

高速、准确的定位伺服机构

M. Onda, Y. Oshima, S. Suzuki

摘 要

本文就最佳响应问题介绍一个用作高速、准确定位器的电液伺服机构的实验性研究和计算机仿真。该伺服机构由一个用两台不同的伺服阀控制的直线运动油缸 (Linear actuator)、一个几公斤的惯性负载、探测器和电子线路组成。为得到快速和准确的响应采用了三种模式: 加速、减速和最终的定位控制。在适当的稳定条件下用实验办法得到从加速到增速的最佳切换曲线。于是在存取距离 (access distance) 为 0—5 厘米的范围内实现了 20—30 毫秒的定位时间和 ± 5 微米的准确度。

一、引 言

高速、准确的定位伺服机构可用于制造半导体用的自动装配式试验机以及照相排板机。与机电式系统相比, 电液系统在力矩惯量比方面有着显著的优点。

对于可用具有几个不连续点的多阶非线性联立常微分方程来描述的电液伺服系统而言, 其最佳控制问题是如何得到这一系统的最佳响应。在液压伺服系统的最短时间响应方面, 负载减速过程中的气穴现象 (Cavitation) 是系统控制的限制之一, 而用来避免气穴生成条件的伺服关闭法可实现最佳控制。但当实现临界减速时, 在这样的一些限制下是不能用解析法求解系统状态方程的。在本实验中也难以确定本装置的实验上的气穴条件。因此, 为估计实际的工作状态, 与实验并行地进行了系统响应的计算机仿真和响应最佳化。

因为本系统的基本控制方案实质上是开关式控制, 得到切换准则以及稳定条件是重要的。在这一实验和计算机仿真中, 对其中的一个伺服阀应用负载自原点的位移的平方根函数作为近似的关闭控制, 利用一反馈变数受到限

制的幅度得到适当的稳定度。本研究的目的是为实现电液伺服机构的最短时间响应找出最佳控制规律。

二、实验设备的结构

为最佳时间响应试验而设计的高速定位器由一个活塞式液压执行机构、一个阻尼器、两个伺服阀和一个惯性负载、一些检测器和一些电子线路组成, 本装置的概图见图一。

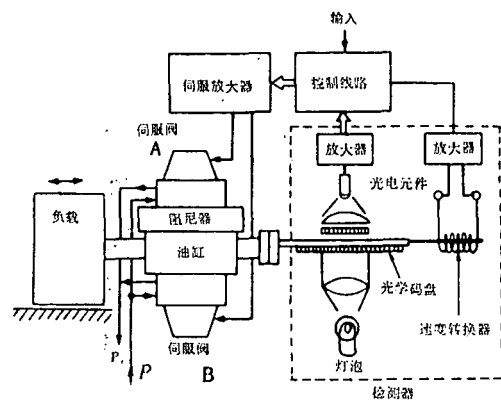


图 1 实验装配概图

2.1 液压装置

两个伺服阀由一个供给压力为 130—210 公斤/厘米², 工作温度范围为 30—40°C 的液压源

推动。这些伺服阀是流量控制器通阀，带有喷嘴挡板前置放大级；阀A用作粗略移动控制，阀B用作精密定位。阀A有快速响应特性，具有高的流量增益；阀B有颇缓慢的响应，有低的流量增益，如图2所示。伺服阀A有5%的遮盖量，这是为了消除阀芯（spool）在中心位置时该阀的漂移影响和减少各滑阀节流器（port）（以下简称阀口）的漏泄。阀B在其零输出点附近有低的流量增益，为的是使一个检测器信号成为高增益的，以便得到适当的稳定度。这也使得阀A关闭后能有高精度的定位。从而，两个阀都有非线性的流量增益，它们的动力学也不同。阀A的截止频率为60赫，阀B的为250赫。截止频率是增益降为3 dB处的频率。

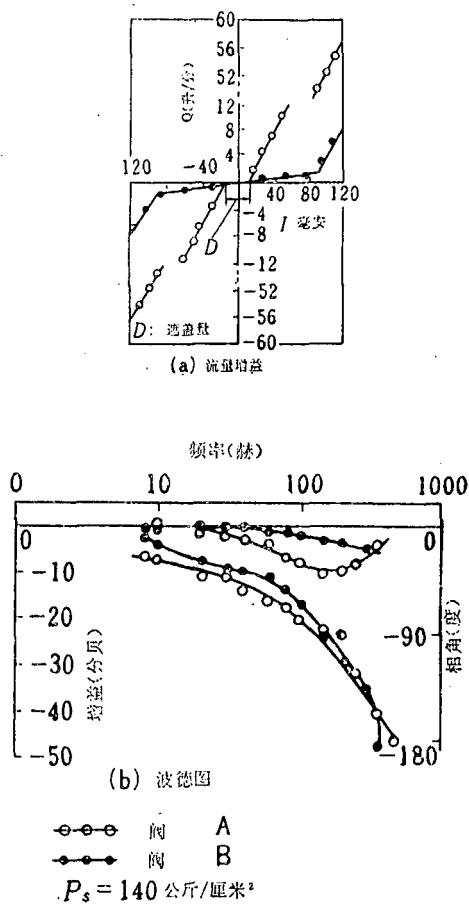


图2 伺服阀特性

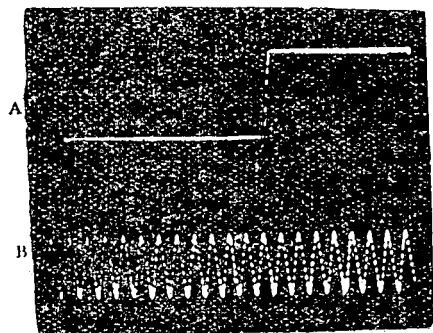
执行机构是直线移动式的，活塞面积2厘米²，行程7厘米。活塞两侧油腔互相之间的漏泄小到可以不计。通过油缸每个法兰的向外漏泄也小到可以忽视。当阀口突然关闭时，由于油缸两个内腔的油柱（oil column）与负载的互作用，通常产生振荡。为减少这一振荡，油缸采用了一个专门的阻尼器。此阻尼器由两个节流孔和一个位于其间的具有特氟隆活塞的阻尼油缸组成。每个节流孔与执行机构油缸的一个油腔连接。这些孔的流量系数可通过插入一个逐渐变细的杆来调节。

2.2 检测器

为得到实现简单可靠的控制所需的关于负载位置和速度的信息，装了最低数量的检测器。这些信号馈入电子控制线路。速度转换器是感应式的，是一个移动的永久磁铁和一个线圈的组合。位移检测器的原理见图1。此位移检测器有两组不同的输出：一组是模拟信号，用于精密定位反馈控制；另一组是脉冲序列（1个脉冲=0.1毫米），用来对负载的粗略移动距离予以计数。数字信号由一对光电二极管产生，模拟信号由十个光电晶体管三极管产生（图3（a））。

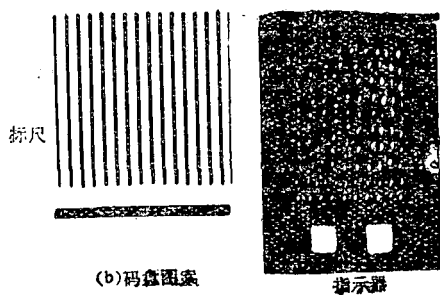
位移信号以通过两个码盘图案（一个为标尺（scale），一个为指示器（index），一个固定在活塞杆上并平行于另一个而运动）的平行光通量得到。光通量强度由一组光电晶体管二极管和一对光电二极管来感知，并被转为位移信号。图3（b）表示这些码盘图案。固定在油缸塞上的标尺在具有这些光电元件的指示器上平动。来自光源的光通量通过标尺的B部，然后通过指示器上的D部，再进入光电二极管。来自栅格B和D的两个不同脉冲信号用来判断负载运动方向，同时把当时的负载位置置入可逆计数器中。通过标尺的A和E部的光通量经过指示器的C部窗口并被光电三极管感知。光通量通过C部的一行窗口后，由一个圆柱透镜全部聚焦在一个光电三极管上，以便转换为电信

号。每行窗口相距固定为 0.1 毫米 (phase pitch)。十行窗口的相距之和相当于标尺中栅格 A 的一个节距 (1 毫米)。所以用十行的原因是产生相差为 0.1 毫米的十个模拟信号。从这些行光电三极管中选择一行, 就能进行不连续的定位 (每个 0.1 毫米)。这一有富裕的位置检测方法的目的是使负载运动的高速脉冲计数可靠和使最终的定位逻辑线路简单些。标尺的 E 部用作基准, 以便补偿光源强度的闪烁。位移探测器码盘的精度保证在 ± 5 微米之内。伺服阀的控制输入由这些检测器输出和控制模式的切换逻辑信号组成, 关于切换逻辑将在下节叙述。



A: 光电三极管输出
B: 光电二极管输出

(a) 检测器输出



(b) 码盘图案

指示器

图 3 光电位移检测器

油缸两腔压力, 供给和回油压力都用半导体压力计来监视, 但不作控制用。阀芯运动不受到监视。在 30—40°C 的范围里的油温控制在 ± 1°C 的误差内。

2.3 电气控制线路

电气控制线路的功能是给伺服阀产生各个控制模式信号和根据系统状态和预定的模式切换逻辑来切换这些模式。减速和最终的定位控制输入是根据位移检测器的输出而定的, 而模式则参照负载的位移和速度来切换。

三、控制模式和解析的叙述

本节介绍所设计的电液系统的数学描述和其最佳控制策略。与这方面有关的, 用于计算机仿真的补充描述在第五节中介绍。

3.1 负载油缸系统的数学描述

如同第五节中所述, 两个伺服阀可用三阶线性常微分方程来近似。假定两个阀口面积分别为 A_{p_a} , A_{p_b} 和阀芯位移为正, 则从滑阀到油缸的各油腔的流量 Q_1 和 Q_2 就可用油腔压力 P_1 和 P_2 写成下面这样:

$$Q_1 = (A_{p_a} + A_{p_b}) \cdot C_v \cdot S_{gn} \sqrt{(P_r - P_1) |P_r - P_1|} \quad (1)$$

$$Q_2 = (A_{p_a} + A_{p_b}) \cdot C_v \cdot S_{gn} \sqrt{(P_r - P_2) |P_r - P_2|} \quad (2)$$

这里 P_s 和 P_r 分别为供给和回油压力, C_v 是节流平均流量系数。引入符号函数为的是给出双向阀口流量特性的紧凑数学描述。用 X_L 表示负载位移和 F_L 表示摩擦力可把油缸—负载 (系统) 动力学以如下方程:

$$\frac{d\dot{X}_L}{dt} = \frac{A_s}{M_L} (P_1 - P_2) - \frac{F_L}{M_L} \quad (3)$$

表示出来, 这里 A_s 是油缸活塞面积, M_L 是负载质量。如果 F_L 是粘性阻尼, 则关系式 $F_L = C_f \cdot \dot{X}_L$ 成立。这里 C_f 为阻尼系数。油缸活塞位移 X_L 和阻尼器活塞位移 X_d 是从它们的中间位置算起的。 X_L 和 X_d 都是取从左到右为正的。用 B 表示油的体积弹性模数 (bulk modulus), 可根据液流的连续性条件写出如下方程:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{B}{V_1/2 + A_s \cdot X_L} (Q - A_s \cdot \dot{X}_L - Q_{d1}) \quad (4)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{B}{V_1/2 - A_s \cdot X_L} (Q_2 + A_s \cdot \dot{X}_L - Q_{d2}) \quad (5)$$

其中 Q_{d1} 和 Q_{d2} 是从每个油缸油腔流向相应的阻尼器油室的流量, V_t 是油缸内油的总体积。同时, 假定 C_{d0} 是阻尼器节流孔的流量系数, P_{d1} 和 P_{d2} 是阻尼器每个油室的压力, 那么从油缸每个油腔流向相应的阻尼器油室的流量 Q_{d1} 和 Q_{d2} 即为

$$\begin{aligned} Q_{d1} &= C_{d0} (P_1 - P_{d1}), \\ Q_{d2} &= C_{d0} (P_2 - P_{d2}) \end{aligned} \quad (6)$$

用与油缸—负载系统动力学相同的方法, 可把阻尼器活塞动力学和液流连续性方程写成

$$\frac{d\dot{X}_d}{dt} = \frac{A_d}{M_d} (P_{d1} - P_{d2}) - \frac{F_d}{M_d} \quad (7)$$

$$\frac{dp_{d1}}{dt} = \frac{B(Q_{d1} - A_d \cdot \dot{X}_d)}{V_{d1}/2 + A_d \cdot X_d} \quad (8)$$

$$\frac{dp_{d2}}{dt} = \frac{B(Q_{d2} + A_d \cdot \dot{X}_d)}{V_{d1}/2 - A_d \cdot X_d} \quad (9)$$

这里 A_d 、 M_d 、 F_d 和 V_{d1} 分别是阻尼器活塞面积、阻尼器活塞质量、活塞摩擦力和阻尼器内油的总体积。如果 F_d 是粘性阻尼, 则关系式 $F_d = C_{rb} X_d$ 成立, 其中 C_{rb} 是阻尼系数。

这里在系统中得到最短时间响应的问题可简化为找出这样一些阀口控制函数, 它们以最短时间在状态变量的规定范围内把某一系统状态变为另一种状态, 而不违反气穴条件*, 并应在最后的控制模式中达到稳定。

忽略由油的可压缩性和油缸漏泄所引起的流量变动, 可给出气穴产生的条件:

$$M_L \cdot \frac{d\dot{X}_L}{dt} - F_L > P_s \cdot A_s \quad (10)$$

为得到在阀口关闭所引起的负载减速过程中的临界气穴条件, 当 F_L 是 X_L 的函数时必须知道 X_L 和 $\frac{dX_L}{dt}$ 。实际上, 在实体装置中是难以探测 F_L 的。

3.2 控制模式

整个系统的控制逻辑概念示于图 5。基本的控制策略如下:

1) 两个阀口满开以得到最大的负载加速

(图 4 中 A—B—C)

2) 受到控制的阀口的关闭不产生气穴, 以便在进入最终控制模式之前实现负载动能的全部吸收 (阀 A, C—E—D; 阀 B, C—F—G)。

3) 对阀 B 施反馈控制以得到在定位点 (G—O—H—D) 附近的渐近稳定。这些控制模式的切换逻辑和比较器线路借助于判断负载位移和速度信号来实现。如图 4 所示, 在减速

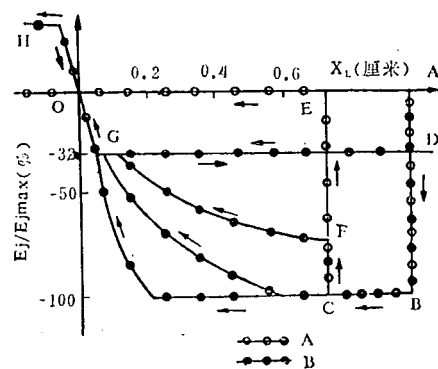


图 4 控制输入

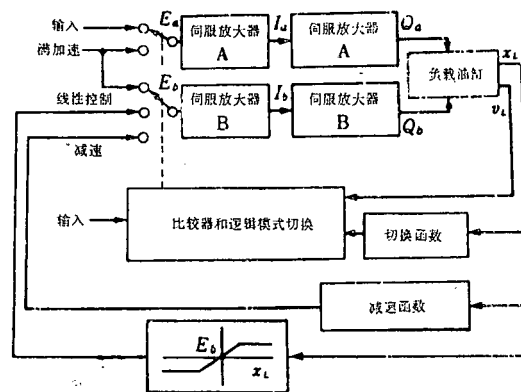


图 5 控制概念图

X_L : 负载位移; V_L : 负载速度;

E_a , E_b : 伺服放大器输入电压;

Q_a , Q_b : 油缸的控制流量。

模式中给阀 B 的输入作用加上负载位移的平方根函数。阀口关闭函数是以解析得来的, 它有助于把阀芯动力学假定为二阶线性微分方程和用三阶时间方程来描述减速模式中的负载位

似应说不产生气穴现象——译者

移。在最终控制模式中用经验方法实现了稳定的和敏捷的定位响应。所用方法是取阀B最大输入的三分之一作为饱和的控制阀，因为阀B有非线性流量增益，如果反馈增益增加的话，后者会引起不稳定。

四、定位实验

在实验的最初阶段检验了各单个部件，如果合乎要求，则进行最佳响应试验。

4.1 在最终定位控制区中的稳定性

首先，为了在系统的最佳控制区得到最佳的和稳定的状态，须找到尽可能大的反馈增益，以便实现最短时间响应和达到满意的稳定性。结果，当油温为 40°C 和供给压力为 140公斤/厘米^2 时，在最终控制区控制输入饱和和选择为最大输入的32%。

4.2 气穴条件

其次，检验临界气穴条件。这一现象在实验上是不稳定的，因为气穴现象依赖于油温、油缸摩擦等。阀口关闭函数取特定形状，目的在于消除气穴，但实际上此函数不一定要形状准确，因为阀芯动力学主要受阀芯一套筒摩擦的影响，也受颤抖信号的影响。因此，选择了图4所示的三种阀口关闭函数。在定位实验中发现第一种和第二种引起气穴，第三种显示在阀口关闭模式中，最小油腔压力在零以上。

4.3 阻尼效果

专门设计的阻尼器在减少定位点附近的振动方面起了很大作用。实验告诉我们，随着负载惯量变大，阻尼器的流量系数就需要大，以便得到满意的稳定性。此阻尼器弹簧不用螺旋一类的东西定在中心位置上，这样，活塞动力学就可粗略地用活塞质量和阻尼器油缸中可压缩的油液体积来估计。

4.4 最佳切换曲线

在达到无气穴的减速和在定位点附近的最短建立时间 (minimum time settling) 以后，在不同的系统参数条件下考察了最佳模式切换

点。在这些实验中存取距离作为初始的负载位移而给出，惯性负载以不同的存取开始点被带到定位点。在找出以加速控制模式到减速控制模式的模式切换点的尝试中，供给压力 140公斤/厘米^2 ，油温 $36-37^{\circ}\text{C}$ 和惯性负载 1.15公斤 这些条件取作标准的试验条件。在这些条件下与存取距离相应的最佳响应靠改变切换点来实现。这样，借助于变动存取距离，得到一组最佳的模式切换点，这组点在相平面上形成一最佳切换曲线。为找出系统参数对最佳切换曲线的影响，选取惯性负载，供给压力和油温作为敏感参数。图6展现出用这些参数表示的最佳切换曲线的变动。在这些以找出最佳切换曲线为目的的实验中，最终定位控制和减速控制的条件总是相同的。

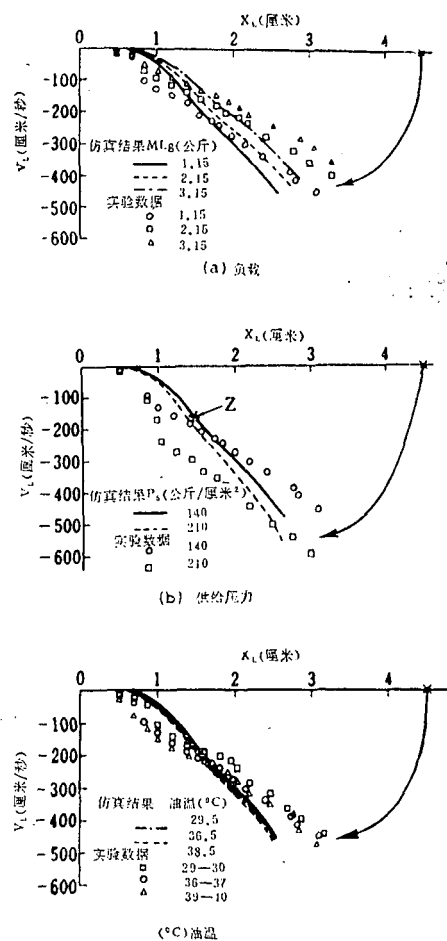
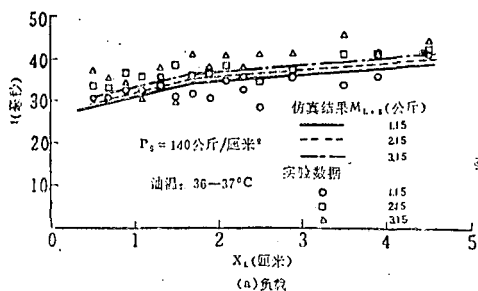


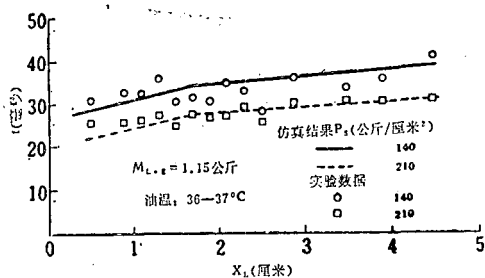
图6 时间最佳切换曲线

4.5 定位时间

图7表示在找出最佳的模式切换曲线的最佳响应实验中得到的定位时间。这些结果表明,尽管存取距离变动,定位时间并无多大变化。但可看出,随着存取距离 X_L 变大,定位时间或存取时间稍长。至于油温,则难以看出它对最佳切换曲线的影响,因此本文不介绍在油温变动下定位时间的结果。



(a)



(b)

图7 定位时间

五、仿真模型

5.1 系统的数学描述

在本节中介绍用于计算机仿真的系统数学描述作为第三节所作分析的补充。本研究中所用的伺服阀是力反馈式流量控制伺服阀,它由一力矩马达,一个作为前置放大的喷嘴挡板液压放大器和一柱塞式滑阀组成。阀芯的位移 $X_{s,j}$ 从中间位置起测量,在该位置上阀芯相对于阀口对称地处于中心位置。衔铁挡板的位移 $X_{r,j}$ 也规定为从其中间位置到偏移位置。 $X_{s,j}$ 和 $X_{r,j}$ 都取从左到右为正。在力矩马达中输入

电流*产生的磁力作为一阶滞后作用在力矩马达的衔铁上。这一动力学方程可用 T_j 、 τ_j 、 K_t 和 E_j 写出,它们分别是力矩马达时间常数、作用于衔铁挡板的力矩、力矩马达增益和伺服放大器的控制电压。

$$T_j \cdot \dot{\tau}_j + \tau_j = K_t \cdot E_j \quad (j = a, b) \quad (11)$$

实际上,这种伺服阀有复杂的非线性特性。但因该阀是作为控制系统的部件之一而用的,实用上其特性可表示如下:

$$\frac{dX_{r,j}}{dt} = R/K_r (\tau_j - K_{s,j} \cdot X_{s,j}) - \omega_j^2 X_{r,j} - 2\xi_j \cdot \omega_j \cdot \dot{X}_{r,j} \quad (12)$$

$$\frac{dX_{s,j}}{dt} = K_n/A_s \cdot X_{r,j} \quad (j = a, b) \quad (13)$$

其中 R 、 K_r 、 $K_{s,j}$ 、 ω_j 、 τ_j 、 K_n 和 A_s 分别是挡板中心到喷嘴的距离、衔铁挡板的弹簧常数、反馈弹簧的弹簧常数、衔铁挡板的自然频率、其阻尼比、喷嘴常数和阀芯截面积。方程(13)中的喷嘴常数 K_n 已选择得尽可能接近测量结果,如图2(b)所示。如果这些阀的增益特性做得与测量值一致,则很难与相位滞后特性配合得好,因为忽略了油的可压缩性。

在本仿真模型中视粘性为

$$\mu = \mu_0 \cdot \exp[-\lambda \cdot (\theta - \theta_0)] \quad (14)$$

5.2 状态变量的限制

每个状态变量有其物理意义得以存在的范围。因此应检验一下所有状态变量的限制。

①输入控制电压:

$$|E_a|, |E_b| \geq E_{i,max} \quad (15)$$

这里 $E_{i,max}$ 是到伺服放大器去的最大许可输入电压,它相当于力矩马达的最大工作电流。

②系统压力:

$$P_{max} \geq P_1, P_2, P_{d1}, P_{d2} \geq P_v \quad (16)$$

其中 P_v 是油蒸气压,假设它为 0 公斤/厘米², P_{max} 是该装置的特定安全压力。

③油缸—负载,阻尼器活塞和阀芯位移:

* 似为电压输入之误——校者

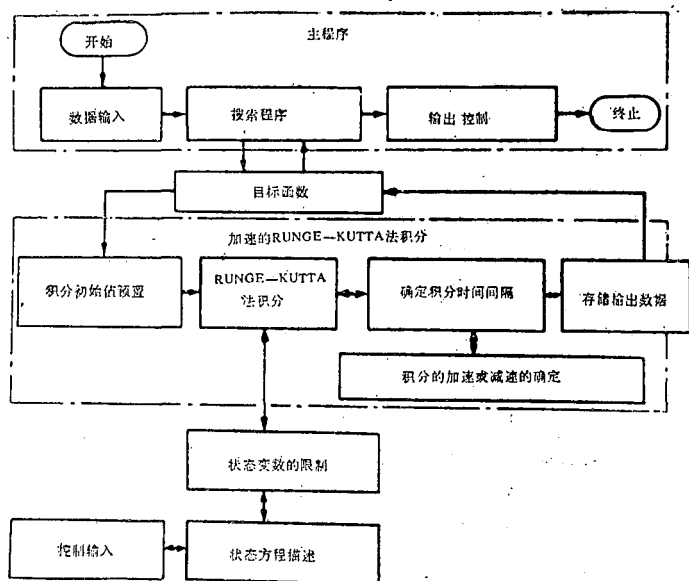


图8 综合流程图

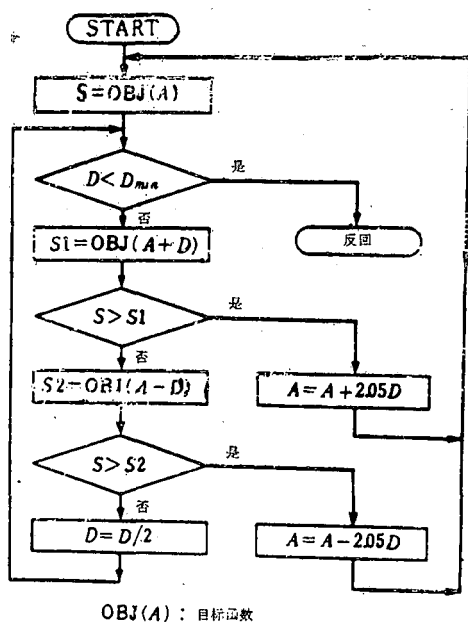


图9 最佳化算法

$$\begin{aligned}
 |X_L| &\leq X_L(\max) \\
 |X_d| &\leq X_d(\max) \\
 |X_{s,j}| &\leq X_{s,j}(\max)
 \end{aligned} \quad (17)$$

这里 $X_L(\max)$ ， $P_d(\max)$ 和 $X_{s,j}(\max)$ 是以油缸负载，阻尼器活塞和阀芯的中间位置起算的最大工作距离。

六、实现最佳化的方法

图8表示仿真程序的综合流程，其中包括下面要讲的实现最佳化的方法。本研究中使用了图案搜索法——一种最陡下降法，因为它的算法简单而有效。

6.1 图案搜索法的算法

虽然本计算机程序中同时可搜索10个变数，但这里只介绍一个变数的搜索顺序作为例子，图9是这一算法的流程图。流程的顺序是：

1) 计算初始搜索变数(A)的目标函数。

2) 计算变数(A+D)和变数(A-D)的目标函数。

3) 比较这三个目标函数值，如果变数(A)的函数值最小，则以D/2代替步长D并重复(2)。如果变数(A+D)的函数值小于变数(A)的函数值，则使变数(A+D)增大1.05D，设它为中枢搜索变数并重复(2)。

4) 用这样的办法，借助于改变搜索变数把计算继续下去，如果步长D变得小于预定的值 D_{min} ，则停止计算并令此搜索变数为最佳变数。

6.2 目标函数

在此控制系统中，当油缸两腔的压力低于该部件的许可压力和为了避免产生气穴而使最小压力高于油的蒸气压时，我们就得到最佳响应，负载就以最短时间从一点被带到另一点，且其运动在定位点附近是稳定的。因此，应把目标函数构成这样：它包含这些要求，它在搜索计算中是有效的，它有收敛到极值的形式而不管变数的突变和变数的非连续性。

考虑到这些，已把目标函数构造成压力限制的加权项与变数的平方偏差之和。

这些项是：

1) 压力限制, 令油缸产生的最大压力为 $P_{k(max)}$, 最小压力为 $P_{k(min)}$, 而该部件的允许压力为 350 公斤/厘米², 假定油的蒸气压为 0 公斤/厘米², 于是压力限制项 OBJI 是

$$OBJI = G_{p1} \cdot (P_{k(max)} - P_{max})^2 \cdot t_{p(max)} + G_{p2} \cdot t_{p(min)} \quad (18)$$

这里 G_{p1} 和 G_{p2} 是加权系数, $t_{p(max)}$ 和 $t_{p(min)}$ 分别是 $P_{k(max)}$ 大于 P_{max} 的持续时间和 $P_{k(min)} = 0$ 公斤/厘米² 的持续时间。

2) 关于最短时间响应的项, 图 10 (a) 表示组成最短时间响应项的一些参数, 它们

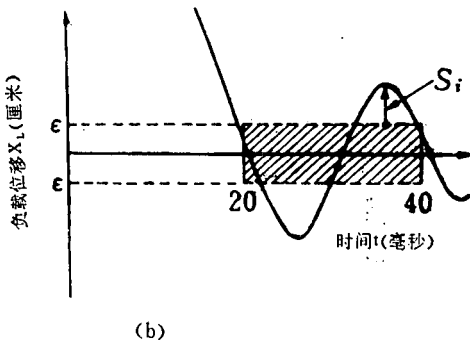
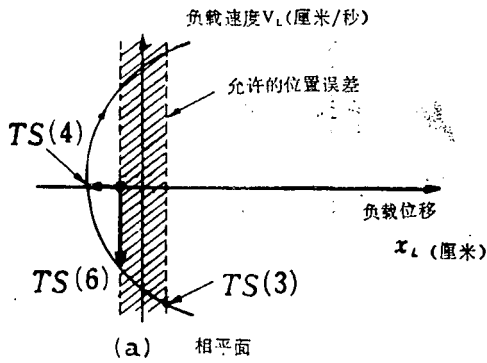


图10 在原点附近系统的工作情况

是: TS (3) —— 存取开始后负载第一次进入许可的定位误差区域时间; TS (4) —— 存取开始后负载速度第一次变为 0 厘米/秒时的负载位移; TS (6) —— 负载第一次离开允许的定位误差区域时的速度。

参数 TS (6) 是为使负载动能小和把搜索计算引向均衡收敛而采用的。为检验收敛, 采用了 TS (7) 这一项, 它是与某个有限的持续时间 (20—40 毫秒) 内负载位移对允许的定位误差 ϵ 的偏离有关的。这一参数用 (19) 式规定图 10 (b) 中各偏离 S_i 的平方和

$$TS (7) = \sum_{i=1}^{40} S_i^2 \quad (19)$$

偏离 S_i 如下绘出:

$$\begin{aligned} |X_{Li}| \leq \epsilon, S_i &= 0 \\ |X_{Li}| > \epsilon, S_i &= (|X_{Li}| - \epsilon) \end{aligned} \quad (20)$$

其中 X_{Li} 是加速开始后在 $(20 + 0.5i)$ 毫秒内的负载位移。

因此, 目标函数最终规定如下:

$$\begin{aligned} OBJ = OBJI + G_{t1} \cdot [TS (3)]^2 + \\ + G_{t2} \cdot [TS (4)]^2 + \\ + G_{t3} \cdot [TS (6)]^2 + \\ + G_{t4} \cdot TS (7) \end{aligned} \quad (21)$$

这里 G_{t1} , G_{t2} , G_{t3} 和 G_{t4} 是加权系数。

七、计算机仿真和最佳化的结果

在下列诸条件下进行了仿真 (这些条件作为最佳搜索的初始条件也是基本的):

- $A_s = 0.503$ 厘米²,
- $C_v = 996$ 厘米²/公斤^{1/2}/秒,
- $K_r = 63.3$ 公斤·厘米/弧度,
- $K_{sa} = 5.4$ 公斤·厘米/厘米,
- $K_{sb} = 10.8$ 公斤·厘米/厘米,
- $K_n = 90\sqrt{P_s}$ 厘米²/秒,
- $K_t = 0.084$ 公斤·厘米/伏,
- $R = 1.45$ 厘米, $\omega_a = \omega_b = 2.826$ 弧度/秒,
- $\zeta_a = 0.12$, $\zeta_b = 0.9$,
- $T_a = T_b = 0.5$ 毫秒, $A_a = 2$ 厘米²,
- $M_L = 1.17 \times 10^{-3}$ 公斤·秒²/厘米,
- $V_t = 35$ 厘米³,
- $C_{d0} = 0.55$ 厘米⁵/秒·公斤,
- $M_d = 1.11 \times 10^{-5}$ 公斤·秒²/厘米,
- $V_{st} = 1.47$ 厘米³, $P_r = 0$ 公斤/厘米²,

$P_s = 140$ 公斤/厘米², $\theta = 36.5^\circ\text{C}$,

$\mu = 3.22 \times 10^{-7}$ 公斤/厘米²,

$\beta = 17600$ 公斤/厘米²。

在这种情况下系统在存取期间的工作情况是渐近稳定的, 它的加速、减速和最终定位分别用了5.3毫秒、9.1毫秒和18.6毫秒。

在此结果的基础上用一个搜索参数, 即从加速控制到减速控制的切换点进行此系统的最佳化。最佳化的条件是 $D = 0.05$ 厘米, $D_{min} = 0.01$ 厘米, $G_{p1} = 10$, $G_{i1} = 50$, $G_{d1} = 10$, $G_{p2} = 0.001$ 和 $G_{i2} = 5000$, 然后在做15次存取仿真的试探后搜索计算就成为收敛了。这样得到的一些切换点示于图6, 并与实验数据相对照。仿真中已证明此图中用字母Z标示的最佳切换曲线的拐点相当于阀B输出流量的转折点

(break point)。独立地改变系统的参数、惯性负载、供给压力和油温、以此找到了开关曲线。此图中, 负载参数和供给压力参数的最佳切换曲线的趋势定性地说是彼此一致的。图6

(a) 中的数据表明, 随着负载变大, 加速模式应早一点向减速模式切换。图6(b)表明, 随着供给压力增加, 负载速度有提高的倾向, 但高的供给压力能使良好的减速控制得以实现, 因为阀的响应较快。如图6(c)中所示, 油温变化所致的最佳开关曲线的变动在实验结果中是显而易见的, 但在仿真结果中几乎看不出任何影响。在仿真中只考虑了温度对油的粘度的影响, 未考虑流量系数的变化或液压装置热膨胀的影响。

仿真结果, 存取距离和存取时间之间的关系如图7所示与实验数据的该关系十分一致。

在210公斤/厘米²的供给压力, 1.15公斤的负载和0.5厘米的存取距离情况下, 仿真中加速, 减速和最终定位分别用了1.1, 6.0和13.5毫秒, 而在实验中它们分别用了1.5, 5.5和14.0毫秒。在这方面, 不管存取距离多少, 最终控制范围内所需的定位时间几乎是不变的。如果供给压力变得低些, 那么阀的响应就变得慢些, 加速和减速就要用多一些的时间; 同样如果负载惯量变大, 加速和减速时间就要变得长一些。

八、结束语

一个高速, 准确的电液式定位伺服机构已研制出来。它有两个伺服阀(一个有高的流量增益, 用做粗略的移动控制; 另一个有低的流量增益, 用做准确定位)和一个独特的既产生模拟信号也产生数字脉冲序列的光学位移检测器。借助于三种控制模式——加速、减速和最终定位控制——的切换实现了最短时间响应。实验结果表明, 在0—5厘米的存取距离范围内得到了20—30毫秒的定位时间和 ± 5 微米的准确度。为得到最佳切换曲线进行了计算机仿真。仿真结果表明, 与实验结果非常一致。

(参考文献见原文。)

辛培庚译自 IFAC, 1978, Seventh Triennial
World Congress, Vol. 1, Preprints,
P611—618 汪云校

重要更正

本刊1979年第4期第86页关于“IFAC第七次世界会议”报导的脚注: “我国派出代表以观察员身份参加了会议”一语, 与实际不符。事实上, 我国不是以观察员身份参加会议的, 而是此次会议的主要成员国之一, 以杨嘉焯同志为团长, 由十二位成员组成的中国代表团出席了这次会议, 并宣读了有关论文。由于我们工作疏忽造成了不应有的报导错误。我们愿借此机会向有关同志致歉, 并向曾经投书我部指出此项错误的清华大学自动化系高龙同志表示感谢。我们将以此为训, 改进今后的工作。

《国外自动化》编辑部 1980年3月7日