

北京机械工程学会
年会论文选集

(上 册)

B **MES** 1979

北京机械工程学会学术年会论文选集(上册)

目 录

一、传 动 篇

函数负载模拟器的设计与实验·····	李沛琼(1)
I型、II型电液伺服系统的优化设计·····	刘长年(31)
国内外液压元件发展概况·····	田 科(60)
关于园弧齿轮弯曲强度计算的探讨·····	曹仁政(71)
气动射流在数控系统中的应用·····	陈克友(114)
冲击气缸的特性计算·····	徐文灿 李英敏(127)
给定位移函数作图求解双曲柄机构·····	洪允楣(146)
用投影几何方法作空间连杆机构综合·····	陈明哲(157)

二、谐 波 篇

谐波传动综述·····	谐波传动学组(164)
谐波齿轮传动啮合参数的选择·····	范又功 张微元 司光晨 林祖南(174)
谐波传动在小功率伺服系统中的应用·····	章懋庆(187)
活齿波动传动·····	陈仕贤 王洪星 张立乃(200)

三、汽 车 篇

有限元法在计算齿轮弯曲应力中的应用·····	蒋孝煜(225)
多组份催化剂对红旗轿车排气净化台架实验报告·····	北京工业大学环保研究组(246)

四、机 加 工 篇

电火花加工对钢的表面作用的初步研究·····	朱怀义 胡传锦(254)
四足步行装置的试验研究·····	张伯鹏等(262)
应用HHS-2X扫描电镜对不锈钢拉削鳞刺的研究·····	魏永胜 谭美田(275)

函数负载模拟器的设计与实验

刘长年 李沛琼 刘连清

刘有义 杜惠芳 徐立刚

文 摘

本文通过二个真实的例子介绍函数负载模拟器的设计方法,调整步骤和实验内容。实验表明,按着文中的方法设计的系统可以达到下述指标:阶跃过渡过程时间为6毫秒,对 $F_0 = 30.9t^4$ 曲线的跟踪精度为0.5/100~0.7/100频宽为135.5Hz(活塞不动)和48Hz(活塞作正弦运动)。

文中涉及的理论均来自文献[1]~[6]。

一、绪 言

函数负载模拟器是一种利用电液伺服系统组成的力模拟器,可以模拟各种非直线型负载曲线,象飞机的起落架、付翼、襟翼、减速板以及导弹,舰船上的舵机等加载试验都需要用到这种模拟器;此外象涡轮轴疲劳实验、滑动轴承的油膜试验等也要用到这种力模拟器。因此其应用范围十分广泛。本文拟以两个具体的负载模拟器实例,较全面系统的介绍它的设计方法、调整步骤和具体的实验内容。叙述力图严格、简洁,所用到的理论均直接引用而不加证明。但注明出处,便于有兴趣的读者查阅。

二、负载模拟器的特点

负载模拟器乃是一种位置扰动型施力系统^[1]因此它有下列特点:

1. 要求能跟踪任意函数曲线。
2. 施力对象复杂多变。
3. 有很大的多余力干扰。

特点1,要求系统能具备高阶无静差和快速随动系统的条件;特点2,表明系统的动态品质随施力对象而变,因此系统结构是不确定的,对于一种对象系统的品质可能满足要求,一旦更换对象后系统品质可能变坏,甚至失去稳定性;特点3,表明这种施力系统原理本身即带有强干扰,由于这种干扰的存在实际上破坏了系统的跟踪性能并降低了频带宽度。因此电液施力系统是较难设计的。

三、结 构 简 介

图1是函数负载模拟器的结构原理图。

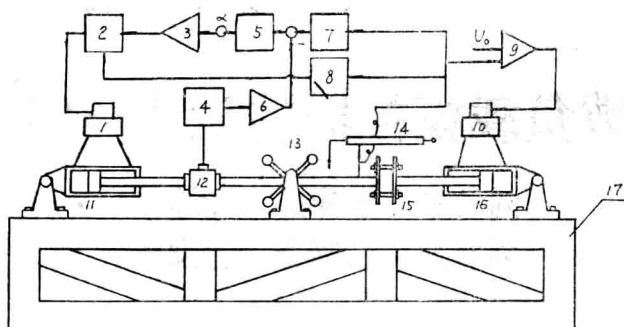


图1 负载模拟器原理图

- | | |
|------------|------------|
| 1. 施力伺服阀; | 2. 抗亨回路; |
| 3. 电子放大器; | 4. 载波放大器; |
| 5. 校正装置; | 6. 电子放大器; |
| 7. 函数发生器; | 8. 补偿器; |
| 9. 电子放大器; | 10. 位置伺服阀; |
| 11. 施力作动筒; | 12. 力传感器; |
| 13. 质量模拟器; | 14. 位置电位计; |
| 15. 弹性模拟器; | 16. 受力作动筒; |
| 17. 台架。 | |

图中载波放大器4采用英国制SE423; 拉压力传感器12采用上海华东电子仪器厂生产的BLR-1/5000; 位置系统伺服阀10为三机部303所生产的流量阀DYSF—1Q, 施力系统伺服阀11分别采用了三机部303所的DYSF—1P压力阀(预开口0.015cm)和密云机床研究所改进的QDY1—D100流量阀(预开口0.005cm)。由补偿器8及传感器(图中未画)构成的抗干扰通道分别采用一阶微分网络及位置电位计14或英制SE. 1g加速度传感器及积分器, 施力作动筒11分别采用面积为47.7cm²(左), 32.6cm²(右)和28.26cm²(左), 23cm²(右)两种, 其余电网络均由TL—1型专用控制机来完成。

四、设计要点

I, 组成结构不变性系统

本实验的系统方块图如图2所示^[1]

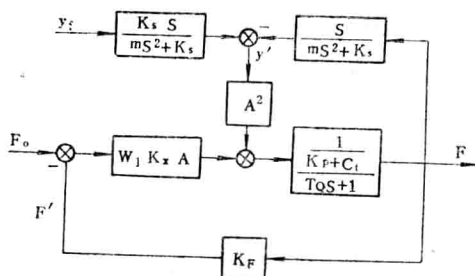


图2 负载模拟器系统方块图

图中 m ——质量模拟器的折算质量;

K_s ——弹性模拟器的弹性系数;

T_0 ——由施力作动筒、管路及液体的弹性模数引起的时间常数。

$$T_0 = \frac{V}{4\beta(K_p + C_t)}$$

B ——从阀出口到作动筒的总容积的弹性模数;

K_p ——施力伺服阀负载流量对负载压力的偏导数;

C_t ——总泄漏系数;

V ——施力作动筒及由阀到作动筒之间的管道的有效容积;

K_x ——施力伺服阀负载流量对阀芯位移的偏导数;

A ——作动筒面积, cm^2 ;

W_1 ——施力伺服阀的传递函数;

K_F ——由施力作动筒活塞杆输出力到载波放大器以及与其串连的运算放大器输出的电压之间的力—电转换系数。

此系统的闭环传递函数为^[2]

$$\Phi(s) = \frac{F}{F_0} = \frac{\left(-\frac{m}{K_s}S^2 + 1\right)K_Y K_1 K_X A}{\frac{mV}{4\beta K_s}S^3 + \frac{m}{K_s}(K_p + C_t + K_Y K_1 K_X A K_F)S^2 + \left(\frac{V}{4\beta} + \frac{A^2}{K_s}\right)S + (K_p + C_t + K_Y K_1 K_X A K_F)} \quad (1)$$

$$\Phi_f(s) = \frac{F}{Y_f} = \frac{A^2 S}{\frac{mV}{4\beta K_s}S^3 + \frac{m}{K_s}(K_p + C_t + K_Y K_1 K_X A K_F)S^2 + \left(\frac{V}{4\beta} + \frac{A^2}{K_s}\right)S + (K_p + C_t + K_Y K_1 K_X A K_F)} \quad (2)$$

式中

F ——施力函数;

F_0 ——力函数;

Y_f ——受力作动筒位移;

K_Y ——开环增益;

K_1 ——施力伺服阀增益。

式中为讨论简单令 $W_1 = K_1$

由(1)、(2)式看出: m 包括在系统中, 由于 m 通常较大, 故系统频带低, 很难跟踪力函数, 而且当 m 变化时系统品质也将变化; (1)式中分子有一对纯虚数零点, 故系统品质不好; (2)式看出系统对位置扰动无静差, 但对速度扰动 Y'_f 则有静差, 此即多余力。因此多余力 F_f 是下式的拉氏反变换:

$$F_f(s) = \frac{\phi_f(s)}{S} Y'_f(s) \quad (3)$$

为此组成结构不变性系统^[2]见图3, 简化后

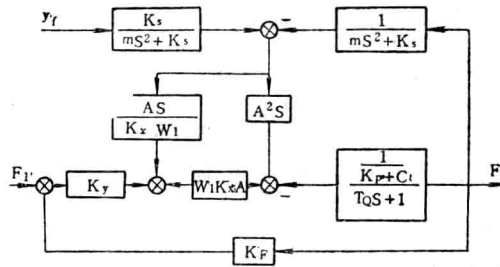


图3 结构不变性负载模拟器方块图变为图4

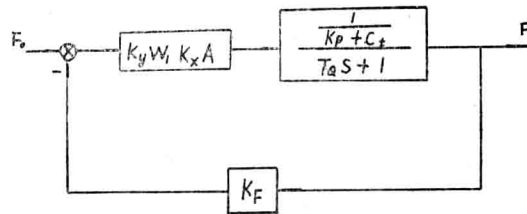


图4 结构不变性负载模拟器简化方块图

显然, 上式消去了受力对象参数 m 、 K_s 及多余力的影响, 图3中的补偿器为

$$E = \frac{AS}{K_x W_1} = \frac{AS}{K_x K_1} \quad (4)$$

当受力对象的运动频率不大于10Hz时可用 K_1 代替 W_1 , 因而 E 变成一个微分环节; 若大于10Hz应再增加一个一阶微分环节: $\tau S + 1$

II. 设计成II型系统

文献〔3〕证明过, 要以允许的精度跟踪非直线型的力函数, 系统需要高阶无静差度和很高的快速性。但如采用动态消差法, 系统只需设计成II型系统即可满足要求。文章给出了根据力函数确定单位斜坡过渡函数的偏离值 σ 和偏离时间 τ 的方法。

III. 按三阶系统的优化处理方法确定校正元件的类型和参数。

文献〔4〕给出了结构不变性系统的优化设计方法, 该文指出电液伺服系统按结构不变性原理处理后可以化成三阶系统, 因而可按三阶优化数学模型和斜坡过渡函数的偏离值 σ 与偏离时间 τ 来确定和选择校正元件的类型和参数。

IV. 应根据受力对象的实际频宽和振幅来选择施力机构最佳参数, 即活塞面积和伺服阀流量^{〔5〕}。

V. 根据文献〔6〕的观点为减小多余力的非正常分量, 施力伺服阀应选择大预开口流量阀或压力阀。

五、函数负载模拟器的设计步骤

I. 选择施力机构最佳参数

根据文献〔1〕的定义，施力机构系统指施力伺服阀及其相联的作动筒（或液压马达）。所谓最佳参数即指按一定的最佳指标来确定伺服阀流量及作动筒的有效面积^{〔6〕}。作动筒的面积又分为两腔面积相等与不相等两种，其中前者较好，因为计算简单，伺服阀不需为此专加调偏信号，而且伺服阀工作在零位附近，因而线性度好。此外两个方向产生多余力对称，便于利用补偿器抵消。但由于另一腔多出一个活塞杆，占用空间较大，而且结构复杂，因此也常采用两腔面积不等的作动筒。本实验即采用此种作动筒。

根据实际情况本实验 1 确定了下列一组数据：

$$F = B \sin \omega t$$

$$B = 4460 \text{ kg}$$

$$\omega = 31.4 \text{ 1/sec}$$

$$y_f = C \sin \omega t$$

$$C = 0.7 \text{ cm}$$

$$K_s = 1.2 \times 10^4 \text{ kg/cm}$$

$$m = 0.835 \text{ kg} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}$$

$$P_s = 200 \text{ kg/cm}^2$$

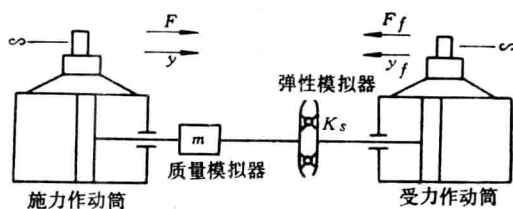


图 5 施力机构受力运动图

见图 5，其动力学方程为

$$y'' + \frac{K_s}{m} y = \frac{F}{m} - \frac{K_s}{m} y_f \quad (5)$$

上式解出y并对时间取导数可得

$$y' = \frac{(K_s C - B) \omega}{K_s - m \omega^2} \left(\cos \sqrt{\frac{K_s}{m}} t - \cos \omega t \right) \quad (6)$$

数据代入，并令 $\omega t = \tau$

$$\begin{aligned} y' &= \frac{(1.2 \times 10^4 \times 0.7 - 4460) \times 31.4}{1.2 \times 10^4 - 0.835 \times 31.4^2} (\cos 3.82 \tau - \cos \tau) \\ &= 11 (\cos 3.82 \tau - \cos \tau) \text{ cm/sec} \end{aligned} \quad (7)$$

因括号中第一项的周期近似第二项的 4 倍, 故可令 τ 由 $0-2\pi$ 变化, 做出 $y' = f(F)$ 的负载轨迹。见表 1 及图 6。根据活塞杆受力要求, 其直径 $d = 2.6\text{cm}$, 面积 $a = 5.2\text{cm}^2$ 。今设两腔活塞的有效面积分别为 A_1 及 A_2 , 且满足 $A_2 = A_1 - a$ 。因而两腔面积之比

$$\eta = \frac{A_2}{A_1} = 1 - \frac{a}{A_1} \quad (8)$$

或

$$A_1 = \frac{a}{1 - \eta}$$

当活塞杆以 y' 的速度运动时, 两腔的流量分别为:

表 1

τ	0°	51°	30°	45°	60°	75°	90°	105°	120°
Y'	0	-4.67	-14	-18.7	-12.7	0.182	10.5	11.1	3.96
F	0	1155	2230	3150	3870	4320	4460	4320	3870
τ	135°	150°	165°	180°	185°	190°	195°	210°	225°
Y'	-2.03	0.297	10.55	20.2	21.6	21.7	20.6	11	0.51
F	3150	2230	1150	0	-390	-775	-1155	-2230	-3150
τ	240°	255°	270°	285°	300°	315°	330°	345°	360°
Y'	-5	-0.182	7.1	8	-1.02	-14.3	-20.4	-16.4	-6.34
F	-3870	-4320	-4460	-4320	-3870	-3150	-2230	-1155	0

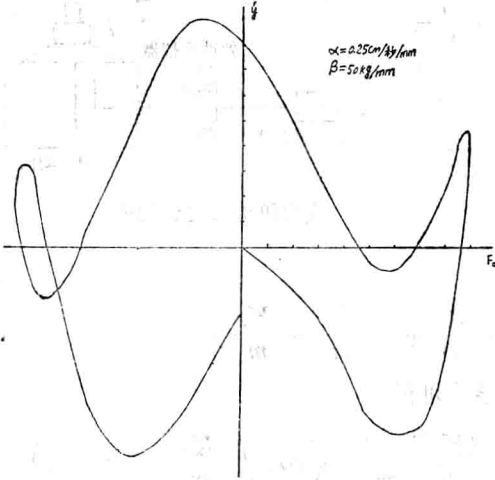


图 6 负载轨迹图

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= A_1 y' = C_d D \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_s - P_1} \\ Q_2 &= A_2 y' = C_d D \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_2 - P_0} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中

C_d ——流量系数

D ——伺服阀芯窗口面积

显然, 流量比为 (设 $P_0 = 0$)

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \eta = \sqrt{\frac{P_2}{P_s - P_1}} \quad (10)$$

$$\text{若设 } P_L = P_1 - P_2 \quad (11)$$

(10)、(11)两式联立解出

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= \frac{\eta^2 P_s + P_L}{1 + \eta^2} \\ P_2 &= \frac{\eta^2 (P_s - P_L)}{1 + \eta^2} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

负载力 F 可写成下式

$$F = A_1 P_1 - A_2 P_2 \quad (13)$$

(8)、(12)式代入上式得出

$$F = A_{CP} P_L + C_2 a P_s \quad (14)$$

式中

$$A_{CP} = C_1 a \quad (15)$$

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{1 + \eta^3}{(1 + \eta^2)(1 - \eta)} \\ C_2 &= \frac{\eta^2}{1 + \eta^2} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

上式中 C_1 、 C_2 与 η 的关系见表 2 及图 7。显然 η 的变化范围为 $(0, 1)$ 。

表 2

η	0	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
C_1	1.00	1.10	1.15	1.21	1.27	1.35	1.43	1.53	1.65	1.80
C_2	0.00	0.01	0.02	0.04	0.06	0.08	0.11	0.14	0.17	0.20
η	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00
C_1	1.99	2.24	2.56	3.00	3.64	4.61	6.25	9.55	19.53	∞
C_2	0.23	0.26	0.30	0.33	0.36	0.39	0.42	0.45	0.47	0.50

由(14)式得出

$$F_1 = A_{CP} P_L = F - C_2 a P_s \quad (17)$$

如果利用P—Q尺^[5]来求 Q_M 及A的最佳值,需画出 $y' = f(F_1)$ 的负载轨迹。由(17)式看出,当 a 及 η 确定后,这种负载轨迹较两腔面积相等的负载轨迹仅相当于后者的纵坐标向右移动了 $\Delta F = C_2 a P_s$ 的距离。由于在计算前 η 是未知数,故 ΔF 也不能定,因此 $y' = f(F_1)$ 轨迹就无法确定。为解决这一困难需采用逐步逼近法。其步骤是:

1. 利用透明纸描出图6的3、4象限图形将描下的图形绕坐标原点旋转 180° ,即令3、4象限分别与1、2象限重合。然后固定两张图的相对位置。显然通过透明纸能够看出1、2及3、4象限重合后的图形。这是两腔面积相等的负载轨迹图。

2. 利用P—Q尺可求出最佳指标。由于 F_{max} 与所对应的 y' 同号,故两腔面积相等时无面积最小值^[5]。今以功率最小为指标。将P—Q尺置于负载轨迹图上,令两者的横坐标相重合。自右向左徐徐移动标尺,将会先后

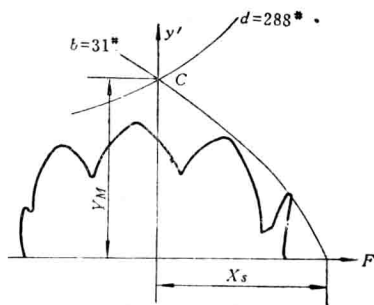


图8 负载轨迹与P—Q尺的相对位置

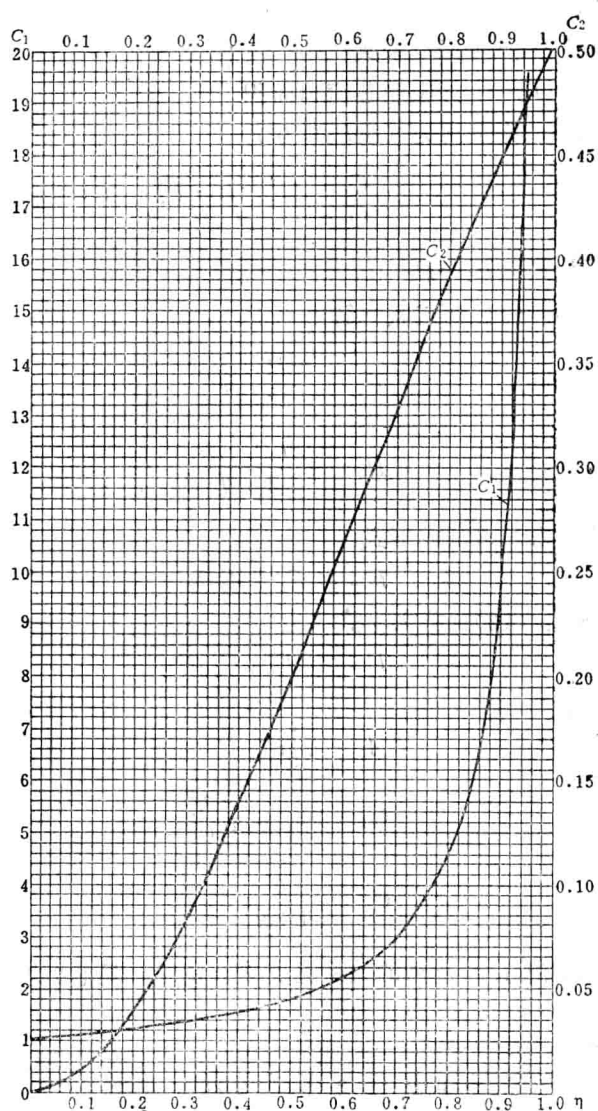


图7 C_1 、 C_2 曲线图

有若干条 b_i 线包络轨迹并与其相切。每条 b_i 线都与轨迹的纵坐标轴 y' 相交于 c_i 点,过 c_i 点必有一条 d_i 线。可见标尺的每个位置都有一个 c 点及过 c_i 点的一条 d_i 线与之对应。诸 d_i 线中必有一条标号最小,则此时计算尺的位置即为所求,见图8。图中 Y_M 为 c_i 点的纵坐标长; X_s 为 b_i 线族汇交点距轨迹图原点的距离。 y_0 、 x_0 分别为轨迹图的纵、横坐标比例尺。将所得数据代入(18)式中即

可求出活塞面积及伺服阀流量 Q_M ：

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{x_o X_s}{P_s} \\ Q_M &= y_o Y_M A \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

此即作动筒两腔面积相等时的最佳参数值。

本实验 1 按上述方法得出下列数据

$$\begin{aligned} x_o &= 50 \text{ kg/mm} & y_o &= 0.25 \text{ cm/sec} \cdot \text{mm} \\ b &= 31^* & d &= 288^* \\ X_s &= 107 \text{ mm} & Y_M &= 112 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{则} \quad A &= \frac{107 \times 50}{200} = 26.8 \text{ cm}^2 \\ Q_M &= 112 \times 26.8 \times 0.25 = 750 \text{ cm}^3/\text{sec} = 45 \text{ l/min} \end{aligned}$$

3. 求作动筒两腔面积不等时的最佳参数

首先假设 $A_2 = A = 26.8 \text{ cm}^2$ ，活塞杆面积由强度算出 $a = 5.2$ 则 $A_1 = A + a = 26.8 + 5.2 = 32 \text{ cm}^2$ ，故 $\eta = \frac{A_2}{A_1} = \frac{26.8}{32} = 0.838$ 。查图 7 得到 $C_1 = 5.6$ ， $C_2 = 0.41$ 。所以

$$\begin{aligned} F &= A_{CP} P_L + \Delta F = 5.2 \times 5.6 P_L + 5.2 \times 0.41 \times 200 \\ &= 29.1 P_L + 427 \\ F_1 &= F - 427 \end{aligned}$$

表明此时 $y' = f(F_1)$ 的负载轨迹较 $y' = f(F)$ 的负载轨迹向右偏移 $\Delta F = 427 \text{ kg}$ ，在图纸上偏移 $\Delta = 427/x_o = 8.5 \text{ mm}$ ，也即是说将图 6 的纵坐标向右偏移 8.5 mm 然后再将 3、4 象限的图形用透明纸描下来，并依同法绕原点旋转 180° 。这样就可得到所需要的负载轨迹。为了作图的简便这种负载轨迹可用下法得到，即将原来两腔相等时的透明纸图向右偏移 $2\Delta = 17 \text{ mm}$ ，并取新、老坐标间距的一半（8.5 mm）作为纵轴，见图 9。有了负载轨迹便可依同法求出最佳参数，这里仍以功率最小为指标，求出 d 最小值为 288^* 即：

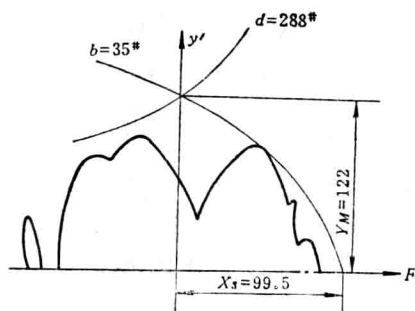


图 9 利用 P-Q 尺求取作动筒两腔面积不等时的最佳参数示意图 ($\Delta F = 406 \text{ kg}$)

$$\begin{aligned} b &= 35^* & d &= 288^* \\ X_s &= 99.5 \text{ mm} & Y_M &= 122 \text{ mm} \end{aligned}$$

故由 (18) 式得出

$$A_{CP} = \frac{x_o X_s}{P_s} = \frac{50 \times 99.5}{200} = 24.9 \text{ cm}^2$$

$$\text{由 (15) 式知 } C_1 = \frac{A_{CP}}{a} = \frac{24.9}{5.2} = 4.78$$

显然, 求出的 C_1 不等于原来假设值, 今用 $C_1 = 4.78$ 在图7上第二次查到 $\eta = 0.8$, $C_2 = 0.39$, 故

$$\Delta = \frac{\Delta F}{x_o} = \frac{5.2 \times 0.39 \times 200}{50} = \frac{406}{50} = 8.12 \text{ mm}$$

再将透明图向左偏移至 $2\Delta = 16.24 \text{ mm}$ 的位置, 依同法求到

$$\begin{aligned} b &= 35^* & d &= 288^* \\ X_s &= 99 \text{ mm} & Y_M &= 122 \text{ mm} \end{aligned}$$

故

$$A_{CP} = \frac{99 \times 50}{200} = 24.75 \text{ cm}^2$$

$C_1 = \frac{24.75}{5.2} = 4.75$, 重查表 η 仍为0.8, 故计算完毕, 此时 C_2 仍为0.39。因而

$$A_1 = \frac{a}{1 - \eta} = \frac{5.2}{1 - 0.8} = 26 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 26 - 5.2 \approx 21 \text{ cm}^2$$

可见当 a 确定后 η 有个最佳值问题, 此外, 偏移后的 F_{1max} 与对应的 y' 反号, 故有 A 的最小值。此例以 A 最小与以功率最小的结果相同。今选用现有作动筒 $a = 5.26 \text{ cm}^2$, $A_1 = 28.26 \text{ cm}^2$, $A_2 = 23 \text{ cm}^2$, $\eta = 0.815$ 接近最佳值。此时伺服阀的空载流量 $Q_M = 122 \times 0.25 \times 28.26 = 862 \text{ cm}^3/\text{sec} = 51.71/\text{min}$ 今选改型的QDY—D100流量阀(予开口为0.005cm)其 $Q_M = 52.51/\text{min}$ 。

本实验2已有作动筒和伺服阀, 其中 $a = 15.1 \text{ cm}^2$, $A_1 = 47.7 \text{ cm}^2$, $Q_M = 500 \text{ cm}^3/\text{sec}$, $P_s = 135 \text{ kg/cm}^2$ 。当 y_f 及 F 仍以5Hz的频率作正弦运动时, 求 y_f 及 F 所能达到的最大振幅。这里仍取 $K_s = 1.2 \times 10^4 \text{ kg/cm}$, $m = 0.835 \text{ kg} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}$ 。显然此例仍需用逐步逼近法来解算。首先求出 $\eta = 1 - \frac{15.1}{47.7} = 0.684$, 查图7得到 $C_1 = 2.85$, $C_2 = 0.32$ 故 $A_{CP} = 15.1 \times 2.85 = 43 \text{ cm}^2$, $\Delta F = 15.1 \times 0.32 \times 135 = 652 \text{ kg}$ 。由(6)式看出当 K_s/m 不变时, 负载轨迹的形状并不改变, B , C 的变化只影响图6中纵、横坐标的比例尺。因此本例应先求比例尺 x_o , y_o 。由(18)式知

$$\left. \begin{aligned} x_o &= \frac{A_{CP} P_s}{X_s} = \frac{ac_1 P_s}{X_s} \\ \Delta &= \frac{\Delta F}{x_o} = \frac{ac_2 P_s}{x_o} \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

上式联立解出

$$\Delta = \frac{C_2}{C_1} X_s \quad (20)$$

本例为

$$\Delta = \frac{0.32}{2.85} X_s = 0.112 X_s \quad (21)$$

求法是先假设一个 X_s , 代入上式可得到一个 Δ 值, 将例1的透明图平移 2Δ 又可依同

法找到负载轨迹图,再用P—Q尺找到以功率为指标的 X_s 值,如不等于原假设的 X_s 值,则可将求出的 X_s 值再代入(21)式算出新的 Δ 值,重复上述步骤又可求出一个 X_s 值,直到连续两次的 X_s 值相等即表示计算完毕。实际上只要重复一次即可满足要求。例如本例先设 $X_s = 50\text{mm}$,则 $\Delta = 0.112 \times 50 = 5.60\text{mm}$ 得出 $X_s = 98\text{mm}$,用此算出 $\Delta = 0.112 \times 98 = 11\text{mm}$,得出 $X_s = 101.5\text{mm}$ 则 $\Delta = 0.11 \times 101.5 = 11.4\text{mm}$,再求 X_s 仍为 101.5mm ,故知计算完毕,此时的 $d = 304^*$, $Y_M = 124\text{mm}$ 。由(19)式可算出

$$x_o = \frac{aC_2P_s}{\Delta} = \frac{15.1 \times 0.32 \times 135}{11.4} = 57\text{kg/mm}$$

故

$$B = \frac{4460}{50} \times 57 = 5100\text{kg}$$

由于

$$Q_M = y_0 Y_M A_1$$

所以

$$y_0 = \frac{Q_M}{Y_M A_1} = \frac{500}{124 \times 47.7} = 0.0846\text{cm/sec} \cdot \text{mm}$$

故

$$\begin{aligned} y' &= \frac{11}{0.25} \times 0.0846 \times (\cos 3.82\tau - \cos \tau) \\ &= 3.72(\cos 3.82\tau - \cos \tau)\text{cm/sec} \end{aligned}$$

由(6)式得出

$$\begin{aligned} C &= \frac{\frac{3.72}{\omega} (K_s - m\omega^2) + B}{K_s} \\ &= \frac{\frac{3.72}{31.4} (1.2 \times 10^4 - 0.835 \times 31.4^2) + 5100}{1.2 \times 10^4} \\ &= 0.535\text{cm/sec} \end{aligned}$$

故

$$F = 5100 \sin 31.4t \text{ (kg)}$$

$$y_f = 0.535 \sin 31.4t \text{ (cm/sec)}$$

II. 测取施力机构动态参数

由前面讨论看出结构不变性系统中的主要部分只剩下施力机构,它是由伺服阀和作动筒组成。负载模拟器的设计中最关心的就是此部分的传递函数,因为它是系统中不可变的部分。此部分的传递函数应该由实测得出,因为阀出厂的频率特性通常不准,而由可压缩性产生的惯性环节又与作动筒的有效容积、作动筒到阀之间的管路长度、粗细、材料等有关。很难用计算方法得出准确结果,特别是很难将施力机构等效成合适的二阶环节。因此本实验采用时域对比法测取施力机构参数,见图10。

图中将施力作动筒活塞杆固定,当抗亨回路*输入方波时,载波放大器输出并经过放大的信号 V_1 在示波器上(y_1 通道)显示的图象就是施力机构的过渡过程。这一点可由图2看出,当活塞杆固定后, $y' = 0$,再断开反馈 F' ,则 $\frac{F}{F_0}$ 的传递函数即变成

* 抗亨回路乃是利用运算放大器组成的抵消伺服阀电感影响的一种放大器。

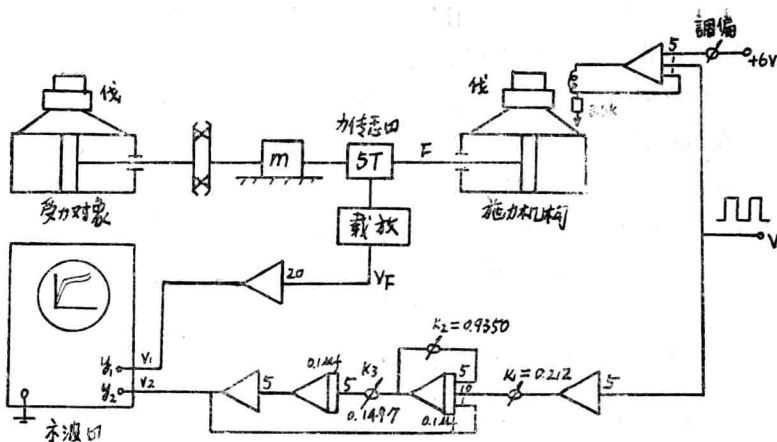


图10 测取施力机构动态参数的实验线路

$$W_o = W_l \cdot K_x \cdot A \frac{1/(K_P + C_i)}{T_o S + 1} \quad (22)$$

若将伺服阀看成二阶环节:

$$W_1 = \frac{K_1}{T_1^2 S^2 + 2\xi T_1 S + 1} \quad (23)$$

则施力机构的传递函数为

$$W_o = \frac{K_1 K_x A / (K_P + C_i)}{T_o T_1^2 S^3 + (T_1^2 + 2\xi T_1 T_o) S^2 + (T_o + 2\xi T_1) S + 1} \quad (24)$$

若用等效的二阶环节代替便可写成:

$$W_o = \frac{K_o}{T^2 S^2 + 2\xi T S + 1} \quad (25)$$

式中:

$$K_o = K_1 K_x A / (K_P + C_i) \text{ kg/v} \quad (26)$$

图10中下边的通道乃是由模拟机组成的施力机构模型, 显然是一个二阶环节, 它接受同一方波信号并把输出也通入示波器的另一通道 \$y_2\$。则示波器上出现两个波形。首先调节电位计 \$K_1\$, 使两个过渡过程的稳态值重合。然后再分别调节 \$K_2\$、\$K_3\$。使两个波形重合或基本重合。则阀模型的参数即是施力机构的参数。经测定 (本实验 1)

$$K_1 = 0.212 \quad K_2 = 0.935 \quad K_3 = 0.1497$$

则施力机构模型的传递函数为:

$$W_o' = \frac{10.6}{27 \times 10^{-4} S^2 + 12.6 \times 10^{-2} S + 1} \quad (27)$$

$$T = 5.19 \times 10^{-2} \text{ sec} \quad \xi = 1.215$$

因

$$\frac{V_1}{V} = \frac{V_2}{V} = 10.6$$

但

$$\frac{V_1}{V} = \frac{V_1}{V_F} \cdot \frac{V_F}{F} \cdot \frac{F}{V}$$

由图知 $\frac{V_1}{V_F} = 20$, 由传感器标定知 $\frac{V_F}{F} = \frac{1}{6480} \text{v/kg}$ 故伺服阀由抗亨回路输入到活塞杆力输出的增益为

$$\frac{F}{V} = \frac{10.6 \times 6480}{20} = 3440 \text{kg/v}$$

此值与计算结果相符, 因

$$F = 406 + 25P_L$$

其中常值部分可用调偏信号抵消, 因而

$$\frac{F}{P_L} = 25 \text{kg/kg/cm}^2$$

由伺服阀的压力增益特性得出。

$$\frac{P_L}{i} = 240 \text{kg/cm}^2/\text{mA}$$

实验中将力矩马达的两个线圈串连, 则增益为:

$$\frac{P_L}{i} = 480 \text{kg/cm}^2/\text{mA}$$

抗亨回路的增益为

$$\frac{i}{V} = \frac{28.5}{100} = 0.285 \text{mA/v}$$

故

$$\frac{F}{V} = \frac{F}{P_L} \cdot \frac{P_L}{i} \cdot \frac{i}{V} = 25 \times 480 \times 0.285 = 3420 \text{kg/v}$$

因此施力机构传递函数为:

$$W_o = \frac{3420}{(5.19 \times 10^{-2})S^2 + 2 \times 1.215 \times 5.19 \times 10^{-2}S + 1} \text{kg/v} \quad (28)$$

图11是其示波照片

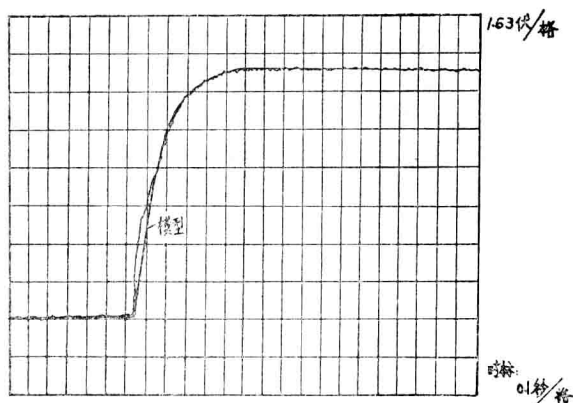


图11 利用时域对比法测取施力机构动态参数的示波照片

依同法测得本实验 2 的施力机构的传递函数为:

$$W_o = \frac{100}{(9.4 \times 10^{-3})^2 S^2 + 2 \times 0.835 \times 9.4 \times 10^{-3} S + 1} \text{ kg/v} \quad (29)$$

其中 $K_o = 100 \text{ kg/v}$ 与计算结果相符。因

$$F = 652 + 43P_L$$

根据压力阀的压力增益曲线得出

$$K'_1 = \frac{96.7}{15.5} = 6.25 \text{ kg/cm}^2/\text{mA}$$

两线圈串连其增益增大一倍, 故实际阀的增益为

$$K_1 = 12.5 \text{ kg/cm}^2/\text{mA}$$

抗享回路的增益为 0.2 mA/v

故 $K_o = 43 \times 12.5 \times 0.2 = 107 \text{ kg/v}$

III. 系统的优化设计

文献[3]提出: 如果系统满足下列条件便能以允许的误差跟踪所需的非直接函数

$$\left. \begin{aligned} \tau &\leq \frac{\Delta t_m}{3} \\ \Delta &\leq \frac{\varepsilon}{2} \\ \sigma &\leq \frac{\varepsilon}{2K_M} \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

系统为 II 型

式中 σ 、 τ 为系统单位斜坡过渡函数 $\eta(t)$ 的偏离值和偏离时间, $\eta(t)$ 是系统在单位斜坡函数 $x(t)$ 作用下的过渡过程, 见图12。

式中

$$\Delta = \max \{ |F_o(t) - F_\theta(t)| \}$$

$$0 \leq t \leq t_{\max}$$

$F_o(t)$ ——系统需要跟踪的力函数

$F_\theta(t)$ ——用来逼近 $F_o(t)$ 的折线函数, 见图13。

$$F_\theta(t) = \sum_{i=0}^{n-1} K_i(t - t_i)$$

$$K_i = \text{tg} \alpha_i - \text{tg} \alpha_{i-1}$$

$$K_M = |K_i| \text{ 的最大值。}$$

$$\Delta t_m = \min \{ t_i - t_{i-1} \}$$

$$0 \leq i \leq \theta - 1$$

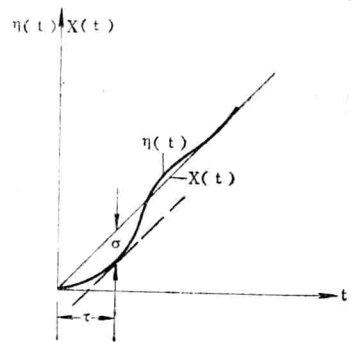


图12 系统的单位斜坡过渡函数

显然 F_0 变化的越陡峭(K_M 大、 t_m 小)系统越难于跟踪, 因为 τ, σ 将要求更小。为了设计出具有小的 σ 及 τ 的系统必须采用文献[4]提出的优化设计理论。今假设系统的优化数学模型为

$$\Phi(S) = \frac{AS + B}{S^3 + kS^2 + AS + B} \quad (31)$$

式中

$$\left. \begin{aligned} A &= \alpha k^2 \\ B &= \beta k^3 \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

α, β 可以从图14的优化曲线中查到。每选一个 α 就可查到对应的 β 及 $\hat{\sigma}, \hat{\tau}$ 。因此 σ, τ 就可根据(33)式求出:

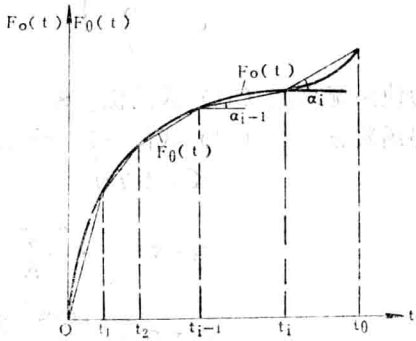


图13 折线函数 $F_0(t)$ 与力函数 $F_0(t)$

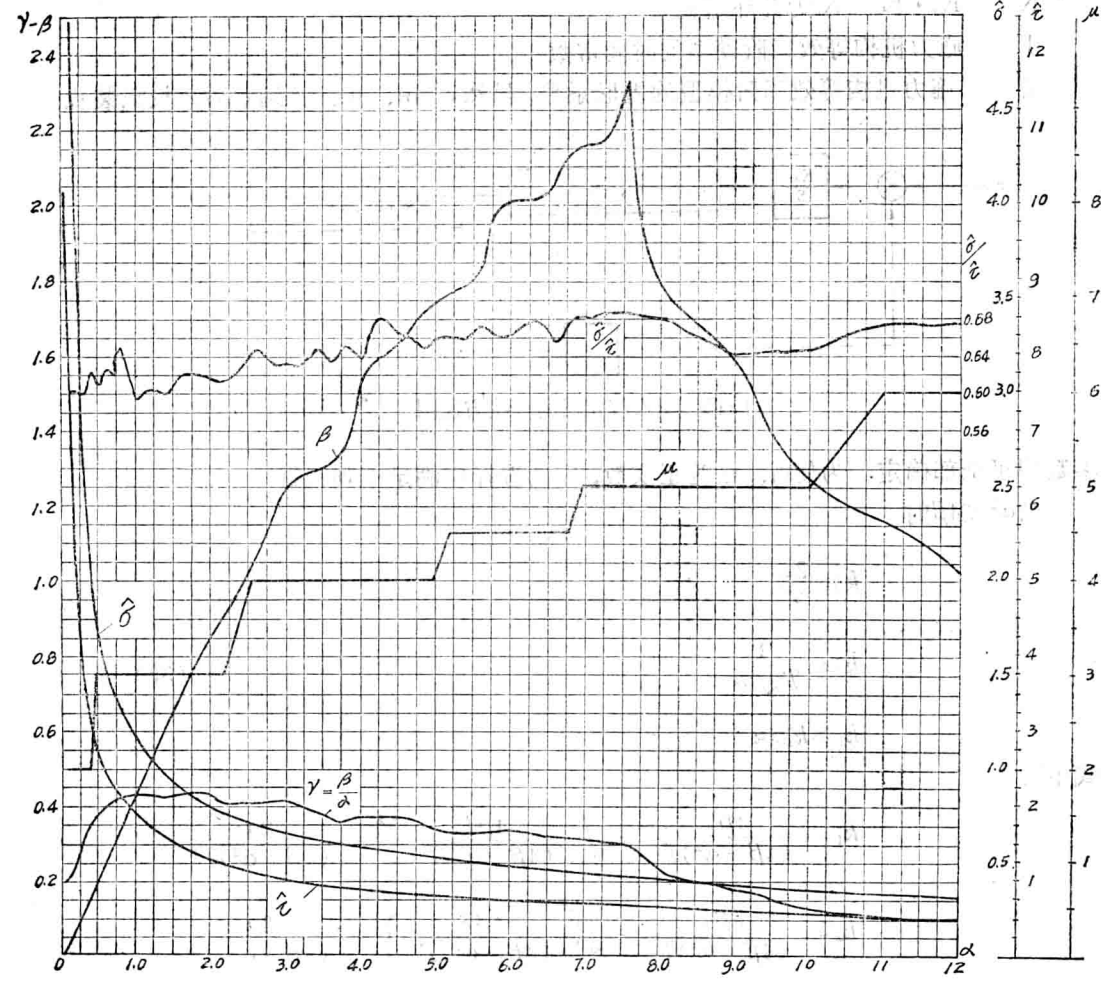


图14 优化曲线