

# 内部节流静压、动静压支承中节流腔 新结构及其不同布置时的支承性能

夏恒青

(机械系)

**提 要:** 本文提出了一种用于内部节流支承的节流腔新结构, 给出了它在不同布置时支承的承载能力与刚度的简化公式并分析了主要参数对支承性能的影响, 指出这种结构可明显地改善内部节流支承的性能, 具有推广使用价值。

**关键词:** 内部节流 静压支承 动静压支承

## 1 问题的提出

内部反馈节流静压支承的主要优点有油膜刚度高、不易填塞、故障率低、无需设置外部节流器及节流比一般不受轴承间隙影响等。公认的缺点是轴承长度和主轴悬伸量大及摩擦功耗高等。分析这些缺点, 其原因都来源于传统的结构设计中把敏感油腔〔1〕(本文称为节流腔)设计得过长过宽, 无论是全包式、双排进油式还是单排进油式(图1a, b, c), 其周向

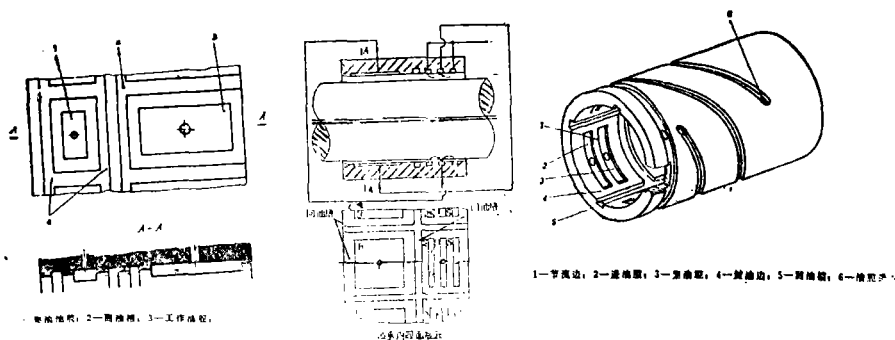


图1 a全包式 b双排进油式 c单排进油式

尺寸都等于工作油腔的宽度, 轴向尺寸占用了很大的长度, 一般约为工作油腔长度的 $1/3$ 至 $1/2$ , 用作悬臂梁支承(如主轴轴承等)时, 主轴的悬伸距离比用外部节流的静压轴承、动静压轴承作支承多出一个节流腔长度, 使主轴刚度下降, 在一定程度上抵销了内部节流支承刚度高的好处, 而内部节流轴承比外部节流轴承加工复杂, 故一些设计者不愿采用, 致使这一性能优越的支承未获广泛使用。P·J·Geary曾设计出一种新结构, 将节流腔设置在轴承的圆

收到日期: 1989.05.17

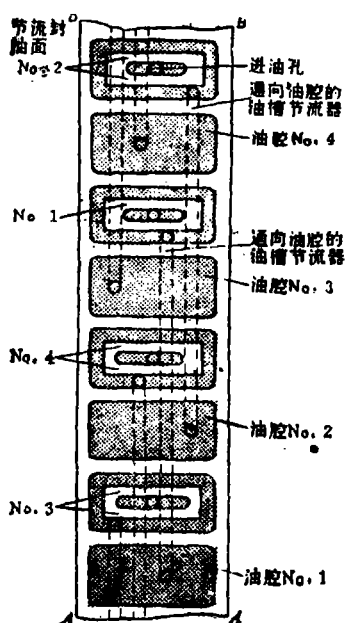


图 2

周方向以减小轴承长度, (图2)这虽然在长度尺寸方面有所改善,但节流腔却设计得和工作油腔一样长,实际上加大了主轴直径,在转速不变的情况下必然增加支承的摩擦功耗。当速度很高及不允许增加轴径时,将迫使设计者减小工作油腔的宽度,从而降低工作油腔的有效面积和承载能力及油

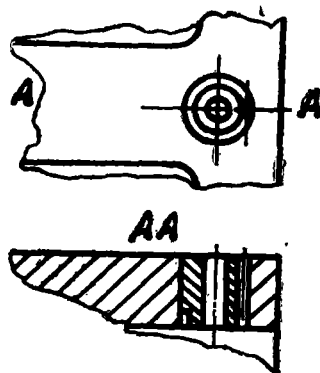


图 3

膜刚度,故需要探索能保留内部节流支承主要优点并能避免其缺点的新结构。

由于油垫的有效面积等于工作油腔的有效面积与节流腔有效面积之差,故压缩节流腔尺寸成为提高支承承载能力、油腔刚度并减小主轴悬伸长度的关键。笔者曾设计并探讨了一种圆台式节流腔(图3),这种结构的节流性能完全等同于全包式节流腔,节流性能优越,很容易作成装配式结构,工艺性良好。设计节流腔时,如果取节流间隙 $h_{10}$ 等于 $h_0$ 则其液阻主要取决于圆台外径与孔径之比,适当减小孔径即可相应的减小圆台的外径尺寸,以致将圆台节流腔设置在工作油腔的封油面上而无需另外占用支承长度,这就实际上免去了传统结构中节流腔所占用的长度,而使主轴的悬伸距离和外节流支承时完全相同,由于节流腔尺寸很小,其有效面积可以忽略不计,这样内部节流的各缺点都可以避免,其优点得以充分发挥,油垫的有效面积也因节流腔有效面积的缩小而相应增加,支承的承载能力和油膜刚度也相应增大。

## 2 节流腔不同布置时支承的性能

设支承中工作油腔1及节流腔2的布置如图4,经一维简化后推导出内部节流静压支承的承载能力和油膜刚度的简化公式如下:

承载能力

$$W = P_s D (L - a) \sin \theta \sum_{i=0}^{n-1} \frac{\cos(\frac{2\pi}{n}i + \varphi_0)}{1 + \frac{1-\beta}{\beta} (1 - \epsilon \frac{E}{F})^2} \quad (1)$$

支承的无量纲承载能力

$$\bar{W} = \frac{W}{P_s D (L - a)} = \sin \theta \sum_{i=0}^{n-1} \frac{\cos(\frac{2\pi}{n}i + \varphi_0)}{1 + \frac{1-\beta}{\beta} (1 - \epsilon \frac{E}{F})^2} \quad (2)$$

支承的油膜刚度 $J$ 为

$$J = \frac{dW}{de} = \frac{P_s D (L-a)}{h_0} \frac{d\bar{W}}{d\varepsilon} = \frac{P_s D (L-a)}{h_0} \cdot \bar{J} \quad (3)$$

$$\bar{J} = \frac{\frac{3(1-\beta)}{\beta} (1 - \varepsilon \frac{E}{F})^2 k E \cos(\frac{2\pi}{n}i + \varphi_0)}{[1 + \frac{1-\beta}{\beta} (1 - \varepsilon \frac{E}{F})^3]^2} \quad (4)$$

式中 $k = h_{j0}/h_0$ ,  $h_{j0}$ 为节流腔的设计间隙,  $h_0$ 为工作油腔的设计间隙。

$$E = k\phi \cos(\frac{2\pi}{n}i + \varphi_0) - \phi_j \cos(\frac{2\pi}{n}i + \varphi_0 + \gamma)$$

$$F = k - \varepsilon \phi_j \cos(\frac{2\pi}{n}i + \varphi_0 + \gamma)$$

$$\phi = \frac{\frac{\sin\theta}{\theta} + \gamma \cos\theta}{1 + \gamma}$$

$$\gamma = \frac{q_{周}}{q_{轴}} = \frac{(L-a)a}{Db}$$

用于圆柱面上油垫有轴向包油槽时, 无轴向

包油槽时 $\gamma$ 为零

通常, 外载荷正对油垫中心,  $\varphi_0 = 0$ , 小尺寸圆台节流 $\phi_j \approx 1$ , 则:

$$E = k\phi \cos(\frac{2\pi}{n}i) - \cos \frac{2\pi}{n}i \cos \gamma$$

$$= (k\phi \pm 1) \cos(\frac{2\pi}{n}i)$$

$$F = k \pm \varepsilon \cos(\frac{2\pi}{n}i)$$

式中加号用于 $\gamma = \pi$  (负反馈) 时, 而减号用于 $\gamma = 0$  (正反馈) 时。

节流腔与工作油腔之间夹角 $\gamma$ 可以是任意值,

但为了设计与制造上的方便, 在静压支承设计中

通常取 $\gamma = \pi$  的负反馈情况, 此时, 在小偏心率 ( $\varepsilon \leq 0.2$ ) 下, 静压支承的承载能力与油膜刚度均较高 (如图5), 一般比相同尺寸的毛细管节流支承高出一倍, 需要特别注意的是油膜刚度随偏心率的增加下降很快, 因此, 不适于大偏心下工作。

$\gamma = \frac{\pi}{2}$ , 即将节流腔布置在工作油腔的侧面与工作油腔呈垂线的方位上, 从公式中看近

似于毛细管节流的情况, 但由于轴径的侧向位移能改变节流间隙, 使节流参数成为非固定

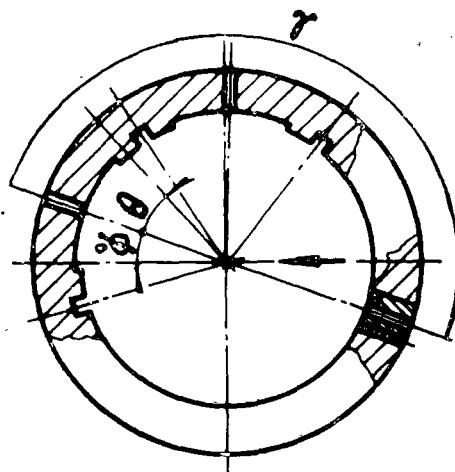


图4

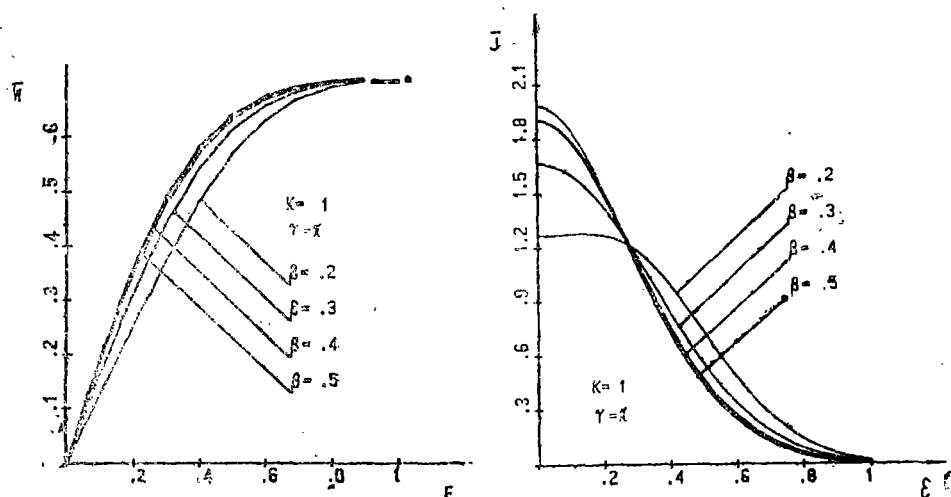


图5

值, 情况变得复杂, 故采用此种布置时应当慎重。

$\gamma=0$ , 即节流腔与工作油腔在同一方位, 在小偏心中, 支承的承载能力及刚度都比负反馈 ( $\gamma=\pi$ ) 时低很多 (图6), 用于负载较重的静压支承显然是不合适的, 但这种布局下, 轴承不需要外部引流通, 轴承结构简单, 刚度虽不高, 但能随负荷的增大而增大, 在负荷较小的静压支承及动静压支承中可以采用, 特别是后者, 其支承性能主要取决于动压部分,

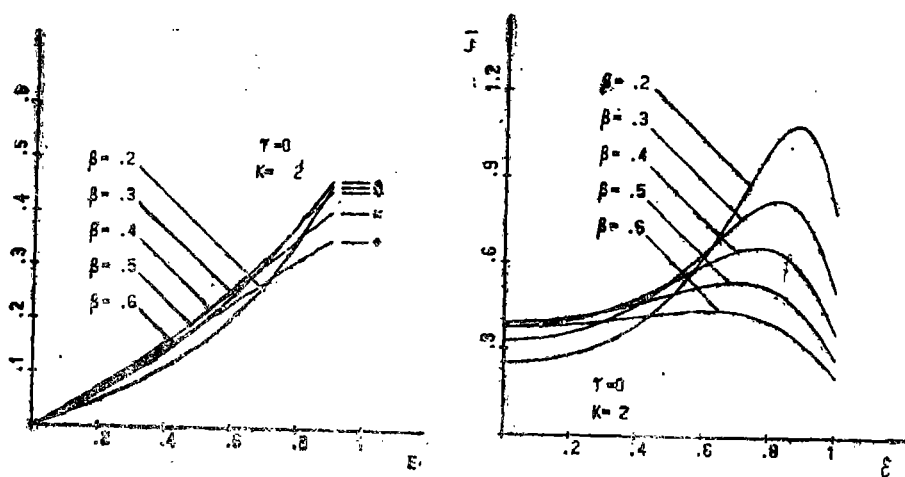


图6

而节流参数对支承性能影响较小[4], 只要支承的静压承载能力能够将轴径浮起即可, 多数动静压支承不需满负荷启动, 启动负荷较轻, 故大都可以用此布局而得到工艺上的好处, 已应用较广的浅腔环面节流动静压轴承在某种意义上讲也属于这种情况。

节流腔设计间隙  $h_{10}$  与工作油腔设计间隙  $h_0$  之比  $k$  是一个重要参数, 对支承的性能影响颇大, 如  $k=1$ ,  $\gamma=\pi$ , 即常规的内部节流静压支承的情况, 不同点仅仅是用小圆台节流腔代替了传统的矩形节流腔, 减小  $k$  值即减小节流腔的间隙  $h_{10}$  可以提高支承的刚度, 这是很有吸

引力的,但这会使工艺复杂,而且由于圆台节流腔尺寸很小,单独用来承受主轴的自重不一定够,如果因此而增大节流腔的尺寸就更不合适了。

在 $\gamma = 0$ 的正反馈情况,如 $k = 1$ ,由于节流腔间隙与工作油腔间隙受载时同步变化,工作油腔的腔压将失去调节能力,而不成其为静压支承。要工作油腔腔压具备调节能力,必须 $k \neq 1$ ,基于工艺方面的原因,一般应取 $k > 1$ 的方案, $k$ 值越大,工作油腔的承载能力及刚度均有所提高,为了保证某一给定的节流比值,圆台节流腔的外径将相应增大,结果是不利的,故 $k$ 值或者节流间隙 $h_{j0}$ 不宜过大,在有浅腔的动静压支承中,为了工艺上的方便,建议取节流腔间隙等于浅腔到轴径的间隙。

### 3 节流圆台的设计计算

经推导,圆台节流腔外径可用如下公式计算 $d_2 = d_{\pi} \cdot e^{\frac{1-\beta}{\beta} \cdot \frac{\pi}{\theta} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{k^3}{1+r}}$  (用于圆柱轴承) (5)

$$d_2 = d_{\pi} \left( \frac{R_2}{R_1} \right)^{\frac{1-\beta}{\beta} \cdot \frac{k^3}{2\theta(1+r) \cdot \ln \alpha}} \quad (\text{用于圆锥轴承}) \quad (6)$$

式中:  $d_2$  为圆台外径

$d_{\pi}$  为节流腔中心过油孔直径

$\alpha$  为圆锥半角

$R_2$  为大端圆锥母线长

$R_1 = R_2 - a$ , ( $a$  为轴向封油边宽度)

给定油孔直径 $d_{\pi}$ 后即可计算圆台外径,节流腔可设计成孔销结构(图3),并在轴承的安装部位作成圆孔,压入配合后与轴承一起半精加工、精加工。材料与轴承同。

例:一轴承的轴向封油边宽 $a = 0.15D$ ,  $\theta = 0.61$ 弧度,  $k = 1$ ,周向流量系数 $\gamma = 1.4754$ ,节流比 $\beta = 0.4$ 则由公式(5)得:

$$d_2 = d_{\pi} e^{0.468} = 1.6d_{\pi}$$

如取节流腔过油孔直径 $d_{\pi} = 3$

则节流腔圆台外径 $d_2 = 1.6 \times 3 = 4.8$

如将轴承设计成无轴向回油槽结构,则公式(5)中之 $\gamma = 0$ ,对于四腔轴承,  $\theta = \frac{\pi}{4}$ ,仍取 $a = 0.15D$ ,并给定 $\beta = 0.4$ ,则节流腔外径为:

$$d_2 = d_{\pi} \cdot e^{0.9} = 2.46d_{\pi}$$

仍给定过油孔直径 $d_{\pi} = 3$ ,得 $d_2 = 2.46 \times 3 = 7.38$ 。如减小 $d_{\pi}$ 尺寸,节流腔外拉 $d_2$ 还可以小一些,按照以上参数设计的轴承,在不转动情况下的实测结果与计算值基本一致,表明公式是可以应用的。从上述两个节流腔的计算可知,由于圆台节流腔尺寸较小,通过节流腔的流量也较小,即节流腔液阻较大,当与流量较大的有轴周回油槽的工作油腔相配时,节流腔的封油边将较窄(如上例),制造误差宜过大,而与无轴向回油槽的油腔相配时,节流腔的封油边宽得多,总的流量也比较小,故用于后者要好一些。

$\gamma = \pi$  (即负反馈) 时,对于奇数油腔,如三腔或五腔,节流腔可布置在轴向封油边与

周向封油边的交接处,如尺寸紧张时,可适当加宽周向封油边,而偶数油腔,则只能将节流腔设置在轴向封油边的中间,尺寸紧张时,应一方面减小节流腔尺寸,另一方面适当加宽封油边尺寸。

## 4 简要结论

4.1 圆台结构能使内节流支承的节流腔尺寸达到最小, 可以提高支承的有效承载能力与刚度并降低摩擦功耗;

4.2 圆台节流腔可以布置在封油边上, 解决了轴承长度与主轴悬伸量过大的 缺点, 使内节流支承的优点得以充分发挥。

4.3 圆台结构可以作成销孔装配式, 工艺上比较方便, 有利于推广使用。

4.4 节流腔与工作油腔布置在同一方向即正反馈情况, 结构上可将节流腔设置在工作油腔内, 虽然承载能力及刚度都比负反馈时低, 因其工艺上的优点, 在动静压轴承及负荷较轻的静压轴承中可以采用。

## 参 考 文 献

- [1] 广州机床研究所编 《液体静压技术原理及应用》 机械工业出版社 1978年
- [2] 陈燕生等编著 《液体静支承原理和设计》 国防工业出版社 1980年
- [3] F.M.Stansfield 《Hydrostatic Bearings for Machine Tools and Similar Applications》 The Machinery publishing CO.Ltd 1970
- [4] 夏恒青、方晓丽《圆锥动静压轴承的稳态性能研究》 郑州工学院学报1988年 第四期

## The Bearing Properties of Hydrostatic and Hydrodynamic Hydrostatic Bearing with the New Structural Inner Throttle Cavities in Different Positions

Xia Hengqing

(Department of Mechanical Engineering)

**Abstract:** In this article, a new kind of structural throttle cavities which are used for inner throttle bearing is researched. The simplified formulae of load-bearing capacity and rigidity of the bearing are presented when the inner throttle cavities are in different positions and the influence of main parameters on the bearing properties is analyzed.

This article also proved that the properties of the inner throttle bearing can be improved distinctly by the new structure of the new throttle cavities and it has the value of usage and popularization.

**Keywords:** Inner throttle Hydrostatic Bearing  
Hydrodynamic Hydrostatic Bearing