

# 节流性能优异的新型液体静压支承节流器

孟心斋<sup>1</sup>, 孟昭焱<sup>2</sup>

(1. 河南科技大学机电工程系, 河南洛阳 471003; 2. 洛阳水星公司, 河南洛阳 471003)

**[摘要]** 传统的液体静压支承节流器存在严重缺陷, 性能不佳, 不能消除支承间隙随外加载荷增加而剧减的缺点, 严重影响其实际应用。新型节流器节流变量指数  $b \geq 3$ , 能够保持节流器进油与油囊排油速度接近一致。此外, 当有外加载荷作用于支承时, 油囊压力会升高, 迫使节流变量产生附加增量, 从而弥补了因油囊压力升高而减少供油量与油囊增加的排油量。因此, 新型节流器能够保证在有外加载荷作用时支承间隙变化很小或近于不变。新型节流器节流性能优良, 结构简单, 成本低廉, 体积较小, 具有实用价值。

**[关键词]** 变隙滑阀节流器; 变隙薄膜节流器; 变径毛细管节流器; 节流变量指数

**[中图分类号]** TH133.36 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2005)03-0049-04

## 1 前言

液体静压支承具有其他支承无可比拟的优异性能, 除静动态性能好之外<sup>[1-4]</sup>, 还有摩擦系数小、动力消耗少、使用寿命长、材料要求低和低速无爬行等特性。

任何设备支承, 不论其工作与否, 始终存在外加载荷作用。例如机床即使不工作, 其主轴自重、法兰自重与皮带拉力仍然作用在支承上; 机床工作时, 又增加了切削力与进给力的作用。

一般液体静压轴承常常采用对称偶数分布油囊, 常见的为四油囊径向轴承, 轴瓦内侧上下左右各有1个尺寸完全相同的油囊, 每个油囊进油口处装1个节流器, 向油囊提供需要的工作油量, 保证油囊独立、互不干扰地工作。每个油囊在充满压力油液介质之后, 就形成1个具有推力的油垫。由于4个油垫尺寸相同, 油囊压力一致, 所构成的推力也是相同的。如果没有外加载荷作用在轴颈上, 主轴在4个相同推力作用下, 将悬浮在轴瓦几何中心, 主轴四周间隙也应相等; 当有外加载荷作用时, 受载一方油囊压力增加, 导致轴承间隙减少,

相对一方则相反。

最理想的液体静压支承静态性能是, 在一定的外加载荷范围内, 支承间隙不随外加载荷的增减而剧烈变化, 即间隙变化很小或近于不变<sup>[5]</sup>。这样一来, 主轴轴心线与轴瓦几何中心线保持一致, 从而大大提高了主轴回转精度。

液体静压支承常用的传统节流器有4种: 薄壁锐角小孔、等径定长毛细管、变隙薄膜和等隙变长滑阀。液体静压支承油囊具有4个方向的平面间隙, 在油囊压力作用下由四面面向外排油, 排油速度很快, 且按间隙指数三次方变化。4种传统节流器的进油速度比油囊排油速度慢, 在有外加载荷作用时, 受载一方油囊只能缩小间隙、减少排油来保持节流器进油与油囊排油恒等。变隙薄膜节流器变量指数是3, 进油速度在理论上与油囊排油速度平衡, 但由于膜片过薄, 易于产生永久翘曲变形而失效。有人曾在膜片中心附加一个压簧来减小膜片翘曲变形, 由于二者变形不同, 故效果不佳。新型节流器能保证液体静压支承具有优异的节流性能, 即在有外加载荷条件下, 保持支承间隙变化很小或近于不变。

## 2 液体静压支承1个油囊排油量分析

液体静压轴承与轴颈配合之后,即构成平板间隙节流装置,但其功能与节流器不同;节流器供油,油囊排油。在有外加载荷作用时,受载一方油囊压力增高,故排油量也增加;如果供油量不变,必须减小支承间隙才能保证供油与排油平衡。1个油囊的排油量可用下式表示:

$$Q_x = 2 \times \frac{h_x^3}{12\mu} K_{bl} = \frac{K_{bl}}{6\mu} p_x h_x^3 = G_1 p_x h_x^3,$$

这里  $Q_x$  为油囊排油量;  $\mu$  为油的粘度;  $p_x$  为油囊压力;  $h_x$  为支承间隙;  $K_{bl}$  为尺寸计算系数;  $G_1$  为计算系数,  $G_1 = K_{bl}/6\mu$ 。

1) 无外加载荷作用时

$$h_x = h_0, p_x = p_r, Q_x = Q_c, T = p_r A_e,$$

这里  $h_0$  为支承设计间隙;  $p_r$  为油囊设计压力;  $T$  为油垫设计推力;  $A_e$  为油垫有效面积。

由此,无外加载荷时油囊排油量为

$$Q_c = G_1 p_r h_0^3.$$

2) 有外加载荷作用时

$$Q_x = G_1 p_x h_x^3 = G_1 \left( \frac{T + W_x}{A_e} \right) (h_0 - e_x)^3,$$

这里  $W_x$  为附加载荷;  $h_x$  为有附加载荷时的支承间隙;  $e_x$  为轴心偏移量。

3) 保证受载一方间隙近于不变时

令  $e_x = 0, h_x = h_0$ , 则

$$Q_x = G_1 \left( \frac{T + W_x}{A_e} \right) h_0^3 = G_1 \frac{T}{A_e} h_0^3 +$$

$$G_1 \frac{W_x}{A_e} h_0^3 = Q_c + G_1 \frac{W_x}{A_e} h_0^3.$$

由此可知,保持支承间隙不变时,油囊多排出的油量为

$$\Delta Q = G_1 \frac{W_x}{A_e} h_0^3.$$

## 3 节流器供油量分析

不同节流方式,供油量亦不同,4种传统节流器供油量分别为

小孔节流:

$$q_x = \frac{\pi d_x^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_s - p_x)}{\rho}} = G_2 d_x^2 (p_s - p_x)^{1/2};$$

毛细管节流:

$$q_x = \frac{\pi d_e^4 (p_s - p_x)}{128 \mu l_e} = G_2 d_e^4 (p_s - p_x);$$

变长滑阀节流:

$$q_x = \frac{\pi d h_c^3}{12 \mu} L_x^{-1} (p_s - p_x) = G_2 L_x^{-1} (p_s - p_x);$$

变隙薄膜节流:

$$q_x = \frac{\pi}{6 \mu \ln \frac{D_k}{d_k}} h_c^3 (p_s - p_x) = G_2 h_c^3 (p_s - p_x).$$

除小孔节流外,均可用如下通用表达式表示:

$$q_x = G_2 y_x^b (p_s - p_x) = G_2 y_x^b \left( p_s - \frac{T + W_x}{A_e} \right),$$

这里  $p_s$  为供油压力;  $G_2$  为计算系数;  $y_x$  为节流变量;  $b$  为节流变量指数。

1) 无外加载荷作用时

$$W_x = 0, y_x = y_c, q_x = q_c,$$

$$q_c = G_2 y_c^b (p_s - p_r).$$

2) 有外加载荷作用时

$$q_x = G_2 y_x^b \left( p_s - \frac{T + W_x}{A_e} \right) =$$

$$G_2 y_x^b (p_s - p_x) - G_2 y_x^b \frac{W_x}{A_e}.$$

3) 节流变量为常值,即固定节流时

$$q_x = G_2 y_c^b (p_s - p_r) - G_2 y_c^b \frac{W_x}{A_e} =$$

$$q_c - G_2 y_c^b \frac{W_x}{A_e}.$$

由此可知,当节流器供油恒定时,节流器供油将减少,即有外加载荷比无外加载荷的供油量将减少:

$$\Delta q = G_2 y_c^b \frac{W_x}{A_e}.$$

## 4 节流器与油囊组合时液体静压支承间隙变化分析

1) 无外加载荷作用时

$$W_x = 0, q_x = q_c, y_x = y_c,$$

$$G_2 y_c^b (p_s - p_x) = G_1 p_r h_0^3.$$

由此得

$$h_0^3 = \frac{G_2}{G_1} \left( \frac{p_s - p_x}{p_r} \right) y_c^b = G (\beta_0 - 1) y_c^b,$$

这里  $\beta_0$  为节流比,  $\beta_0 = p_s/p_r$ ;  $G = G_2/G_1$ 。

2) 有外加载荷作用时

$$q_x = G_2 y_x^b \left( \frac{p_s}{p_x} - 1 \right), Q_x = G_1 p_x h_x^3,$$

令  $q_x = Q_x$ , 则

$$h_x^3 = Gy_x^b \left( \frac{p_s}{p_x} - 1 \right) = Gy_x^b \left( \frac{p_s A_e}{T + W_x} - 1 \right).$$

由此可知：当  $y_x = y_c$  时， $W_x$  增加， $h_x$  减少；即使  $b = 3$ ，减少支承间隙仍然无济于事。

3) 有外加载荷时保持支承间隙近于不变的条件 已知液体静压支承在有外加载荷作用时，受载一方油囊压力增高，导致节流器进油减少而油囊排油增加。由于油囊节流量按三次方指数变化，故随外加载荷的增加，支承间隙剧烈减小。保持支承间隙在有外加载荷作用时变化很小或近于不变的条件，一是节流器进油变量指数不得小于油囊排油变量指数，以保证节流器进油与油囊排油速度一致，因此，节流变量指数  $b \geq 3$ ；二是新型节流器进油变量必须在油囊压力增加时产生附加增量，该附加增量还应与油囊压力的增加成正比，节流器才能供给受载一方油囊足够的油量，弥补由于油囊压力增加时节流器减少的供油量与油囊多排出的油量。

令附加增量为  $\delta/y_c$ ，则

$$y_x = y_c + \delta = y_c \left( 1 + \frac{\delta}{y_c} \right) = y_c \left( 1 + \alpha \frac{W_x}{A_e} \right),$$

这里  $\alpha$  为节流变量附加增量。

应当指出，不同节流方式， $\alpha$  亦不同。

## 5 新型节流器探索

液体静压支承节流方式一般有 3 种，即薄壁锐角小孔、平面狭长间隙和等径细长管道。已知薄壁锐角小孔节流工作在紊流状态时，其进油变量指数  $b = 2$ ，不符合前述条件。只有变间隙与变直径，才可能在有外加载荷作用时，利用已增加的油囊压力使节流量产生附加增量，保持支承间隙近于不变。因此新型节流器应为变隙滑阀节流、变隙薄板节流与变径毛细管节流器。

1) 新型变隙滑阀节流器 为了获得可变平面间隙，采用了同轴柱形阀孔与锥形阀芯配合以获得锥形环隙。这种环隙沿轴线长度是不同的。由于平面间隙节流变量指数为 3，符合分析要求，在有外加载荷作用时，利用已增加的油囊压力迫使锥形阀芯沿轴向移动，以获得变量增量。令进出口口之间距离为  $L_c$ ，当阀芯沿轴向移动距离为  $x$  时，变量的增量为

$$\Delta h_x = (h_x - h_c^3) \frac{x}{L_c},$$

根据力平衡条件：

$$\frac{W_x}{A_e} A_c = k_c x, \quad \text{令 } \gamma_c = \frac{h'_c - h_c}{h_c},$$

根据阀芯几何尺寸：

$$\Delta h_c = \frac{1}{2} \left( \frac{d_c \gamma_c}{L_c} \right) x,$$

$$\text{由此, } \frac{\Delta h_c}{h_c} = \frac{1}{2} \left( \frac{d_c r_c A_c}{h_c L_c k_c} \right) \frac{W_x}{A_e} = \alpha \frac{W_x}{A_e},$$

这里  $\alpha = \frac{d_c \alpha_c A_c}{2 h_c L_c k_c}$ ，见参考文献 [1]，所以  $h_x^3 = Gh_c^3 \left( 1 + \alpha \frac{W_x}{A_e} \right)^3 \left( \frac{p_s A_e}{T + W_x} - 1 \right)$ ； $\Delta h_c$  为节流变量的增量； $h_c$  为进油口处节流间隙； $h'_c$  为出油口处节流间隙； $A_c$  为阀芯承载面积； $d_c$  为锥阀小端直径； $k_c$  为反馈弹簧刚度系数。

需要指出，锥形间隙节流可通过的流量与进、出油口处间隙大小有关，故在应用时应采用当量间隙设计与计算。当量间隙为

$$h_T^3 = \frac{h_c^2 h_c'^2}{h_c + h_c'}, \quad \text{见参考文献 [6].}$$

2) 变隙薄板节流器 用薄板取代薄膜即构成变隙薄板节流器。由于板厚是膜厚的 2~4 倍，不会产生翘曲永久变形。

变隙薄板节流的变量增量为

$$\delta = \frac{F_H}{H^3} \frac{W_x}{A_e}; \quad \frac{\delta}{h_c} = \frac{F_H}{h_c H^3} \frac{W_x}{A_e}, \quad \text{见参考文献 [1], 由此,}$$

$$h_x^3 = Gh_c^3 \left( 1 + \alpha \frac{W_x}{A_e} \right)^3 \left( \frac{p_s A_e}{T + W_x} - 1 \right),$$

这里  $F_H$  为变量计算系数； $H$  为薄板厚度； $h_c$  为节流间隙。

3) 变径毛细管节流器 采用锥形定长毛细管取代等径定长毛细管即构成变径毛细管节流器。

设锥形毛细管大端直径为  $D_e$ ，小端直径为  $d_e$ ，则

$$r_e = \frac{D_e - d_e}{d_e}.$$

令进出口口处距离为  $L_e$ ，当毛细管阀芯轴向移动距离为  $x$  时，变量的增量为

$$\Delta d_x = \frac{d_e \gamma_e}{L_e} x, \quad \text{所以 } \alpha = \frac{\Delta d_x}{d_e} = \frac{A_c \gamma_e}{k_c L_e},$$

见参考文献 [1]，由此，

$$h_x^3 = Gd_e^4 \left( 1 + \alpha \frac{W_x}{A_e} \right)^4 \left( \frac{p_s A_e}{T + W_x} - 1 \right).$$

锥形毛细管节流可通过流量与进出油处大小直径有关，也须用当量直径取代计算直径，即

$$d_T^4 = \frac{3D_e^3 d_e^3}{D_e^2 + D_e d_e + d_e^2}$$

## 6 结论

1) 传统节流器节流存在严重缺陷, 性能不佳。采用传统节流器的液体静压支承, 在有外加载荷作用时, 支承间隙随外加载荷的增加而剧烈减小。

2) 新型节流器节流方式须选用平面间隙与细长管道节流及变量指数  $b \geq 3$ , 才能保证节流器供油与油囊排油速度一致或相近。

3) 采用锥隙与锥管作为节流器, 能在油囊压力增高时产生附加的变量增量, 弥补由于油囊压力升高引起的节流器供油量减少与油囊排油量增加, 保证支承间隙变化很小或近于不变。

4) 新型节流器结构简单, 工艺性好, 成本低廉, 具有实用价值。

## 参考文献

- [1] 孟心斋, 杨建玺, 孟昭焱. 液体静压支承静态性能新表达式探索 [J]. 中国工程科学, 2002, 4(5): 63~66
- [2] 孟心斋, 杨建玺, 孟昭焱. 液体静压支承动态性能新表达式探索与实验验证 [J]. 中国工程科学, 2003, 5(3): 62~66
- [3] 孟心斋, 王友兰, 杨建玺. 新型变径毛细管节流开式液压导轨静动态性能分析与试验 [A]. 第四届机床设计与研究大会论文集 [C]. 中国机械工程学会生产工程专业委员会, 1987. 7~16
- [4] 梅宏斌, 孟心斋. 新型圆锥滑阀反馈节流液静压支承的静态性能 [J]. 洛阳工学院学报, 1987, (3): 1~11
- [5] 孟心斋, 孟昭焱. 开式液静压导轨静态性能新表达式与最佳节流参数 [J]. 洛阳工学院学报, 2001, (4): 43~46
- [6] 章宏甲, 周邦俊. 金属切削机床液压传动 [M]. 南京: 江苏科学技术出版社, 1985. 47~49

# Analysis and Study of New Type Hydrostatic Bearing Restrictor With Very Good Restrictive Performance

Meng Xinzhai<sup>1</sup>, Meng Zhaoyan<sup>2</sup>

(1. Henan University of Science and Technology, Luoyang, Henan 471003, China;

2. Luoyang Shuixing Co., Luoyang, Henan 471003, China)

[Abstract] The new type restrictor of hydrostatic bearing has many good and useful restrictive performances: ①According to the analysis in this paper, the restrictive parameter index must be preserved  $b \geq 3$ . ②When extra load forced on the bearing fluid pocket, the pocket pressure is increased by the additional load at once. At this time, the pocket pressure is applied to the end area of valve also. Therefore, the valve will be changed along axis by the increased fluid pressure. The incremental value of restrictive parameter will be increased at the same time. As a result, the new type restrictor will be supplied with more fluid flow. The bearing clearance may maintain nearly constant. ③There are three new types of restrictors: new type variable clearance slide valve, new type clearance sheat and new type variable diameter capillary. It has advantages, such as simple construction, low cost and smaller volume.

[Key words] variable clearance sliding valve; variable clearance sheet; variable diameter capillary; index of restrictive parameter