

我们在广州机床研究所学习过程中,对这种附加静压支承的静压轴承随动系统的静态特性进行了分析推导,发现其静态方程为一超越函数方程。我们利用函数变换具体求出了静态特性曲线,并通过对油压公式的简化进而分析得静态特性的变化规律,从而提出了此类静压轴承随动系统静态设计的两点准则,大大简化了设计要求。最后利用DJS-21型电子计算机,对理论计算与广州机床研究所的模型试验结果进行了分析对比,证明其结果在工程技术上是可行的。

本文介绍我们在这方面的一些工作。内容为系统的分析推导,静态特性的规律,简化公式的讨论,理论计算与试验结果的对比,静态设计的两点准则,以及设计方案的讨论,关于此类随动系统的详细结构和试验情况可参看广州机床研究所的试验总结:“附加静压支承随动系统的研究(超重型卧车静压主轴系统模拟性试验)”^[1]。

—

这里建立随动系统的数学模型,推导出卸荷方程同时给出油压的简化公式。系统的原理图与符号如图1所示,静压轴承A及其控制滑阀采用通用的符号^[2],附加支承加上标“'”,随动滑阀加附标“5”,反馈滑阀加附标“6”。

图2是系统的方框图。这里各环节基本上是由力和流量二平衡方程组成,是非线性关系。假设附加静压支承受垂直外加载荷F时产生的卸荷力为U,此时系统各环节的力平衡方程和流量平衡方程如下:

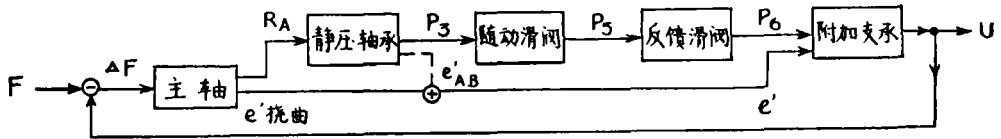


图 2

1.附加支承:当附加支承的油腔中心轴线与垂直力F方向的夹角为θ'时,二个油腔的总有效投影面积为

$$A'_0 = 4(l' + l'_1) \cdot R' \cdot \sin \frac{1}{2}(\theta'_1 + \theta'_2) \cdot \cos \theta' \quad (1)$$

因垂直的外载荷没有横向载荷,反馈滑阀6位于中心位置,二端压力P_6相等,得到附加支承的卸荷力为

$$U = A'_0 \cdot P_6 = 4(l' + l'_1) \cdot R' \cdot \sin \frac{1}{2}(\theta'_1 + \theta'_2) \cdot \cos \theta' \cdot P_6 \quad (2)$$

主轴受力F后向下移动了e',附加静压支承油腔上、下泄油道与主轴的间隙从原

来的 h'_0 分别变为 $h'_0 - e' \cos(\theta' + \theta'_1)$ 和 $h'_0 - e' \cos(\theta' - \theta'_1)$ 。这样,从附加静压支承一个油腔流出的流量 Q'_0 可近似地表为

$$Q'_0 = P_0 \times \frac{\theta'_1 R'}{3\eta l'} \cdot \left(h'_0 - e' \cdot \cos\theta' \right)^3 + P_0 \cdot \frac{b'}{12\eta (\theta'_2 - \theta'_1)} \cdot \left\{ \left[h'_0 - e' \cos(\theta' + \theta'_1) \right]^3 + \left[h'_0 - e' \cos(\theta' - \theta'_1) \right]^3 \right\}$$

此流量等于由反馈滑阀一侧流出的流量

$$Q_{c6} = \frac{\pi d_6^3 h_6^3}{12\eta l_6} \cdot (P_5 - P_0)$$

即得到流量平衡方程为

$$\frac{\pi d_6^3 h_6^3}{12\eta l_6} \cdot (P_5 - P_0) = \frac{\theta'_1 R' P_0}{3\eta l'} \left(h'_0 - e' \cdot \cos\theta' \right)^3 + \frac{b' P_0}{12\eta (\theta'_2 - \theta'_1)} \cdot \left\{ \left[h'_0 - e' \cdot \cos(\theta' + \theta'_1) \right]^3 + \left[h'_0 - e' \cdot \cos(\theta' - \theta'_1) \right]^3 \right\} \quad (3)$$

2. 随动阀: 当主轴受力从0变到 F 时,设静压轴承A的下油腔压力从 P_{03} 变到 P_3 , 则随动阀芯位移 x_5 由下式决定

$$k_{c5} \cdot x_5 = \frac{\pi}{4} d_5^2 \cdot (P_3 - P_{03}) \quad (4)$$

这里 d_5 、 k_{c5} 分别为随动阀的阀芯直径和弹簧刚度。

而经过随动阀的流量为

$$Q_{c5} = \frac{\pi d_5^3 h_5^3}{12\eta (l_5 - x_5)} \cdot (P_3 - P_5)$$

式中 h_5 、 l_5 为随动阀的间隙和阀芯有效长度, 而 P_3 为输入油压。

由流量平衡 $Q_{05} = 2Q_{c5}$ 得到

$$\frac{\pi d_6^3 h_6^3}{12\eta (l_6 - x_5)} (P_5 - P_0) = \frac{\pi d_5^3 h_5^3}{6\eta l_5} (P_3 - P_0) \quad (5)$$

3. 挠度: 当主轴受垂直向下的载荷 F 时, 由附加静压支承产生方向相反的卸荷力 U , 故主轴实际只承受剩余载荷 ΔF ,

$$\Delta F = F - U \quad (6)$$

剩余载荷 ΔF 使静压轴承 A、B 油腔压力产生变化。同时还使轴产生挠曲，从而改变了附加支承与主轴的间隙。

设在剩余载荷 ΔF 作用下静压轴承 A、B 的油膜位移分别为 $e_A、e_B$ (以图1方向为正)。则附加支承与主轴的间隙变化量 e' 由主轴在 ΔF 作用下的 e 挠曲和油膜位移 $e_A、e_B$ 产生的主轴倾斜 e_{AB} 两部分组成，把挠曲看成为一集中力作用在两筒支梁上时，可得到

$$e' = \frac{\Delta F}{3EJ} \cdot s_1^2 \cdot (s_1 + s_2) + \frac{s_1 + s_2}{s_2} \cdot (e_A + e_B) - e_B \quad (7)'$$

式中 $s_1、s_2$ 为力 ΔF 、轴承 A、B 三作用点之间的距离 (见图1)。E、J 分别为主轴的杨氏模量和转动惯量。

实际上静压轴承有足够的刚度， $e_A、e_B$ 很小。在主轴倾斜量可忽略的情况下式 (7)' 变为：

$$e' = \frac{\Delta F}{3EJ} \cdot s_1^2 (s_1 + s_2) \quad (7)$$

4. 静压轴承 A： 现在确定静压轴承 A 的油压 P_s 和剩余载荷 ΔF 的关系。由图 1， ΔF 使静压轴承 A 产生支反力 R_A ，

$$R_A = \frac{s_1 + s_2}{s_1} \cdot \Delta F \quad (8)$$

此力即为静压轴承 A 的载荷力。由书⁽²⁾式 (1-42)、(1-43)、(1-40) 可得到

$$P_s = P_o / \left\{ 1 + (\beta - 1)(1 - 3\epsilon \cdot \cos\theta_1) \left[1 - \frac{A_o R_A}{2A_o k_o l_o} \right] \right\} \quad (9)$$

其中 ϵ 由⁽²⁾中式 (1-44)、(1-46) 决定，即

$$\epsilon = \frac{\frac{R_A}{A_o P_s} \left(2C_o - \frac{\beta^2}{\beta - 1} \right) + \left(\frac{R_A}{A_o P_s} \right)^3 \cdot C_o^2 (\beta - 1)}{6 \left[C_o \cdot \left(\frac{R_A}{A_o P_s} \right)^2 - 1 \right] \cdot \cos\theta_1} \quad (10)$$

而 $C_o = A_o \cdot P_s / (2k_o l_o)$

$$\beta = P_s / P_{o3} = 1 + P'_o / P_{o3} = 1 + \frac{(2\theta_1 + b/\omega) \cdot r \cdot h_o^3 \cdot 2l_o}{\pi d_o h_o^3 \cdot L}$$

上式由⁽²⁾中式 (1-35)、(1-30) 的 $Q_{b0} = Q'$ 求出。

由 (8)、(9)、(10) 便可求出 (4) 式中的 $P_s、P_{o3}$ 值。

上述方法确定 P_s 值不但较为繁杂，且不能明显地看出 P_s 与 R_A 的关系。这里我们给出一较简便的近似式，

依⁽²⁾式 (1-40)、(1-41) 有

$$\frac{P_{b3}}{P_{b1}} = \frac{1 + (\beta - 1)(1 + 3\epsilon \cos\theta_1)(1 + x/l_o)}{1 + (\beta - 1)(1 - 3\epsilon \cos\theta_1)(1 - x/l_o)}$$

由此得

$$\frac{P_{b3} + P_{b1}}{P_{b1}} = \frac{2\beta + 6\varepsilon(\beta - 1)\cos\theta_1 \cdot x/l_0}{1 + (\beta - 1)(1 - 3\varepsilon\cos\theta_1)(1 - x/l_0)}$$

其分子中的第二项由于 ε 一般很小而与第一项相比可以省略, 故可化为

$$\frac{P_{b3} + P_{b1}}{P_{b1}} = \frac{2\beta}{1 + (\beta - 1)(1 - 3\varepsilon\cos\theta_1)(1 - x/e_0)} = \frac{2\beta \cdot P_{b3}}{P_s}$$

于是有

$$P_{b3} + P_{b1} = \frac{2\beta}{P_s} P_{b3} \cdot P_{b1}$$

而依⁽²⁾式(1-1)

$$P_{b3} - P_{b1} = \frac{R_A}{A_b} \quad (11)$$

联立上二式消去 P_{b1} 可求出 P_{b3} 即 P_s

$$P_s = P_{b3} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{P_s}{\beta} + \frac{R_A}{A_b} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{P_s}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{R_A}{A_b} \right)^2} \right]$$

因当 $\Delta F = 0$ 时 $P_s = \frac{P_s}{\beta} = P_{0s}$ 故上式根号前应取正号, 将(8)式代入最后得到

$$P_s = \frac{1}{2} \left[\frac{s_1 + s_2}{A_b \cdot s_2} \cdot \Delta F + \frac{P_s}{\beta} + \sqrt{\left(\frac{s_1 + s_2}{s_2 \cdot A_b} \cdot \Delta F \right)^2 + \left(\frac{P_s}{\beta} \right)^2} \right] \quad (12)$$

用上式及 $P_{0s} = \frac{P_s}{\beta}$ 便可简便地求式(4)式中的 $p_s - p_{0s}$ 值。

关于此近似式在这个系统中应用时对结果的影响情况, 将在第二部分加以讨论。

卸荷方程: 前面求得了系统各环节的关系式, 我们所要求的是求出外加 载荷 F (输入) 和卸荷力 U (输出) 的关系, 以确定在各种载荷情况下其系统的卸荷情况如何。

将式(12)、(6)代入式(4)得

$$x_6 = \frac{\pi d_6^2}{8k_6} \left[\frac{s_1 + s_2}{s_2 A_b} (F - U) - \frac{P_s}{\beta} + \sqrt{\left(\frac{s_1 + s_2}{s_2 A_b} (F - U) \right)^2 + \left(\frac{P_s}{\beta} \right)^2} \right] \quad (13)$$

式(5)变换后代入式(3)消去 p_s , 有

$$\frac{\pi d_6^2 h_6^3}{12\eta l_6} \cdot \frac{d_5 h_5^3}{l_5 - x_6} \cdot (P_s - P_0) = P_0 \cdot \left\{ \frac{\theta_1' R'}{3\eta l_1'} (h_0 - e' \cos\theta')^3 + \frac{b'}{\eta(\theta_2' - \theta_1')} \right. \\ \left. \left[\left(h_0' - e' \cos(\theta' + \theta_1') \right)^3 + \left(h_0' - e' \cos(\theta' - \theta_1') \right)^3 \right] \right\} \cdot \left(\frac{2d_6 h_6^3}{l_6} + \frac{d_5 h_5^3}{l_5 - x_6} \right)$$

令 $e' = \varepsilon' h_0'$ 消去 η 并将(2)式代入可得

$$A_b' P_s = U \cdot \left\{ 1 + \frac{2h_0'^3}{\pi} \left\{ \frac{4\theta_1' R'}{l_1'} (1 - \varepsilon' \cos\theta')^3 + \frac{b'}{\theta_2' - \theta_1'} \left[(1 - \varepsilon' \cos(\theta' + \theta_1'))^3 + (1 - \varepsilon' \cos(\theta' - \theta_1'))^3 \right] \right\} \cdot \left[\frac{l_6}{2d_6 h_6^3} + \frac{l_6 - x_6}{d_6 h_6^3} \right] \right\} \quad (15)'$$

其中 x_6 由式(13)确定, 而由式(7)可得

$$\varepsilon' = \frac{e'}{h_0'} = \frac{s_1^2(s_1 + s_2)}{3EJh_0'} \Delta F = \frac{s_1^2(s_1 + s_2)}{3EJh_0'} (F - U) \quad (14)$$

将式(13)、(14)代入式(15)' 最后得

$$\begin{aligned} A_b' P_s = U \cdot & \left\{ 1 + \frac{2h_0'^3}{\pi} \left\{ \frac{4\theta_1' R'}{l_1'} \left[1 - \frac{s_1^2(s_1 + s_2)}{3EJh_0'} (F - U) \cos\theta' \right]^3 \right. \right. \\ & + \frac{b'}{\theta_2' - \theta_1'} \left\{ \left[1 - \frac{s_1^2(s_1 + s_2)}{3EJh_0'} (F - U) \cos(\theta' + \theta_1') \right]^3 \right. \\ & + \left. \left. \left[1 - \frac{s_1^2(s_1 + s_2)}{3EJh_0'} (F - U) \cos(\theta' - \theta_1') \right]^3 \right\} \right\} \times \left\{ \frac{l_6}{2d_6 h_6^3} \right. \\ & + \frac{l_6}{d_6 h_6^3} - \frac{\pi d_6}{8k_6 h_6^3} \left[\frac{s_1 + s_2}{s_2 A_b} (F - U) - \frac{P_s}{\beta} \right. \\ & \left. \left. + \sqrt{\left[\frac{s_1 + s_2}{s_2 A_b} (F - U) \right]^2 + \left(\frac{P_s}{\beta} \right)^2} \right] \right\} \right\} \quad (15) \end{aligned}$$

此方程式(15)即为外加载荷 F 与卸荷 U 的关系式, 我们把这静态方程称为“卸荷方程”。式中除 F 、 U 外其余均为结构参数。这是一个非线性的超越函数方程, 无法直接解出。下面我们将通过变换间接求出其卸荷特性。

二

前面已推导出系统的静态方程——卸荷方程, 这是一个无法直接解出的非线性超越函数方程。这里我们将通过间接方法求出其卸荷曲线, 并进一步分析其系统的卸荷特性, 为静态设计提供准则。

1. 卸荷特性: 静态方程(15)不能由 F 直接解出 U 。但从结构图2中可知道, 卸荷 U 仅与剩余载荷 $\Delta F = F - U$ 有直接关系, 因此我们先求出 U 与 ΔF 的关系, 再进一步求 U 与 F 的关系。

令

$$\begin{aligned} f(\Delta F) = & \frac{2h_0'^3}{\pi} \left\{ \frac{4\theta_1' R'}{l_1'} \left[1 - \frac{s_1^2(s_1 + s_2)}{3EJh_0'} \Delta F \cdot \cos\theta' \right]^3 + \frac{b'}{\theta_2' - \theta_1'} \right. \\ & \cdot \left. \left\{ \left[1 - \frac{s_1^2(s_1 + s_2)}{3EJh_0'} \Delta F \cos(\theta' + \theta_1') \right]^3 + \left[1 - \frac{s_1^2(s_1 + s_2)}{3EJh_0'} \Delta F \cos(\theta' - \theta_1') \right]^3 \right\} \right\} \end{aligned}$$

$$\cdot \left\{ \frac{l_6}{2d_6 h_6^3} + \frac{l_6}{d_6 h_6^3} - \frac{\pi d_6}{8k_6 h_6^3} \left[\frac{s_1 + s_2}{s_2 A_b} \Delta F - \frac{P_s}{\beta} + \sqrt{\left(\frac{s_1 + s_2}{s_2 A_b} \Delta F \right)^2 + \left(\frac{P_s}{\beta} \right)^2} \right] \right\} \quad (16)$$

则卸荷方程(15)变为

$$U = A_b' P_s / [1 + f(\Delta F)] \quad (17)$$

由此方程可绘出曲线图3。由式(16)知道,当 ΔF 增加时 $f(\Delta F)$ 值增加,当 ΔF 减少时 $f(\Delta F)$ 亦随之减少,即 ΔF 与 $f(\Delta F)$ 有单调关系。

另一方面,由式(6)及式(17)有

$$F = \Delta F + U = \Delta F + A_b' P_s / [1 + f(\Delta F)] \quad (18)$$

即 ΔF 与 F 亦有单调关系,当 ΔF 增加时 F 亦增加,而当 ΔF 减少时 F 亦随之减少。

因此,反过来亦如此:当外加载荷 F 增大时剩余载荷 ΔF 和卸荷 U 亦增大,而 F 减少时 ΔF 与 U 亦随之减少。系统的这种卸荷特性可由卸荷曲线图4直观地表示出来。这里我们把剩余载荷 ΔF 表为一系列45°的平行线。图中的 F 、 U 和 ΔF 有一致的单调关系。

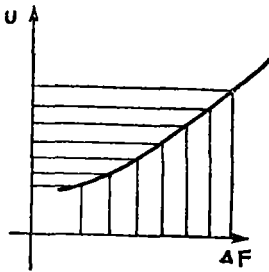


图 3

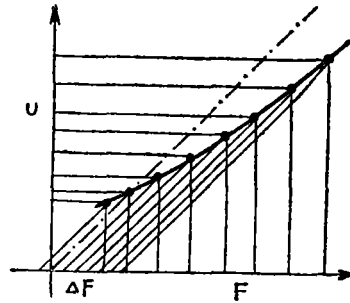


图 4

F 、 U 和 ΔF 存在一致的单调关系这特性,不但能如下面所述可简化卸荷特性曲线的绘制,更重要的是由此能提出静态设计的简化准则,大大简化了设计步骤,这在第三部分讨论。

2. 特性曲线的绘制: 为了确定随动系统的静态特性,了解各结构参数对系统性能的影响,必须绘制静态特性曲线——即卸荷曲线。对绘制特性曲线簇或整条特性曲线,可以把 ΔF 作参变量,令其在一定范围内变化,则由式(17)和(18)可以求出 U 与 F 的一一对应关系,从而绘出整条特性曲线。根据 ΔF 和 U 、 F 的一致单调性,则只要 ΔF 足够大(小),特性曲线坐标 (F, U) 可以向右(左)延伸,使其包括整个系统结构许可范围。

实际上,利用 ΔF 、 F 、 U 的一致单调这特性,我们可以不必绘出整条特性曲线。

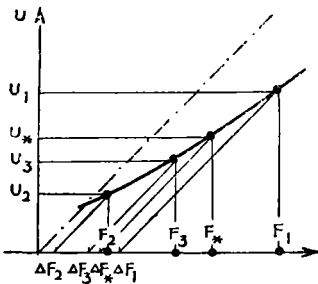


图 5

而通过迭代法计算出具体的某 F 、 U 对应点，即可以由某 F 值求出相应的 U 值，或由某 U 求出对应的 F 值。如图 5 所示，对某一 F_* 值，为求出对应的 U_* 值，可先任选一较大的 ΔF_1 ，依式(18)求对应的 F_1 值，使 $F_1 > F_*$ 。再任选一较小的 ΔF_2 ，使由式(18)求出的 F_2 有 $F_2 < F_*$ 。然后选 $\Delta F_3 = \frac{1}{2}(\Delta F_1 + \Delta F_2)$ ，当由式(18)确定的 $F_3 > F_*$ 时，下次选 $\Delta F_4 = \frac{1}{2}(\Delta F_2 + \Delta F_3)$ ，而当对应的 $F_4 \leq F_*$ (如图所示) 时则选 $\Delta F_4 = \frac{1}{2}(\Delta F_1 + \Delta F_3)$ ，如此类推。这样经过若干步，便可逼近得到足够准确的值 $F_*' \approx F_*$ ，而由对应的 $\Delta F_*'$ ，利用式(17)可求出与 $\Delta F_*'$ 和 F_*' 相应的 U_*' 值，此 U_*' 即为所求，其 U_*' 与和 F_* 对应的 U_* 值的误差 $|U_*' - U_*|$ 可小至任意小。整个计算框图如图 6。

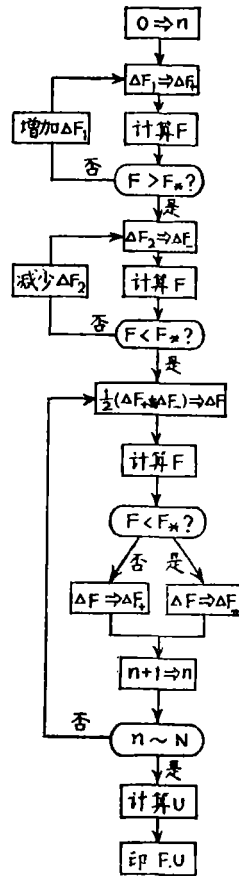


图 6

3. 理论与试验对比：毛主席教导我们：“判定认识或理论之是否真理，不是依主观上觉得如何而定，而是依客观上社会实践的结果如何而定。”我们将所求得的结果与广州机床研究所的模拟试验进行了对比。广州机床研究所的试验台其结构参数如下^[1](长度单位均为 cm)：

附加支承： $\theta' = 45^\circ$ ， $\theta_1' = 15^\circ$ ， $b_1' = 0.12$ ， $l_1' = 0.12$ ， $l' = 6.3$ ， $R' = 6$ ， $h_0' = 0.006$ 。

随动滑阀： $l_{b0} = 1.2$ ， $h_b = 0.0056$ ， $d_b = 0.8$ ， $k_b = 6.6$ 和 $4.9(kg/cm)$ 二种，预压缩量 $l_{预} = -0.09$ 、 1.6 、 2.6 、三种。

控制滑阀： $h_b = 0.0053$ ， $l_b = 1$ ， $d_b = 0.8$ 。

A、B 静压轴承： $D = 6$ ， $l_1 = 1.3$ ， $l = 11.2$ ， $\theta_1 = 30^\circ$ ， $b_1 = 0.58$ ， $h_0 = 0.00215$ (A 轴承)、 0.00205 (B 轴承)。

A、B 静压轴承控制滑阀： $l_1 = 1$ ， $d_b = 0.8$ ， $k_b = 2.5(ky/cm)$ ， $h_b = 0.00215$ (A

轴承)、0.00205(B轴承)。

$$s_1 = 22, s_2 = 29.6.$$

用20号机械油 $\eta_{60}^{\circ} = 12.7 \times 10^{-3} (kg \cdot sec/cm^2)$, 随动滑阀和A、B静压轴承的进油压力均相同, $p_s = 9.2, 14.3, 19.4 (kg/cm^2)$ 三种。

外加载荷用杠杆、砝码加压, 杠杆比为26, 加载变化值以 $26 \times 1.5 = 39 (kg)$ 递增。

因未加外载荷时随动滑阀的 l_s 值是由 $l_{\text{预压}}$ 来调节的, 故式(5)中的 l_s 用下式代替:

$$l_s = l_{s0} + l_{\text{预压}} - \frac{\pi d_s^2 P_{03}}{4k_{os}}$$

用框图6对每一试验值 F 均用逼近法求出理论值 U 与试验值进行对比。计算是利用SDJ-21型电子计算机进行。其结果如表1。表中还列出了理论值 $U_{\text{计}}$ 与试验值 $U_{\text{试}}$ 的绝对误差 $\Delta U = U_{\text{计}} - U_{\text{试}} (kg)$ 和相对误差 $\delta = \frac{\Delta U}{U_{\text{计}}} \times 100 (\%)$ 。

理论计算与试验结果对比表明, 其绝对误差不超过22.4kg且除开始部分外理论与试验的相对误差不超过24%, 而大部分相对误差在10%以内。理论计算与试验结果基本相符。开始部分相对误差较大是由于外载荷很小且卸荷油压表读数有误差(油压表测量范围为0~25kg/cm²)所致。

4. 油压近似式的讨论: 前面推导卸荷方程时应用到静压轴承油压公式, 我们是用一较简单的简化式(12)来代替书^[2]中由参数 ϵ 、 c 确定的油压公式(9)。为进行对比我们曾用DJS-21型电子计算机计算应用油压公式(9)的卸荷方程。其结果亦记于表1(见表中的 $\widetilde{U}_{\text{计}}$ 项)。与试验结果 $U_{\text{试}}$ 相比较, 除 $p_s = 14.3, k_{os} = 4.9, l_{\text{预压}} = 0.16$ 这一组的式(12)的值 $U_{\text{计}}$ 比式(9)的 $\widetilde{U}_{\text{计}}$ 值较试验值 $U_{\text{试}}$ 稍偏大外, 其余各组的式(12)值 $U_{\text{计}}$ 均较式(9)值 $\widetilde{U}_{\text{计}}$ 更接近试验值 $U_{\text{试}}$ 。因此, 由近似式(12)推导出的卸荷方程(15)可以供工程计算应用。这特别适用于没有电子计算机的情形。

三

前面已建立了卸荷方程, 求出了卸荷特性并用试验结果进行了检验。这里我们将进一步讨论如何利用所得到的结果以方便设计, 先建立静态设计的二点准则, 然后讨论设计方法提出几个设计方案。

1. 设计的二点准则: 前面对卸荷曲线已分析得到载荷、卸荷和剩余载荷的一致单调特性。此单调特性对工程设计特别有用, 因影响主轴挠度的主要是剩余载荷, 若载荷与剩余载荷的关系不是单调的, 如图7所示, 可能不在最大载荷 F_{max} 上而在其中某一载荷 F^* 时剩余载荷 ΔF 最大, 即主轴挠度最大。因而在设计时便须找到此最大剩余载荷使此时的主轴挠曲在容许范围内, 或想法在整个载荷变化范围内保证

表 1

P_0 (kg)	k_{C_0} (kg/cm)	l (cm)	F (kg)															
				6.2	43.2	82.2	121.2	160.2	199.2	238.2	277.2	316.2	355.2	394.2				
14.3	4.9	0.16	P_0 测	0.3	0.7	1.4	2.2	3.4	4.5	5.6	6.4							
			U测	9.3	21.7	43.4	68.2	105.5	139.6	173.7	198.5							
			U计	28.9	44.1	64.8	89.5	117.0	146.4	177.1	208.6							
			ΔU	19.6	22.4	21.4	21.3	11.5	6.8	3.4	10.1							
			$\delta\%$	68	51	33	24	9.9	4.7	1.9	4.8							
			\bar{U} 计	23.9	39.1	60.4	85.9	114.2	144.3	175.7	207.7							
	P_0 测		0.3	0.7	1.3	2.2	3.2	4.3	5.5	6.3								
	U测		9.3	21.7	40.3	68.2	99.3	133.4	170.6	195.4								
	U计		17.9	31.0	51.1	76.1	104.3	134.6	166.1	198.4								
	ΔU		8.6	9.3	10.8	7.9	5.0	1.2	-4.5	3.0								
	$\delta\%$		48	30	21	10	4.9	0.9	-2.7	1.5								
	\bar{U} 计		21.0	35.0	55.4	80.4	108.4	138.4	169.7	201.8								
9.2	6.6	P_0 测	0.3	0.5	1.0	1.9	2.9	3.3										
		U测	9.3	15.5	31.0	58.9	89.9	102.4										
		U计	12.1	22.9	40.9	64.4	91.5	120.6										
		ΔU	2.8	7.4	9.9	5.5	1.6	18.2										
		$\delta\%$	23	32	24	8.6	1.7	15.1										
		\bar{U} 计	13.4	24.5	42.6	66.0	92.9	121.8										
19.4	6.6	P_0 测	0.6	1.1	1.8	2.7	3.7	4.8	5.9	7.1	8.1	9.5	10.2					
		U测	18.6	34.1	55.8	83.7	114.8	148.9	183.0	220.2	251.2	294.7	316.4					
		U计	23.6	38.1	59.6	85.4	114.2	145.0	177.1	210.0	243.5	277.4	311.6					
		ΔU	5.0	4.0	3.8	1.7	-0.6	-3.9	-5.9	-10.2	-7.7	-17.3	-4.8					
		$\delta\%$	21	10	6.3	2.0	-0.5	-2.7	-3.4	-4.9	-3.2	-6.2	-1.5					
		\bar{U} 计	29.5	45.7	67.8	93.8	122.4	152.9	184.7	217.4	250.6	284.3	318.2					
	6.6	-0.09	P_0 测	0.7	1.2	1.9	2.8	3.8	4.9	6.1	7.2	8.5	9.2					
			U测	21.7	37.2	58.9	86.8	117.9	152.0	189.2	223.3	263.6	285.4					
			U计	33.8	50.0	71.6	97.0	125.0	155.0	186.3	218.5	251.3	284.7					
			ΔU	12.1	12.8	12.7	10.2	7.1	3.1	-2.9	-4.8	-12.3	-0.7					
			$\delta\%$	36	26	18	10	5.7	1.9	-1.6	-2.2	-4.9	-0.2					
			\bar{U} 计	34.5	51.9	74.8	101.1	129.9	160.4	192.1	224.7	257.8	291.3					
6.6	0.26	P_0 测	0.5	0.9	1.4	2.4	3.2	4.3	5.6	6.8	7.4							
		U测	15.5	27.9	43.4	74.4	99.3	133.4	173.7	210.9	229.5							
		U计	27.2	42.3	63.2	88.4	16.5	146.6	178.2	210.7	243.8							
		ΔU	11.7	14.4	19.8	14.0	17.2	13.2	4.5	-0.2	14.3							
		$\delta\%$	43	34	31	16	15	9	2.5	-0.1	5.9							
		\bar{U} 计	27.9	43.8	65.6	91.4	120.0	150.6	182.3	215.0	248.0							

主轴挠曲在容许范围内。这样在整个载荷变化范围内考虑的设计是相当繁难的。有了载荷与剩余载荷的单调特性后,实际设计只要保证最小载荷 F_{min} 和最大载荷 F_{max} 时剩余载荷 ΔF_{min} 、 ΔF_{max} 产生的主轴挠曲在容许范围,则必能保证在中间载荷处主轴挠曲不会超过容许值。这里所以要考虑最小载荷是因为此时剩余载荷可能变号,即不能保证 $|\Delta F_{min}| < |\Delta F_{max}|$,而且实际上总希望最小载荷即空载(此时仅有主轴重量)时主轴能保持平衡或正(负)挠曲在某一较小设定值处。

因此,静态设计时只要满足最小最大载荷所确立的二个卸荷方程这约束条件即可。但结构参数却多得多,因此有多种多样的设计考虑,这也提供了相当大的设计灵活性。

2.几个设计方案:下面我们提出几个静态设计方案。为简便计算我们令最小载荷即空载时 $\Delta F = 0$ 。则对 $F = F_{min}$ 和 F_{max} , 由式(15)得到二个约束方程:

$$F_{min} = U_{min} = P_s \cdot A_b' / \left[1 + \frac{2h_0'^3}{\pi} \left(\frac{4\theta_1' R'}{l_1'} + \frac{2b'}{\theta_2' - \theta_1'} \right) \left(\frac{l_5}{2d_5 h_5^3} + \frac{l_5}{d_5 h_5^3} \right) \right] \quad (19)$$

$$F_{max} - \Delta F_{max} = U_{max} = P_s \cdot A_b' / \left\{ 1 + \frac{2h_0'^3}{\pi} \left\{ \frac{4\theta_1' R'}{l_1'} (1 - \varepsilon' \cos \theta') \right\} \right. \\ \left. + \frac{b'}{\theta_2' - \theta_1'} \left[(1 - \varepsilon' \cos(\theta' + \theta_1'))^3 + (1 - \varepsilon' \cos(\theta' - \theta_1'))^3 \right] \right\} \\ \left(\frac{l_5}{2d_5 h_5^3} + \frac{l_5 - x_5}{d_5 h_5^3} \right) \left. \right\} \quad (20)$$

这里 x_5, ε' 由对应 ΔF_{max} 的式(13)(14)确定。

式中 $F_{min}, F_{max}, \Delta F_{max}$ 均为已知,其余为结构参数。根据实际情况,我们可假定静压轴承及附加支承的结构尺寸已确定,随动滑阀、反馈滑阀中的内经 d_5, d_6 及阀长 l_5, l_6 亦已决定,且随动阀的最大压缩量亦已定(一般取 $0.8l_5$)。可供我们自由选择确定的是随动滑阀及反馈滑阀间隙 h_5, h_6 (可容易取出磨削)及随动滑阀弹簧系数 h_5 (可灵活改换弹簧)。

于是式(19)、(20)可化为

$$\frac{l_5}{2d_5 h_5^3} + \frac{l_5}{d_5 h_5^3} = \frac{P_s \cdot A_b' - F_{min}}{F_{min}} \cdot \frac{1}{B_{min}} \quad (21)$$

$$\frac{l_5}{2d_5 h_5^3} + \frac{l_5 - x_5}{d_5 h_5^3} = \frac{P_s \cdot A_b' - (F_{max} - \Delta F_{max})}{F_{max} - \Delta F_{max}} \cdot \frac{1}{B_{max}} \quad (22)$$

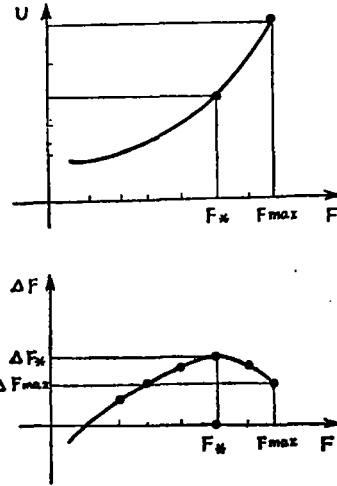


图 7

这里

$$B_{min} = \frac{2h_0'^3}{\pi} \left(\frac{4\theta_1' R'}{l_1'} + \frac{2b}{\theta_2' - \theta_1'} \right)$$

$$B_{max} = \frac{2h_0'^3}{\pi} \left\{ \frac{4\theta_1' R'}{l_1'} (1 - \varepsilon' \cos \theta')^3 + \frac{b'}{\theta_2' - \theta_1'} \left[(1 - \varepsilon' \cos(\theta' + \theta_1))^3 + (1 - \varepsilon' \cos(\theta' - \theta_1'))^3 \right] \right\}$$

联解式(21)、(22)可得到

$$h_5 = 3 \sqrt{\frac{d_5}{x_5} \left[\frac{P_s A_b' - F_{min}}{F_{min}} \cdot \frac{1}{B_{min}} - \frac{P_s A_b' - (F_{max} - \Delta F_{max})}{F_{max} - \Delta F_{max}} \cdot \frac{1}{B_{max}} \right]} \quad (23)$$

$$h_6 = 3 \sqrt{\frac{2d_6}{x_6 l_6} \cdot \frac{P_s A_b' - (F_{max} - \Delta F_{max})}{F_{max} - \Delta F_{max}} \cdot \frac{l_6}{B_{max}} - \frac{P_s A_b' - F_{min}}{F_{min}} \cdot \frac{l_6 - x_6}{B_{min}}} \quad (24)$$

由式(23)、(24)求出 h_5 、 h_6 后再依式(14)确定弹簧系数 k_5

$$k_5 = \frac{\pi d_5^2}{8x_5} \cdot \left[\frac{s_1 + s_2 \Delta F_{max}}{s_2 A_b} - \frac{P_s}{\beta} + \sqrt{\left(\frac{s_1 + s_2 \Delta F_{max}}{s_2 A_b} \right)^2 + \left(\frac{P_s}{\beta} \right)^2} \right] \quad (25)$$

由式(23)、(24)、(25)确定的 h_5 、 h_6 和 k_5 便可保证系统符合设计要求。当 h_5 、 h_6 或 k_5 过大过小或为负,不能实际做出时可适当改造结构参数值,以求得适当的 h_5 、 h_6 、 k_5 值。

这种选取 h_5 、 h_6 的方法的优点是适用范围大,这是由于间隙 h_5 、 h_6 在特性方程中为三次方,它们的变化影响大。

另一个设计方案是仅改变随动滑阀的参数 k_5 、 l_6 和 x_6 (l_6 可由调节弹簧初始值 $l_{预}$ 来改变)使其满足设计要求。此时由式(19)、(20)有

$$l_6 = d_5 \cdot h_5^3 \cdot \left[\frac{P_s A_b' - F_{min}}{F_{min}} \cdot \frac{1}{B_{min}} - \frac{l_6}{2d_6 h_6^3} \right] \quad (26)$$

$$x_6 = l_6 - d_5 h_5^3 \cdot \left[\frac{P_s A_b' (F_{max} - \Delta F_{max})}{F_{max} - \Delta F_{max}} \cdot \frac{1}{B_{max}} - \frac{l_6}{2d_6 h_6^3} \right] \quad (27)$$

弹簧系数 k_5 由式(25)确定。

此方法求出的 x_6 必须满足条件

$$0 < x_6 \leq l_6$$

而 l_6 亦须满足结构条件使其能实际调节得到。

以上两方法是由同时满足最大、最小载荷两个约束条件求得。因不满足最小载

荷条件的情况较少见。故亦可以抓住主要矛盾,先根据最大载荷情况来选择有关参数值。将系统结构确定后再进行检算。检验最小载荷即空载时系统的平衡情况是否符合要求。如不符合再调整参数值,重新计算。这方法可避免解联立方程,较适合工程技术人员的习惯。

具体的设计例子可参看广州机床研究所的总结报告^[1],这里不赘述。

参 考 文 献

- [1] 附加静压支承随动系统的研究(超重型卧车静压主轴系统模拟性试验),
广州机床厂研究所静压技术研究室,1973.12.26。
- [2] 液体静压技术原理及应用,广州机床研究所编(1972年)。

本文1976年4月收到(1974年1月完稿)。