

真空吸浮式气体静压止推轴承静态特性

薛 龙

摘要: 研究了真空吸浮式止推轴承静态特性。在真空度、供气压力、真空腔半径、节流孔分布圆半径等参数相应变化情况下, 给出了轴承静态特性和气膜厚度关系。同时, 把气膜厚度作为真空度变量与导管参数、轴承参数联系起来, 为定量分析真空度对轴承特性的影响提供了理论依据。

一、绪 论

目前, 国内外高精度气浮导轨, 其结构形式有平面型、V型、圆柱型或相互结合的混合形式, 也有开式或闭式之分, 气垫导轨或非气垫导轨数种形式^[1]。

在气浮导轨上应用广泛的气垫当中, 按其工作特性可分为二种: 一种是浮式气足, 一种是吸浮式气足。在吸浮式气足中, 又有电磁吸浮式与真空吸浮式气足(真空吸浮式气体静压止推轴承)。电磁吸浮式气足只能够用于导磁材料的场合, 真空吸浮式气足则不受材料性质的限制, 可用于多种禁磁的场合。由它组装的气浮导轨具有突出的优点, 因此, 探讨其结构原理与有关特性是很有意义的。

真空吸浮式气足与浮式气足相比较, 这种轴承的主要特点就是在工作间隙内不同区域上同时存在正压(浮力)和负压(吸力)。正压将轴承止推面浮起, 使其具有承载能力, 真空负压产生吸力, 降低承载力, 使其具有承受拉力的能力, 前者使气膜厚度增加, 后者则使气

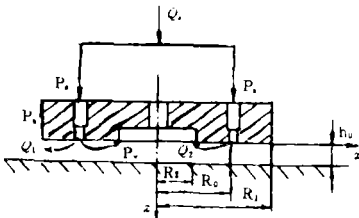


图1 真空吸浮式气足

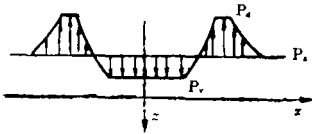


图2 压力分布简图

膜厚度减少, 当两者匹配时, 形成一个稳定的气膜厚度, 使这种轴承具有双向刚度。在不增加工作台质量的前提下, 做到小间隙、大刚度、便于实现导轨的高速度运动。真空吸浮式气足具有抗压抗拉能力, 可以用单层结构, 实现 x 、 y 双座标二维平面运动, 其结构简单, 工艺性好, 易于实现高精度、高可靠性, 是一种理想的新型精密导轨。

在国外, 美国电子掩膜公司在大规模集成电路专用设备——图形发生器 250C 上成功地应用了这种真空吸浮式气体静压止推轴承, 使工作台运动速度达到 67mm/sec. , 定位精度达到 $0.125\mu\text{m}^{[2]}$ 。近年来, 在国内, 真空吸浮式气体静压止推轴承正在受到越来越多地关注。

注: 本文作者的导师为郭德申

二、真空吸浮式气体静压止推轴承数学模型

其结构及压力分布如图1, 2。圆形吸浮式平面气足中, 气流流动是按图平板间的气体流动, 其结构形式与小孔节流形供气的图环空气静压止推轴承相近, 符合Navier—Stokes方程^[3],

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \\ \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中 u ——气隙内气流速度 (m/s)

p ——气隙内任一压力 (Pa)

r ——气足任一半径 (m)

速度边界条件

$$z = 0 \text{ 处, } u = 0$$

$$z = h \text{ 处, } u = 0$$

压力边界条件

$$r = R_1 \text{ 处, } p = P_a$$

$$r = R_2 \text{ 处, } p = P_v$$

$$r = R_0 \text{ 处, } p = P_a$$

对(1)式进行二次积分, 代入边界条件, 移项后得:

$$\frac{dp}{dr} = - \frac{6uQ}{\pi r \rho h^3} \quad (2)$$

式中 Q ——质量流量 (kg/s)

ρe ——空气密度 (kg/m³)

其负号表示压力沿气体流动方向下降。

考虑到空气可压缩性, 认为气体过程是等温的, 得到状态方程 $P/\rho = RT$ 代入(2)中, 分离变量得:

$$P dp = - \frac{6vQRT}{\pi h^3} \frac{dr}{r} \quad (3)$$

式中 R ——气体常数 (J/kg·k)

T ——绝对温度 (k)

h ——气膜厚度 (m)

由图(1)知, 气体流经节流孔后, 径向地向内和向外流动, 在半径 R_1 处排入大气, 对(3)式进行积分, 可求出半径 r 处压力, 分别带入边界条件, 得:

$$P^2 - P_a^2 = - \frac{12uQ_1RT}{\pi h^3} \ln(r/R_0) \quad (4)$$

当 $r = R_1$ 时, $p = P_a$ 代入 (4) 式, 则可求得向外流动的质量流量:

$$Q_1 = \frac{(P_a^2 - P_o^2) \pi h^3}{12uRT \ln(R_1/R_o)} \quad (5)$$

同理可得径向地向内流动, 内环带处压力分布:

$$P_2 - P_a^2 = -\frac{12uQ_2RT}{\pi h^3} \ln(R_o/r) \quad (6)$$

当 $r = R_2$ 时, $p = P_o$ 代入 (6) 式, 则可求得向内环流动的质量流量:

$$Q_2 = -\frac{(P_a^2 - P_o^2) \pi h^3}{12uRT \ln(R_o/R_2)} \quad (7)$$

气体总流量 (流经节流小孔质量流量):

$$Q_s = C_d A P_s \frac{1}{\sqrt{RT_o}} \psi \quad (8)$$

$$\psi = \begin{cases} \sqrt{\frac{2E_k}{E_k - 1} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{2}{E_k}} - \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{E_k + 1}{E_k}} \right]}, & \left(\frac{2}{E_k + 1} \right)^{\frac{E_k}{E_k - 1}} \leq \frac{P_d}{P_s} < 1 \\ \sqrt{E_k \left[\left(\frac{2}{E_k + 1} \right)^{\frac{E_k + 1}{E_k - 1}} \right]}, & \left(\frac{P_d}{P_s} \right) < \frac{2}{E_k + 1} \end{cases}$$

式中 C_d —— 流量系数

E_k —— 绝热指数

ρ_o —— 常温下气体密度 (kg/m^3)

A —— 节流小孔面积 (m^2)

P_s —— 气源压力 (Pa)

根据质量流量相等 ($Q_s = Q_1 + Q_2$), 得气膜厚度:

$$h = \left(\frac{12ukC_d A P_s \sqrt{RT_o} \psi}{\frac{P_a^2 - P_o^2}{\ln(R_1/R_o)} + \frac{P_a^2 - P_o^2}{\ln(R_o/R_2)}} \right)^{1/3} \quad (9)$$

由 (4) 和 (5) 式整理得:

$$\rho = \begin{cases} \sqrt{P_a^2 - (P_a^2 - P_o^2) \frac{\ln(v/R_o)}{\ln(R_1/R_o)}} \\ \sqrt{P_a^2 - (P_a^2 - P_o^2) \frac{\ln(r/R_o)}{\ln(R_2/R_o)}} \end{cases} \quad (10)$$

根据压力分布情况, 在止推板上进行积分, 可求得承载能力:

$$F = 2\pi \int_{R_2}^{R_o} p r dv + 2\pi \int_{R_o}^{R_1} p r dr + \pi R_2^2 P_o - \pi R_1^2 P_a \quad (11)$$

由 (10) 和 (11) 式求导得出刚度公式

$$K = dF/dh = \frac{\Delta F}{\Delta h} \quad (12)$$

上面整个推导过程, 类似静压止推轴承方法, 只是把内环的压力 P_0 用 P_v 代替。实际上, P_v 在 R_2 内环面, 并不是不变化的, 而是随气膜厚度变化而变化, 它实质上受轴承结构参数、气源压力及相连接的导管和真空泵参数等因素影响^[4]。

通过导管的流动, 流量为:

$$Q_2 = C(P_v - P_z)$$

式中 C ——导管的流导(L/s)

$$P_v \text{——真空腔的压力(Pa)} \quad (14)$$

$$P_z \text{——泵入口处的压力(Pa)}$$

$P_z \ll P_v$, 可以略去, 得:

$$P_v = \frac{Q_2}{C} \quad (15)$$

把(7)式代入(14)式得:

$$P_v = \frac{1}{C} \frac{(P_d^2 - P_v^2) \pi h^3}{12uRT_0 \ln(R_0/R_2)}$$

整理得:

$$\pi P_v^2 h^3 + 12CuRT_0 \ln(R_0/R_2) P_v - P_d^2 \pi h^3 = 0 \quad (16)$$

把(11)式中 h 表达式代入(16)式

$$\begin{aligned} \pi P_v^2 \frac{12ukC_p AP \sqrt{RT_0} \psi}{\ln(R_1/P_0) + \frac{P_d^2 - P_v^2}{\ln(R_0/R_2)}} + 12CuRT_0 \ln(R_0/R_2) P_v \\ - \frac{12ukC_p AP \sqrt{RT_0} \psi}{\ln(R_1/R_0) + \frac{P_d^2 - P_v^2}{\ln(R_0/R_2)}} P_d^2 \pi = 0 \end{aligned}$$

化简整理得:

$$\begin{aligned} \sqrt{RT_0} C P_v^3 - KC_p AP \psi \pi P_v^2 - \left(\frac{P_d^2 - P_v^2}{\ln(R_1/R_0)} \ln(R_0/R_2) + P_d^2 \right) C \sqrt{RT_0} P_v \\ + KC_p AP \psi \pi P_d^2 = 0 \end{aligned} \quad (17)$$

根据粘滞流的条件, 并取 $l/d_1 \geq 20$, 用长圆管公式进行推导:

$$C = \frac{\pi}{128} \frac{d_1^4}{\eta l} \bar{p} \quad (18)$$

$$\bar{p} = \frac{P_v + P_z}{2} \approx P_v/2 \quad (19)$$

将20℃时空气的 η 值 $2.03 \times 10^{-4} \text{g/cm} \cdot \text{s}^2$ 代入, 得

$$C = \frac{q_1 d_1^4}{2} P_v$$

将(19)式代入(16)式得:

$$\begin{aligned} \frac{q_1 d_1^4}{l} \sqrt{RT_0} P_v^3 - \left\{ AKC_p p_s \psi \pi + \frac{q_1 d_1^4}{l} \sqrt{RT_0} \left[\frac{P_d^2 - P_v^2}{m(R_1/R_0)} \ln(R_0/R_2) \right. \right. \\ \left. \left. + P_d^2 \right] \right\} P_v^2 + AkC_p p_s \psi \pi P_d^2 = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

式(20), 是真空气度 P_v 通过气源压力, 轴承参数和导管参数同 P_d 相联系的关系式。当系 统

参数给定时，可以看到，只有 P_v 、 P_d 是变量，所以， P_v 同 P_d 一样，随气膜厚度变化而变化。

三、计算实例

参数： $R_1 = 55\text{mm}$, $R_0 = 45\text{mm}$, $R_2 = 35.8947\text{mm}$, $d = 0.15\text{mm}$ $k = 12$
 $p_s = 0.25, 0.30, 0.35, 0.40\text{MPa}$

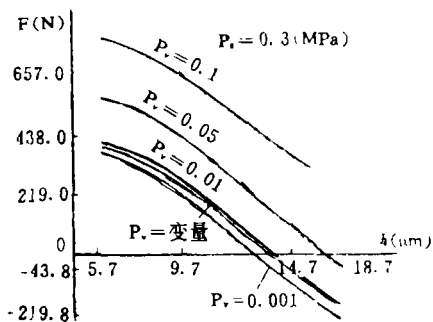


图 3

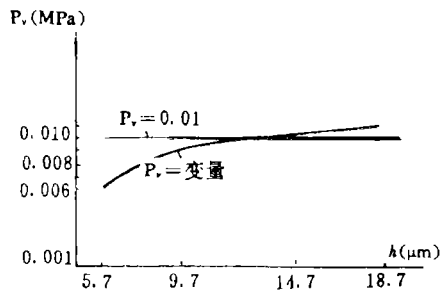


图 4

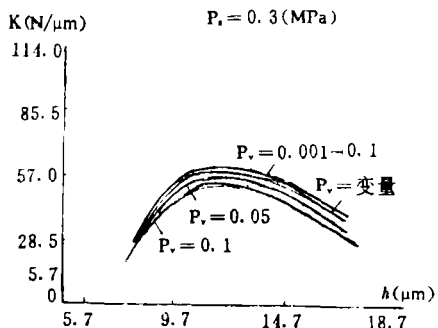


图 5

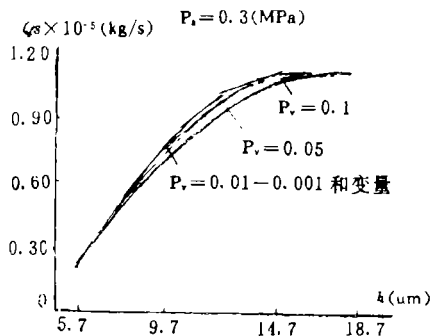


图 6

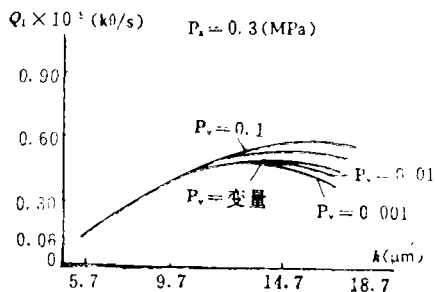


图 7

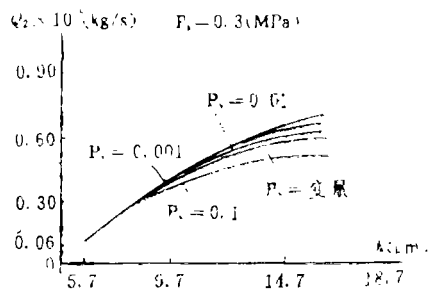


图 8

$P_v = 0.1, 0.05, 0.01, 0.001 \text{ MPa}$

根据上节公式运算得静态特性（刚度、载荷、流量）曲线如图 3 到图 13。

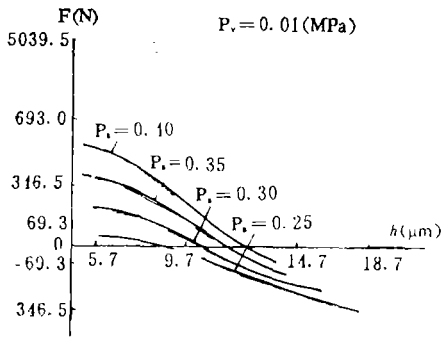


图 9

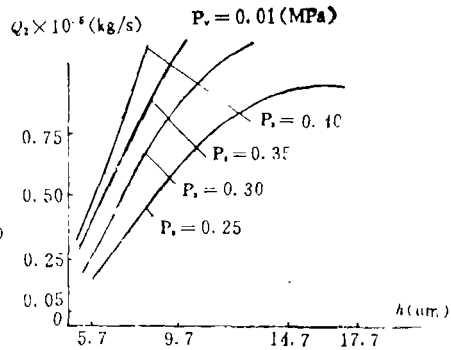


图 10

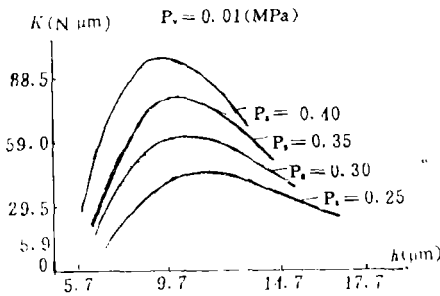


图 11

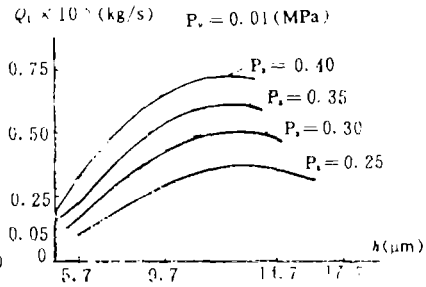


图 12

四、结论分析

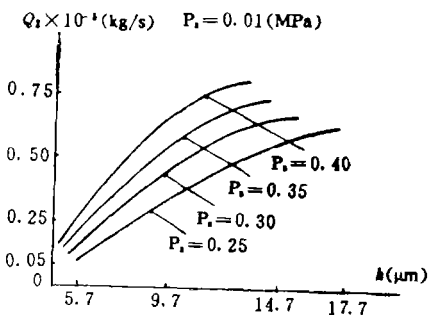


图 13

它在 0.01 MPa 附近变动，当气膜厚度变小时，真空度值变大，反之，略增高。由图 3 至图 8 P_v 变化与 $P_v = 0.01 \text{ MPa}$ 曲线，能够看出，两条曲线对轴承静态特性影响几乎一致，为了简化计

1. 真空度增大，抗压能力变小，抗拉能力变大。当真空度增至 $(0.01 \sim 0.01) \text{ MPa}$ 时，抗压能力和抗拉能力将不再变化，所以，建议一般取真空度 $(0.01 \sim 0.001) \text{ MPa}$

2. 随着真空度增加，刚度逐渐变大；当真空度变至 $(0.01 \sim 0.001) \text{ MPa}$ 时，刚度曲线增至最高，这两条线几乎重合。

3. 当真空度变大，内环流量 Q_2 相应变大，外环流量 Q_1 将变小，总流量略有增加。

4. 图 4 是 P_v 在真空腔中实际变化规律，

算,一般可认为 P 在真空腔中为恒值。

5. 从图 9 至图 13 能看出,在有真空腔作用的气足中,随着供气压力变大,抗压能力变大,抗拉能力变小,刚度显著增大。因此,在满足所需拉力情况下,尽量选用供气压力较大的值,以便于得到较大刚度。

6. 节流孔分布圆半径,气腔半径及节流孔直径和节流孔个数等因素,都影响到轴承的静态特性,这种轴承设计是一个很复杂的过程,要进行反复选择,反复运算。

参 考 文 献

- [1] 田中克敏;应用机械工学,28(8),1987,39
- [2] 潘晋;清华大学工学博士论文摘要,1989,3
- [3] 刘墩、刘育华、陈世杰;《静压气体润滑》,哈尔滨工业大学出版社,1990,4
- [4] 王欲知;《真空技术》,四川人民出版社,1980,7

The Static Characteristics of an Externally Pressurized Gas-lubricated Thrust Bearing with a Vacuum-pocket

Xue Long

Abstract

This paper studies the static characteristics of an externally pressurized gas-lubricated thrust bearing with a vacuum-pocket. Relations between the static characteristics of the bearing and depth of airfilm are summarized when source pressure, vacuum degree, vacuum-pocket radius and distribution-circle radius (on which the orfiles are distributed) are introduced respectively. Depth of air-film regarded as a function of vacuum degree relates with parameters of the vacuum-pipe and the bearing, so as to get the basis of theory for quantitative analysis.