

基于 MATLAB 的机床液体静压导轨动态特性分析

沈阳机床股份有限公司 刘博

针对精密数控机床，鉴于对定位精度和进给速度要求的不断提高，液体静压导轨的应用已经越来越广泛，采用薄膜节流不等面积对置油腔的闭式静压导轨结构，静压导轨的运动部分由高压油膜支撑，理论上可实现无磨损、高精度的快速平稳直线运动。通过计算和分析，选取合适的系统参数，推导了静压导轨系统的动态微分方程组，建立静压导轨系统的传递函数，采用 MATLAB/Simulink 仿真软件构建系统的数学模型，在正弦载荷的作用下，仿真分析得到静压导轨系统的 bode 图，对比得出不同油液粘度和系统压缩系数对静压导轨动态特性的影响，为进一步的实验研究打下基础，也为静压导轨在精密机床中的应用和推广提供理论参考。

一、引言

未来全球的机床发展趋势将会是超精密、高速化、纳米化和信息化，液体静压导轨技术很好地迎合了上述要求，其用液压油膜支撑滑块移动，在不与导轨碰触的前提下，很平稳地快速移动，且不会产生任何磨损。静压导轨的功能表现远远超越了传统的硬轨和滚珠（滚柱），避免了磨损、发热和定位不准等不良现象。在实际生产和实验中，几乎所有的液体静压导轨都是在动态中工作的。因此，需要分析和了解液体静压导轨的动态性能，以解决在使用中所发生的振动和支承精度不稳定等问题。

二、静压导轨的动态稳定性理论

由于液体静压支承系统中滑动件的质量，可变节流器控制元件的质量，润滑油的惯性、压缩性及油膜的静刚度等，使滑动件的位置在载荷作用下不能瞬时即变，而有一个平衡的过程。液体静压支承系统在其位置趋于平衡过程中的特性，即是液体静压支承的动态特性。

液体静压支承系统实际上是个自动调节系统。因此，若参数选择不恰当，即使在静载荷作用下，系统也会产生周期性的振荡，而失去稳定。我们把支承受静载荷作用后能否建立稳定的油膜，即是否有周期性振荡来判断系统的稳定性。

静压导轨的承载能力，是指在一定油膜厚度下，导轨能够承受载荷的能力，它与封油边和油腔上的总推力相等，但方向相反，而这个油膜厚度必须足以使导轨和滑轨之间处于纯液体摩擦状态。

液体静压导轨的油膜刚度 j_u ，主要是指导轨的油膜静刚度，即导轨油膜抵抗因载荷变化而引起自身厚度变化的能力：

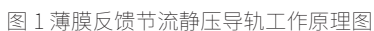
$$j_u = - \frac{\partial W}{\partial h} \bigg|_{h=h_0} \quad (1)$$

它表示当油膜厚度为 h_0 时，引起单位油膜厚度变化的载荷 W 的大小，且当载荷 W 增大时，油膜厚度 h 将减小。

三、薄膜反馈节流静压导轨的工作原理

如图 1 所示，当导轨不受载荷 W 作用时，导轨浮在两油腔的中间平衡位置，上、下油腔的压力相等。由于导轨上、下油腔分别与节流器的两个节流腔相通，此时作用在薄膜两面的压力相等，薄膜不产生变形，保持原始间隙 h_{c0} 。

当有一个向下的载荷 W 作用在导轨上时，导轨沿载荷方向产生位移，由于节流器的调压作用，导轨下油腔压力 p_1 将增大，而上油腔压力 p_2 将减小，产生一个向上的压力差 Δp ，这个压力差在支承外载荷 W 的同时，也反作用到薄膜节流器的上下两腔，引起薄膜两面的压力不相等，薄膜向



四、系统传递函数的建立

$$W + M\ddot{h} - F_1 + F_2 = 0 \quad (2)$$

(4) 导轨封油间隙处的容积与油腔和敏感油路的容积相比甚小, 足可以精确地认为: 在导轨封油间隙中的油液是不可压缩的, 在导轨油腔和敏感油路中的油液是可压缩的。

根据导轨的运动微分方程、薄膜节流器薄膜的运动微分方程和流量的连续方程,可以建立液体静压导轨系统的运动微分方程组为:

$$\left\{ \begin{aligned} M \dot{h}_1 + W &= \pi(r_{12}^2 - r_{11}^2)p_1 - \pi(r_{22}^2 - r_{21}^2)p_2 + \int_{r_{11}}^{r_{12}} 2\pi p_{b1}r \, dr - \int_{r_{21}}^{r_{22}} 2\pi p_{b2}r \, dr \\ &\quad m\ddot{q} + 2D_g\dot{q} + K_gq = 2A_g(p_1 - p_2) \\ &\quad \frac{1}{R_0} \left(\frac{h_1}{h_0} \right)^3 p_1 + A_{b1}\dot{h}_1 = \frac{P_s - P_1}{R_{g1}} S_g\dot{q} - \tau\dot{p}_1 \\ &\quad \frac{1}{R_0} \left(\frac{h_2}{h_0} \right)^3 p_2 + A_{b2}\dot{h}_2 = \frac{P_s - P_2}{R_{g2}} S_g\dot{q} - \tau\dot{p}_2 \\ &\quad h_1 + h_2 = 2h_0 \end{aligned} \right. \quad (3)$$

$$G(s) = \frac{\Delta h_i(s)}{\Delta W_i(s)} = K_z \frac{(T_2')^2 S^2 + T_1' S + 1}{T_4^4 S^4 + T_3^3 S^3 + T_2^2 S^2 + T_1 S + 1} \quad (4)$$

T_2' 、 T_1' 、 T_4 、 T_3 、 T_2 、 T_1 —时间常数,其值分别为:

$$K_z = \frac{1}{\frac{3p_1 A_{b1}}{h_1 \left(1 + \frac{R_1}{R_{c1}}\right)} + \frac{3p_2 A_{b2}}{h_2 \left(1 + \frac{R_2}{R_{c2}}\right)}} \quad (5)$$

$$\left(T_2'\right)^2 = \frac{\tau_1 \tau_2 R_1 R_2}{\left(1 + \frac{R_1}{R_{c1}}\right) \left(1 + \frac{R_2}{R_{c2}}\right)} \quad (6)$$

$$T_1' = \frac{\tau_1 R_1}{1 + \frac{R_1}{R_{c1}}} + \frac{\tau_2 R_2}{1 + \frac{R_2}{R_{c2}}} \quad (7)$$

$$T_4^4 = K_z (T_2')^2 M \quad (8)$$

$$T_3^3 = K_Z \left\{ MT_1' + (T_2)^2 \left[\gamma_1 (A_{\gamma_1} - A_{b1}) + \gamma_2 (A_{\gamma_2} - A_{b2}) \right] \right\} \quad (9)$$

$$T_z^2 = K_z \left\{ M + [\gamma_1 (A_{\gamma_1} - A_{b_1}) + \gamma_2 (A_{\gamma_2} - A_{b_2})] T_1' + \frac{\gamma_1 A_{b_1} \tau_2 R_2 + \gamma_2 A_{b_2} \tau_1 R_1}{\left(1 + \frac{R_1}{R_{c1}}\right) \left(1 + \frac{R_2}{R_{c2}}\right)} \right\} \quad (10)$$

$$T_1 = K_Z \left[\gamma_1 \left(A_{\gamma_1} - \frac{A_{b1}}{1 + \frac{R_1}{R_{c1}}} \right) + \gamma_2 \left(A_{\gamma_2} - \frac{A_{b2}}{1 + \frac{R_2}{R_{c2}}} \right) + \frac{\frac{3p_1 A_{b1} \tau_2 R_2}{h_1} + \frac{3p_2 A_{b2} \tau_1 R_1}{h_2}}{\left(1 + \frac{R_1}{R_{c1}} \right) \left(1 + \frac{R_2}{R_{c2}} \right)} \right] \quad (11)$$

代入结构参数, 取 $\tau_1 = \tau_2 = 0.8 \times 10^{-6} \text{ cm}^3/\text{Pa}$, 计算得系统的传递函数为:

$$G(s) = 9.22 \times 10^{-9} \frac{0.024s^2 + 0.31s + 1}{1.12 \times 10^{-8}s^4 + 5.15 \times 10^{-3}s^3 + 0.76s^2 + 4.32s + 1} \quad (12)$$

五、正弦载荷作用下的仿真结果与分析

1. 液压油粘度对频率特性的影响

为分析液压油的粘度变化对静压导轨系统在正弦载荷作用下的频率特性的影响, 分别取液压油的运动粘度为 $86 \text{ mm}^2/\text{s}$ 、 $66 \text{ mm}^2/\text{s}$ 、 $46 \text{ mm}^2/\text{s}$ 、 $36 \text{ mm}^2/\text{s}$ 和 $26 \text{ mm}^2/\text{s}$, 得到静压导轨系统在不同液压油粘度下的正弦载荷频率特性曲线, 绘制出系统的 bode 图, 其幅频特性曲线和相频特性曲线如图 2 所示。

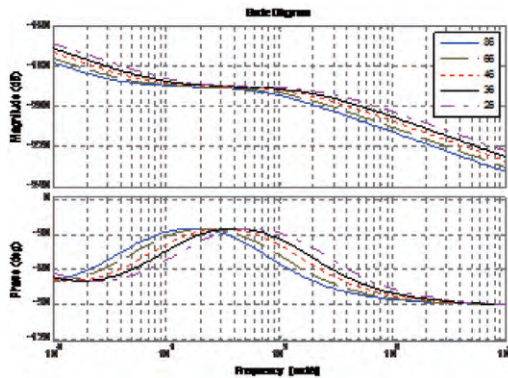


图 2 不同粘度情况下的系统 bode 图

由幅频特性曲线可知, 在正常工况能够产生的频率波动范围内, 随着液压油粘度的降低, 静压导轨系统达到峰值的频率将增大, 而且峰值也有微量的增加; 即便粘度会发生变化, 但在各个粘度情况下的幅频特性曲线的走势是一致的, 随着频率的不断增大, 幅值会越来越低, 观察相频特性曲线也会发现, 随着频率的增加, 滞后的相位最终都趋近 90° , 结合幅频特性和相频特性两条曲线, 说明系统是稳定的。

2. 系统压缩系数对频率特性的影响

为分析系统压缩系数对静压导轨系统在正弦载荷作用下

的频率特性的影响, 取系统压缩系数为 $1.0 \times 10^{-14} \text{ m}^3/\text{Pa}$ 、 $1.0 \times 10^{-13} \text{ m}^3/\text{Pa}$ 、 $8.0 \times 10^{-13} \text{ m}^3/\text{Pa}$ 、 $1.0 \times 10^{-11} \text{ m}^3/\text{Pa}$ 和 $1.0 \times 10^{-10} \text{ m}^3/\text{Pa}$, 得到静压导轨系统在不同系统压缩系数下的正弦载荷频率特性曲线, 绘制出系统的 bode 图, 其幅频特性曲线和相频特性曲线如图 3 所示。

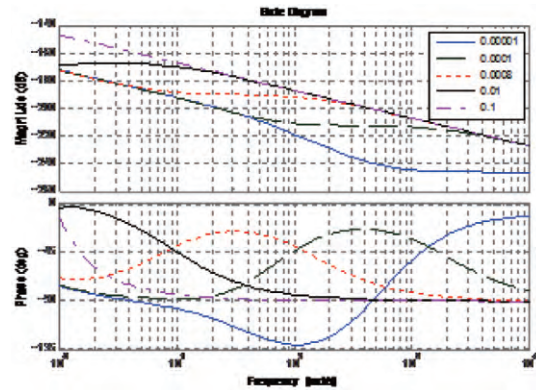


图 3 不同系统压缩系数情况下的系统 bode 图

观察系统的幅频特性曲线和相频特性曲线, 在正常工况能够产生的频率波动范围内, 随着压缩系数的增大, 系统的动刚度逐渐恶化。系统压缩系数越小, 随着频率的增加, 系统的动态响应越好。因此, 液压油中混入空气将严重影响静压导轨系统的动刚度, 一定要设法排除油路中的空气, 在油路结构设计时要尽量避免能够存留空气的结构, 而且要少用弹性元件, 以减小压缩系数。

六、结语

由于液压导轨系统, 特别是其“敏感油路”(节流器至导轨油腔的油路)中存有空气, 或者液压油中溶有气泡, 都会使静压导轨系统的动态性能明显恶化, 严重时甚至会使用系统处于不稳定状态, 以致于无法正常工作。因此, 在设计时除了要正确地选择参数之外, 还应尽量缩短“敏感油路”的长度, 在供油系统的油路中避免死角, 以防止空气的存留, 且有利于排气。

对于薄膜反馈节流静压导轨系统, 如果在调整过程中出现不稳定现象, 如油腔压力不稳定, 首先应判明是否因载荷变化所引起, 其次应检查油路系统中是否混有气泡。如果将上述因素一一排除后, 系统仍然不能稳定工作, 则要分析选择的参数是否合理, 计算是否有误。IM