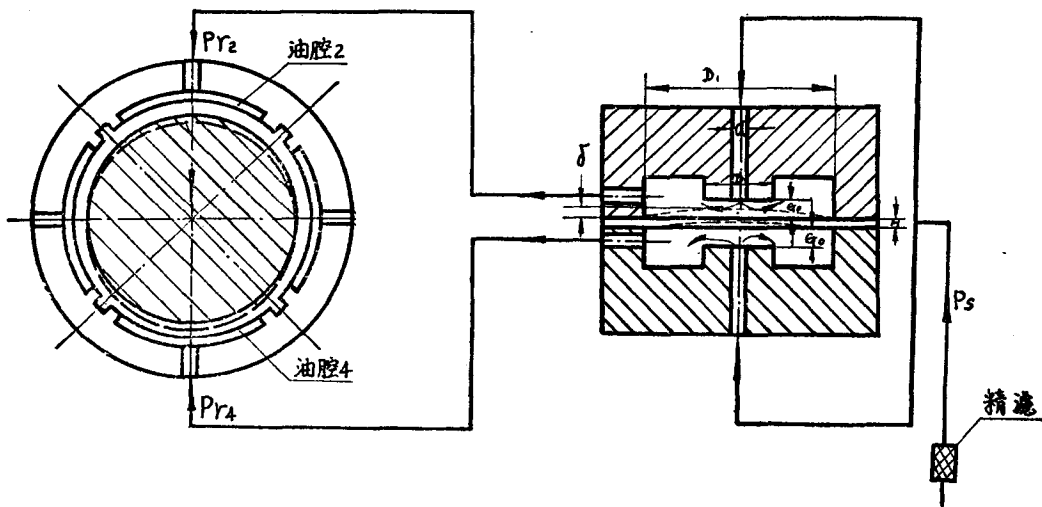


图 1—10 双薄膜节流静力轴承原理图

轴承油腔各条节流边油量：
$$Q = \frac{bh^3}{12\mu L} \cdot \Delta P$$

薄膜节流器：
$$Q = \frac{\pi G_0^3}{6\mu \ln\left(\frac{D}{d}\right)} \cdot \Delta P$$

3. 油是不可压缩的，符合液体流动的连续方程。
4. 不计油的惯性，不计管道阻尼，非线性因素全部线性化。
5. 油泵供油压力在轴工作时恒定不变。
6. 轴不旋转，只考虑其静止状态。

在上述基础上对轴承的承载能力及各参数进行定性的研究。

图 1—10 中，从油泵打出的经过过滤的压力为  $P_s$  的压力油，流入双薄膜节流器，而此节流器的节流作用是依靠尺寸为  $(D-d)$  的圆环和厚度为  $H$  的薄膜之间的隙缝来实现的。

由于薄膜具有弹性，当作用于其两面的力不相等时，就会产生变形，这样节流器的两面的间隙也就随之变动，使节流阻力也随之产生变动，因此称作可变节流，经过节流后，油液的压力降为  $P_{r_2}$  和  $P_{r_4}$ ，分别进入轴承的上油腔 2 和下油腔 4，而进入轴承结构上互相对称的油腔的油液则是由经过同一薄膜两面节流的油液。

进入轴承油腔的油液，从轴与轴承所组成的间隙向外排出后，即与外界大气相通，压力降为零。

因此油泵打出的高压油  $P_s$  经过二次节流后，压力降为零，而当轴承受外载后，由于节流阻力的变化，产生承载的压力差，以平衡外载，使轴心不致移动，其过程及原理如下：

1. 当轴上不受外载荷时：

当轴上不受外载荷时，如不计算轴的自重，轴被压力油顶在与轴承中心线相重合的位置，如以轴承的上下两个对称的油腔（图 1—10 中油腔 2 和 4）为例，如以无载时，各个符号脚注以“0”来表示，并在各个参数中如脚注“r”则表示油腔，如脚注“g”则表示节流器。

①轴承的间隙：由于处于平衡状态，因此上下两个油腔的间隙应相等，即：

$$h_{2_0} = h_{4_0} = h_0$$

②节流器的间隙：很明显，由于轴本身的自重不计，因此可以认为两侧节流间隙相等，  
即： $G_{2_0} = G_{4_0} = G_0$

③轴承油腔压力：由于上下两个油腔无压差，因此，

$$P_{r_{2_0}} = P_{r_{4_0}} = P_r$$

④节流器压力降：由于  $P_G = P_s - P_r$  因此  $P_{G_{2_0}} = P_{G_{4_0}} = P_G$ ，即节流器的节流损失相等。

⑤节流阻力：因为上下油腔无压差，所以节流器产生的节流阻力也相同。

⑥流量：由于轴处于平衡状态，又由于上下两个油腔不产生压力差，因此两个油腔的流量应相等：

$$Q_{r_{2_0}} = Q_{r_{4_0}} = Q_r = \frac{h_0^3 \cdot b_{\Sigma}}{12\mu L} \cdot P_r$$

式中： $b_{\Sigma}$ 为与流体流动方向垂直的总长度其计算方法见下节。

同样对于节流器：

$$Q_{G_{2_0}} = Q_{G_{4_0}} = Q_G = \frac{\pi G_0^3}{6\mu \ln \frac{D}{d}} \cdot (P_s - P_r)$$

并且由流量连续方程可得：

$$Q_r = Q_G$$

可见当轴上未受外载荷时，各个相应的参数均应相等，轴处于平衡状态。

2. 当轴上受到外载荷时：

当轴上受有如图 1—10 所示的外载荷  $W$  时，轴即有下沉的趋势，设产生一个位移量为  $\varepsilon$ ，这时，轴承上下两个油腔的间隙各自增减一个  $\varepsilon \cos \phi$  值，并且在圆周方向处的间隙是不相等的。

即：上油腔： $h_2(\phi) = h_0 + \varepsilon \cos \phi$

下油腔： $h_4(\phi) = h_0 - \varepsilon \cos \phi$

可知：上油腔节流阻力将减小，下油腔节流阻力将增大，并且在油腔的各处流量是不相同的。

由力学知：如果要使轴能保持某一平衡位置，必须满足：

$$P_{r_4} - P_{r_2} = \frac{W}{F_0} \dots \dots \dots (2-1)$$

式中： $F_0$ 为轴承油腔的有效承载面积其计算方法见下节。也就是说：上下两个油腔必须产生压力差：

$$\Delta P = P_{r_4} - P_{r_2} = \frac{W}{F_0}$$

在此压差的作用下，使薄膜两面受力不平衡，由于薄膜具有弹性，因此，薄膜会产生一个向上的凸起量，并且在节流器半径方向上各处变形值不等，设为  $\delta_{(r)}$

这样，使薄膜两面的节流间隙也产生变化，

上面部分间隙减小为  $G_2 = G_0 - \delta_{(r)}$

下面部分间隙增大为  $G_4 = G_0 + \delta_{(r)}$

这使节流器上面部分节流阻力增大，而下面部分节流阻力减小。

由于：

$$P_s = P_r + P_G \dots \dots \dots (2-2)$$



而  $P_s = \text{常数}$

这样有利于减小轴承上油腔压力，

有利于增大轴承下油腔压力。

其结果是使轴承上下二腔的压力差  $\Delta P$  进一步增大。

由力学平衡可知：

由于薄膜产生变形起了补偿外载荷的作用，使轴能有回到平衡位置的趋势，称作反馈。

并且随着反馈能力的不同双薄膜节流器具有三种不同的刚性状态：

①正刚性：轴的位移和外力的方向相同。

②无穷大刚性：在外力作用下轴不产生位移。

③负刚性：轴的位移和外力方向相反。

由于负刚性是一种不稳定状态因此不宜采用。

(二)双薄膜节流静力轴承参数理论分析：

在工人阶级领导下，上海机床厂轴承试验组，对双薄膜节流静力轴承的参数进行数学分析，初步建立了刚性方程，二年多的试验证实理论方程基本符合实际。但限于水平，谬误之处难免，恳切希望兄弟厂给予批评指正。

其有关参数计算方法如下：

(1)轴承油腔的压力：

$$\text{上油腔(油腔 2) } P_{r_2} = P_s - P_{G_2} \dots \dots \dots (2-3)$$

$$\text{下油腔(油腔 4) } P_{r_4} = P_s - P_{G_4} \dots \dots \dots (2-4)$$

(2)通过轴承间隙的流量：

根据前述假设 2，油腔里的油液，沿油腔节流边向外溢出时，油液的压力分布如图 1—11 所示：

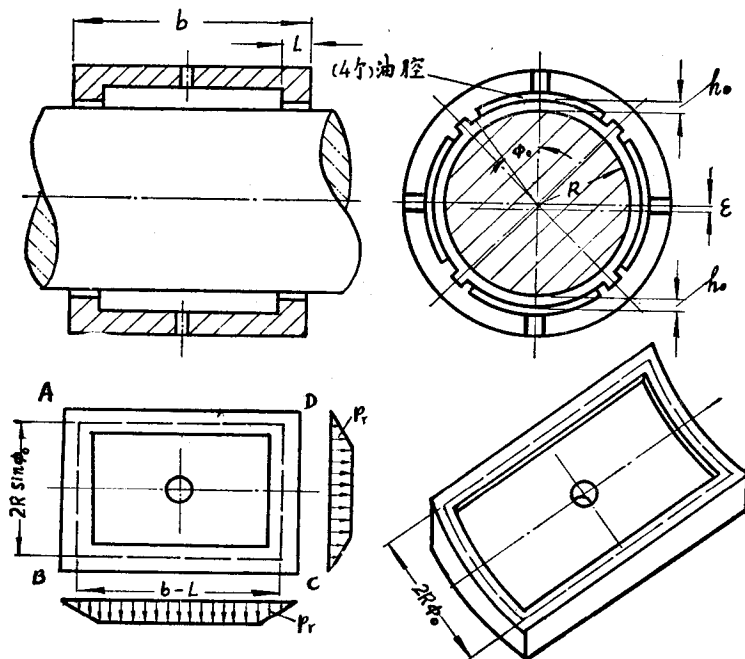


图 1—11 静力轴承结构简图

因此可近似地认为：各条节流边中心线所组成的矩形周长为有效周长，

即：
$$b_{\Sigma} = 2(2R\phi_0 + b - L) \dots\dots\dots (2-5)$$

①当轴承不受外载时：

由上述知：

$$Q_r = \frac{b_{\Sigma} h_0^3}{12\mu L} \cdot P_r$$

得：
$$Q_r = \frac{(b-L) + 2R\phi_0}{6\mu L} \cdot h_0^3 \cdot P_r \dots\dots\dots (2-6)$$

②当轴承受有外载荷时W作用时：

由于轴心在W的作用下，向下移动一个  $\varepsilon$  的位移，因此，油腔和轴之间的间隙值在圆周方向有不同的值。

由上述知：可以表示为：

上油腔：
$$h_2(\phi) = h_0 + \varepsilon \cos\phi \dots\dots\dots (2-7)$$

下油腔：
$$h_4(\phi) = h_0 - \varepsilon \cos\phi \dots\dots\dots (2-8)$$

这样就造成了油腔各处的流量不一致，因此流量的计算就不象无载荷那样容易了，而需要将各段的流量计算后再相加。

在矩形环两侧：

由于角度都为  $\phi$ 。因此由无限长平行板间的流量计算公式为：

对于油腔 2：
$$Q_{\text{矩}2} = \frac{2(b-L)}{12\mu L} (h_0 + \varepsilon \cos\phi_0)^3 P_r \dots\dots\dots (2-9)$$

对于油腔 4：
$$Q_{\text{矩}4} = \frac{2(b-L)}{12\mu L} (h_0 - \varepsilon \cos\phi_0)^3 P_r \dots\dots\dots (2-10)$$

端面圆周方向的流量：

如略去  $\varepsilon$  的高次项可以近似地认为：

对油腔 2：
$$Q_{\text{圆}2} \approx \frac{4P_r \cdot R}{12\mu L} [h_0^3 + 3h_0^2 \varepsilon \sin\phi_0] \dots\dots\dots (2-11)$$

对油腔 4：
$$Q_{\text{圆}4} \approx \frac{4P_r \cdot R}{12\mu L} [h_0^3 - 3h_0^2 \varepsilon \sin\phi_0] \dots\dots\dots (2-12)$$

因此承载后上下油腔的流量可以近似地认为：

$$Q_2 = \frac{P_r}{6\mu L} \{ [(b-L) + 2R\phi_0] h_0^3 + 3h_0^2 [(b-L)\cos\phi_0 + 2R\sin\phi_0] \cdot \varepsilon \} \dots\dots (2-13)$$

$$Q_4 = \frac{P_r}{6\mu L} \{ [(b-L) + 2R\phi_0] h_0^3 - 3h_0^2 [(b-L)\cos\phi_0 + 2R\sin\phi_0] \cdot \varepsilon \} \dots\dots (2-14)$$

(3)通过节流器的流量：

当轴不受外载荷时，由于各点间隙相等，按平行圆盘的流量公式：

$$Q_{G_0} = \frac{\pi G_0^3}{6\mu \ln(D/d)} \cdot (P_s - P_r) \dots\dots\dots (2-15)$$

当轴上受有载荷时，由于薄膜产生变形，并且沿节流器的半径方向各点的变形量是不同的，即： $f(r)$

因此在半径  $r$  处圆环的流量为：

$$Q_{(r)} = \frac{\pi(P_s - P_r)}{6\mu} \cdot \frac{1}{\int_{r_0}^r \frac{dr}{rG^3}} \dots\dots\dots (2-16)$$

对于油腔 2:

$$Q_2 = \frac{\pi}{6\mu} \cdot \frac{P_s - P_{r_2}}{\int_{r_0}^R \frac{dr}{r(G_0 - \delta)^3}} \dots\dots\dots (2-17)$$

对于油腔 4:

$$Q_4 = \frac{\pi}{6\mu} \cdot \frac{P_s - P_{r_4}}{\int_{r_0}^R \frac{dr}{r(G_0 + \delta)^3}} \dots\dots\dots (2-18)$$

由于在上面二式中,  $\delta = f(r)$  是一个变量, 因此求介非常复杂, 为避免复杂的计算近似地取  $\delta$  的平均值, 设此值为  $\delta_0$ , 此时把  $\delta_0$  视作常数得

$$\begin{aligned} \int_{r_0}^R \frac{dr}{r(G_0 \pm \delta_0)^3} &= \frac{1}{(G_0 \pm \delta_0)^3} \cdot \ln\left(\frac{R}{r}\right) \\ &= \frac{1}{(G_0 \pm \delta_0)^3} \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right) \dots\dots\dots (2-19) \end{aligned}$$

因此油腔 2 的流量:

$$Q_2 = \frac{\pi(G_0 - \delta_0)^3}{6\mu \ln(D/d)} \cdot (P_s - P_{r_2}) \dots\dots\dots (2-20)$$

油腔 4 的流量:

$$Q_4 = \frac{\pi(G_0 + \delta_0)^3}{6\mu \ln(D/d)} \cdot (P_s - P_{r_4}) \dots\dots\dots (2-21)$$

而式中  $\delta_0$  的计算可近似地按弹性理论有关公式进行:

先将薄膜的压差图简化成图 1-12(c) 所示的图形, 可以近似地用薄膜上 b 点的变形当作平均变形。在图 1-12(e) 所示力作用下薄膜平均变形量为:

$$\delta_0 = \frac{(R_1^2 - r_b^2)^2}{64} \cdot \frac{P_{r_4} - P_{r_2}}{EH^3} \dots\dots\dots (2-22)$$

$$\frac{1}{12(1-\nu^2)}$$

式中: H —— 薄膜厚度(厘米)

E —— 材料的弹性模量(公斤/厘米<sup>2</sup>)

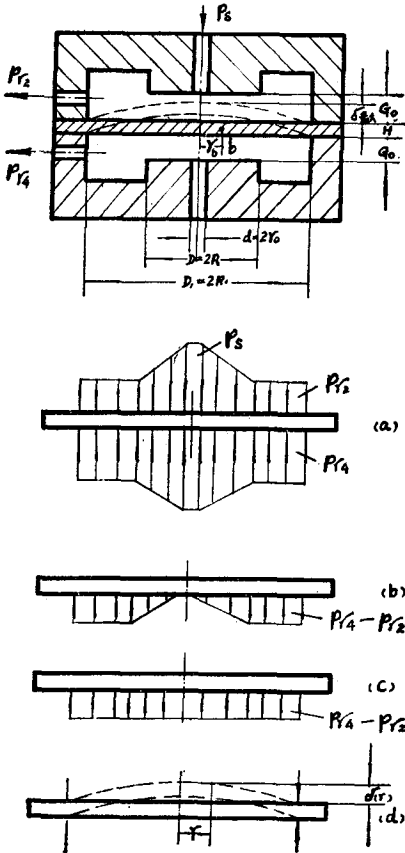
$\nu$  —— 材料的泊桑比(薄膜形变后  $\frac{\phi}{L}$  之比)

如令:  $\delta_0 = K \cdot \Delta P \dots\dots\dots (2-23)$

式中: K 为薄膜的变形系数(厘米<sup>3</sup>/公斤)

$$K = \frac{(R_1^2 - r_b^2)^2}{64} / \frac{EH^3}{12(1-\nu^2)} \dots\dots\dots (2-24)$$

可得:  $\delta_0 = \frac{KW}{F} \dots\dots\dots (2-25)$



注 (a)压力图, (b)压差图, (c)简化压差图, (d)薄膜变形图

图 1-12 薄膜变形计算图