

# 高压大流量大容腔跟踪型压力控制系统的研究

刘长年

(北京航空学院)

## 摘 要

本文给出了一种高压、大流量和大容腔的跟踪型压力控制系统的设计方法,包括一种新型伺服增压器的构造及其优化设计、一种短频程的滤波方法和一种新型的积分式油源。试验表明按此方法设计的系统(负载压力  $320\text{kgf/cm}^2$ , 负载流量  $1317\text{L/min}$ , 容腔  $250\text{L}$ ) 具有很高的跟踪精度和抑制干扰的能力。

## 一、绪 言

在冶金、地震和机床等很多领域中常需要一种高压、大流量和大容腔的跟踪型液压控制系统。然而它的设计却很困难,因为此类系统具有下列三个特点: 1) 高压。例如当负载压力为  $320\text{kgf/cm}^2$  时,油源压力应为其 2.25 倍,即  $720\text{kgf/cm}^2$  (详见本文),目前只有油源压力为  $210\text{kgf/cm}^2$  以下的液压伺服元部件; 2) 大流量。例如本文介绍的系统,当选用增压器后能源的流量为  $1317\text{L/min}$ ,若选用  $100\text{L/min}$  的泵则需要 13 台,耗电达 317 千瓦,这对一台机床来说是不可想像的; 3) 大容腔。本文给出的系统受压容腔为  $250\text{l}$ ,频宽为  $0.086\text{Hz}$ ,按照一般的规律系统只能有  $0.034\text{Hz}$  的频宽。理论证明<sup>[1]</sup>若以 5% 的误差点点跟踪  $0.3\text{Hz}$  的曲线,系统需要具有  $4-5\text{Hz}$  的频宽,因此这类系统的设计需要较常规设计提高 147 倍的频宽。本文提出一种新的设计方法,它只要一台  $13.8\text{L/min}$  的油泵,就可提供  $1317\text{L/min}$  的瞬时流量,并可使系统达到  $11\text{Hz}$  的频宽,因而具有满意的跟踪精度。

## 二、压力控制系统的基本原理

图 1 是一种压力控制系统的原理图,系统由压机、伺服增压器、伺服阀、油源系统和小型专用模拟计算机等五部分组成。在工作中有一种流量干扰  $Q_f(>0)$ ,它与压机的结构形式、被试工件的形状和材料等因素有关,图中用一方块图表示。由于压机的受压容腔很大,加之负载压力  $P_L$  变化急剧,因此容积效应十分明显,工作中常需补油。当补油流量  $Q_{Lc} > Q_f$  时,需借助伺服阀及增压器向压机供油;当  $Q_{Lc} < Q_f$  时,则需要借助伺服阀及

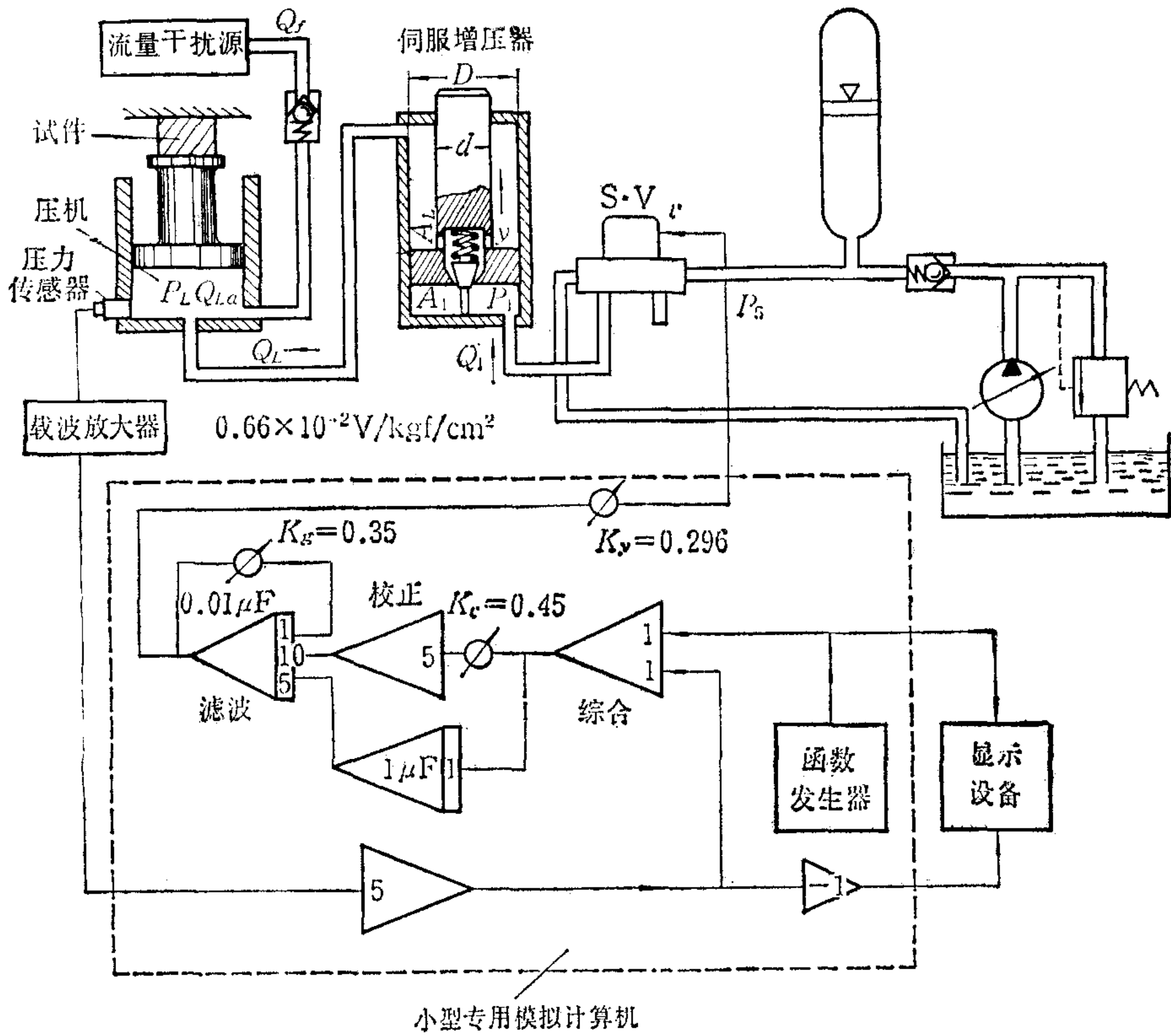


图 1 压力控制系统原理图

增压器放油,由于由干扰源来的总油量  $V_f(\text{cm}^3)$  远远大于补油量的最大值  $V_{Lc}(\text{cm}^3)$ , 因此要求增压器具有放油总量远远大于补油总量的特点,图 1 给出了这种增压器的原理图,补油时活塞上移,其增压比等于活塞上下两腔有效面积之比;放油时活塞下移,当活塞下移至终点还没有放完多余的油量时,活塞中心的锥形阀与增压器底壁相碰,因而两腔的连通窗口被打开,多余的油由此经伺服阀流回油箱.在放油状态下,增压比仍然保持不变,因为当增压比减小时,意味着活塞下端的液压合力大于上端的液压合力,因此活塞将上移,从而关小窗口增大压力损失,使增压比变大,直到等于设计值,反之亦然.由于靠巨大的活塞运动来调整增压比,因此具有很强的阻尼作用,从而克服了锥形阀由于弱阻尼而出现的振动.图中伺服阀单腔工作,它与增压器一起构成了三通阀控式的动力机构.油源系统是由巨型蓄能器、小流量定量泵及溢流阀组成的.由于工作中完全靠蓄能器提供巨大的瞬时流量,而定量泵仅负责补充蓄能器放出的油量,因此与普通的恒压供油不同.图中虚线包围的部分由小型专用模拟机来实现,它包括综合、校正、滤波、放大和函数发生器等五部分.

### 三、伺服增压器的数学模型

参照图 1 可列出伺服增压器的数学模型. 这里分成锥形阀关闭和打开两种工作状态.



### 1. 锥形阀关闭的工作状态

若忽略增压器活塞的干摩擦和阻尼可列出增压器活塞的受力方程

$$my = A_1 P_1 - A_L P_L \quad (1)$$

式中  $m$  为活塞的质量 ( $\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$ );  $y$  为活塞的位移 ( $\text{cm}$ );  $A_1$  为活塞下端面积 ( $\text{cm}^2$ );  $A_L$  为活塞上端受压面积 ( $\text{cm}^2$ );  $P_L$  为压机的负载压力 ( $\text{kgf}/\text{cm}^2$ );  $P_1$  为伺服阀的负载压力 ( $\text{kgf}/\text{cm}^2$ ).

增压器的流量方程(忽略压机的泄漏和可压缩性)为

$$Q_L = A_L \dot{y}, \quad (2)$$

$$Q_L = C_t P_L + \frac{V}{\beta_c} \dot{P}_L - Q_f \approx \frac{V}{\beta_c} \dot{P}_L - Q_f, \quad (3)$$

$$Q_1 = A_1 \dot{y}, \quad (4)$$

$$Q_1 = K_v v - K_{p_1} P_1. \quad (5)$$

式中  $C_t$  为压机泄漏系数 ( $\text{cm}^3/(\text{s} \cdot \text{kgf})$ );  $V$  为压机受压容腔 ( $\text{cm}^3$ );  $\beta_c$  为液压容积模数 ( $\text{kgf}/\text{cm}^2$ );  $Q_f$  为干扰流量 ( $\text{cm}^3/\text{s}$ );  $Q_L$  为压机的负载流量 ( $\text{cm}^3/\text{s}$ );  $Q_1$  为伺服阀的负载流量 ( $\text{cm}^3/\text{s}$ );  $K_v$  为  $Q_1$  对其输入电压  $v$  的偏导数 ( $\text{cm}^3/(\text{s} \cdot \text{V})$ );  $K_{p_1}$  为伺服阀的流量-压力系数 ( $\text{cm}^3/(\text{s} \cdot \text{kgf})$ ). (1)~(5)式联立可得出被调量  $P_L$  对伺服阀输入电压之间的数学模型(其中  $r = A_1/A_L$  为增压比):

$$P_L = \frac{\frac{rK_v}{K_{p_1}} v + \frac{r^2}{K_{p_1}} Q_f}{\frac{Vm}{\beta_c A_L^2} s^2 + \frac{r^2 V}{K_{p_1} \beta_c} s + 1}.$$

由于  $Vm/(\beta_c A_L^2) \ll r^2 V/(K_{p_1} \beta_c)$ , 故上式可简化为

$$P_L = \frac{\frac{rK_v}{K_{p_1}} v + \frac{r^2}{K_{p_1}} Q_f}{\frac{r^2 V}{K_{p_1} \beta_c} s + 1}. \quad (6)$$

### 2. 锥形阀打开的工作状态

仍按图 1 中各变量的方向,可列出下列流量方程:

$$Q_t = K_p (P_L - P_1) - K_y y, \quad (7)$$

$$Q_L = A_L \dot{y} - Q_t, \quad (8)$$

$$Q_1 = A_1 \dot{y} - Q_t. \quad (9)$$

式中  $Q_t$  为锥形阀的流量 ( $\text{cm}^3/\text{s}$ );  $K_y$  为锥形阀的流量增益 ( $\text{cm}^2/\text{s}$ );  $K_p$  为锥形阀的流量-压力系数 ( $\text{cm}^3/(\text{s} \cdot \text{kgf})$ ). (1)、(3)、(5)及(7)~(9)等六式联立可得到下式:

$$P_L = \frac{\left( \frac{mK_v K_p}{A_L K_y K_{p_1}} s^2 + \frac{K_v A_1}{K_y K_{p_1}} s + \frac{K_v r}{K_{p_1}} \right) v + \left[ \frac{(K_p + K_{p_1})m}{A_L K_y K_{p_1}} s^2 + \frac{r A_1}{K_y K_{p_1}} s + \frac{r}{K_{p_1}} \right] Q_f}{\frac{(K_p + K_{p_1})mV}{\beta_c A_L K_y K_{p_1}} s^3 + \left( \frac{V A_1^2}{\beta_c A_L K_y K_{p_1}} + \frac{mK_p}{A_L K_y} \right) s^2 + \left( \frac{rV}{\beta_c K_{p_1}} + \frac{A_L(r-1)^2 K_p}{K_y K_{p_1}} + \frac{A_L}{K_y} \right) s + 1}. \quad (10)$$

## 四、液压动力机构的优化及油源的设计

### 1. 增压器的优化设计

增压器可按照耗功最小或频带最宽两种优化指标来设计。由(6)式看出动力机构的频宽与增压比  $r$  的平方成反比,故可以  $r$  最小作为动力机构的快速性指标。

#### (1) 确定最佳的增压比和油源的极限流量

略去(3)式中干扰流量  $Q_f$  后可得到最大补油流量  $Q_L$  与负载压力  $P_L$  之间的关系:

$$Q_L = \frac{V}{\beta_c} \dot{P}_L. \quad (11)$$

若令  $P_L = B(1 - \sin \omega t)$  (因  $P_L$  不能为负值), 则  $Q_L = -\frac{V}{\beta_c} B \omega \cos \omega t$ , 故负载轨迹方程为

$$\left. \begin{aligned} Q_L &= -C \cos \omega t, \\ P_L &= B(1 - \sin \omega t). \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式中  $C = VB\omega/\beta_c$  为负载流量的最大值;  $B$  为负载压力的振幅。假设  $\omega \ll K_{p1}\beta_c/(r^2V)$ , 则低压腔的负载轨迹方程可写成

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= -Cr \cos \omega t, \\ P_1 &= \frac{B}{r}(1 - \sin \omega t). \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中  $r$  为待求值。若以耗功最小为指标, 当油源压力确定后, 求取  $r$  便是个寻优问题。今将  $Q_L$ ,  $P_L$  及  $r$  分别等效成负载速度、负载力及液压缸的活塞面积, 则  $Q_1$  及  $P_1$  便可看成是负载流量与负载压力, 因此可利用  $P$ - $Q$  计算尺<sup>[2]</sup>依据(12)式所描述的偏心椭圆分别得到下列两组公式

$$\left. \begin{aligned} r &= \frac{2.25B}{P_s}, \\ Q_M &= 1.575Cr, \text{ cm}^3/\text{s}; \end{aligned} \right\} \text{(耗功最小)} \quad (14)$$

$$\left. \begin{aligned} r &= \frac{2B}{P_s}, \\ Q_M &= 2.1Cr, \text{ cm}^3/\text{s}. \end{aligned} \right\} \text{(} r \text{ 最小)} \quad (15)$$

式中  $Q_M$  为油源的极限供油量, 上两式的  $Q_M$  计算式中考虑了容积效率  $\eta = 0.95$ ;  $P_s$  为油源压力。今取  $P_s = 156\text{kgf/cm}^2$ ,  $B = 160\text{kgf/cm}^2$ ,  $\beta_c = 1.32 \times 10^4\text{kgf/cm}^2$ ,  $V = 2.5 \times 10^5\text{cm}^3$ ,  $\omega = 2\text{rad/s}$ , 则由(12)式算出  $C = 6061\text{cm}^3/\text{s}$ , 将有关数据代入(14)、(15)两式分别得出

$$r = 2.3, \quad Q_M = 1317\text{L/min} \quad \text{(耗功最小);}$$

$$r = 2.05, \quad Q_M = 1566\text{L/min} \quad \text{(} r \text{ 最小).}$$

显然后者较前者流量增大了  $249\text{L/min}$ , 而增压比仅减小了  $0.25$  倍, 因此应选前者作为设计参数。

#### (2) 高压腔容积的确定



压机的最大补油量可由下式算出

$$V_{La} = \frac{V}{\beta_c} \Delta P_{Lmax} \quad (16)$$

由(12)式知  $\Delta P_{Lmax} = 2B = 320\text{kgf/cm}^2$ , 故算出  $V_{La} \approx 6\text{L}$ .

### (3) 确定增压器活塞面积及其最大行程

由(6)式看出,当锥形阀关闭时活塞面积的变化与动力机构的动特性无关;由(10)式看出,当锥形阀打开时活塞面积的变化对动力机构动特性的影响亦不明显,因此在设计时可根据具体情况自行确定增压器的活塞面积.今设活塞直径为  $D$ , 活塞杆直径为  $d$ , 则

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{\pi}{4} D^2, \\ A_L &= \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2). \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

这里取  $D = 26.5\text{cm}$ , 则  $A_1 = 551.3\text{cm}^2$ , 由(17)式算出  $d = 20\text{cm}$ ,  $A_L = 237.5\text{cm}^2$ .

若设增压器活塞最大行程为  $L$ , 则

$$L = \frac{V_{La}}{A_L} = 25.3\text{cm}.$$

### (4) 锥形阀的设计

锥形阀的设计主要取决于压机的最大排油流量  $Q_{Lmax}$ , 它可用下式表示

$$Q_{Lmax} = C_d w (-y_M) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_L - P_1)}. \quad (18)$$

式中  $w$  为面积梯度,  $y_M$  为锥形阀芯的最大行程. 经实测压机的最大排油流量  $Q_{Lmax} = -4000\text{cm}^3/\text{s}$ , 它发生在  $P_L = 320\text{kgf/cm}^2$ ,  $P_1 = 139\text{kgf/cm}^2$  的条件下. 若取流量系数  $C_d = 0.6$ ,  $\rho = 8.5 \times 10^{-7}\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4$ , 则由(18)式可求出锥形阀的最大窗口面积  $f$ ,

$$f = w y_M = 0.323\text{cm}^2. \quad (19)$$

锥形阀的面积公式为

$$f = (\pi D_1 \sin \alpha) y. \quad (20)$$

式中  $D_1$  为锥形阀套起截流处的直径 (cm);  $\alpha$  为锥形阀芯的半锥角. 今取  $D_1 = 2\text{cm}$ ,  $\alpha = 15^\circ$ , 则算出  $y_M = 0.2\text{cm}$ , 故由(19)式算出面积梯度  $w = 1.626\text{cm}$ . 锥形阀弹簧只起复位作用, 这里取其弹性系数为  $10\text{kgf/cm}$ .

由(18)式可求出锥形阀的流量增益  $K_y$  和流量-压力系数  $K_p$ :

$$\left. \begin{aligned} K_y &= C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{L0} - P_{10})}, \\ K_p &= \frac{C_d w y_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{2 \sqrt{P_{L0} - P_{10}}}. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

压力系统工作点应选在工作概率最多之点, 这里选择  $P_{L0} = 179.4\text{kgf/cm}^2$ ,  $P_{10} = 78\text{kgf/cm}^2$ ,  $y_0 = 0.1\text{cm}$ , 故  $K_y = 1.5 \times 10^4\text{cm}^2/\text{s}$ ,  $K_p = 7.45\text{cm}^5/(\text{s} \cdot \text{kgf})$ .

## 2. 电液伺服阀的选取及计算

由图 1 知伺服阀只使用一腔,另一腔堵死,因此流量方程为

$$Q_1 = \begin{cases} K_H v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)}, & v > 0; \\ K_H v \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1}, & v < 0. \end{cases} \quad (22)$$

式中  $v$  为伺服阀输入电压,  $K_H$  为系数. 若取  $P_{10} = P_s/2$ , 则其线性化方程为

$$Q_1 = \begin{cases} K_v v - K_{p_1} P_1, & v_0 > 0; \\ K_v v + K_{p_1} P_1, & v_0 < 0. \end{cases} \quad (23)$$

式中  $K_v = K_H \sqrt{\frac{P_s}{\rho}}$  ( $\text{cm}^3/(\text{s} \cdot \text{V})$ );  $K_{p_1} = \frac{K_H v_0}{\sqrt{\rho P_s}}$  ( $\text{cm}^5/(\text{s} \cdot \text{kgf})$ ).

由(22)式可得伺服阀的最大供油流量  $Q_M$  为

$$Q_M = \sqrt{2} K_H v_{\max} \sqrt{\frac{1}{\rho} P_s}.$$

因伺服阀的标定流量  $Q_m = K_H v_{\max} \sqrt{\frac{1}{\rho} P_s}$ , 故

$$Q_m = \frac{Q_M}{\sqrt{2}} = \frac{1317}{\sqrt{2}} = 931 \text{L/min}.$$

若选  $P_s = 210 \text{kgf/cm}^2$  的流量阀, 则其  $Q_m$  应为

$$Q_m = 931 \cdot \sqrt{\frac{210}{156}} \approx 1000 \text{L/min}.$$

伺服阀的最大输入电压  $v_{\max} = 1.7$  伏, 故  $K_H = 0.623$ . 由(23)式可求出  $K_v = 8440 \text{cm}^3/(\text{s} \cdot \text{V})$ ,  $K_{p_1} = 54.1 \text{cm}^5/(\text{s} \cdot \text{kgf})$ , 式中  $v_0$  取为 1 伏.

### 3. 求取动力机构的数学模型

根据增压器活塞的尺寸及材料可算出其质量. 本系统增压器活塞的质量  $m = 0.1077 \text{kgfs}^2/\text{cm}$ , 将上面求出的有关参数分别代入(6)式及(10)式可算出动力机构在锥形阀关闭和打开两种状态下的数学模型

$$P_L = \frac{358.8v + 0.0978Q_f}{1.852s + 1}, \quad (24)$$

$$P_L = \frac{358.8(1.6 \times 10^{-2}s + 1)v + 0.0425(3.67 \times 10^{-2}s + 1)Q_f}{(3.8 \times 10^{-2}s + 1)(0.787s + 1)}. \quad (25)$$

(25)式中分别略去了分子的二次项和分母的三次项, 因为它们的系数都很小.

### 4. 油源的设计

此类系统具有下列特点:

(1) 工况周期  $T$  很大, 本例  $T = 1 \text{min}$ ;

(2) 一周期内的总补油量较小, 本例折合到油源的补油量为  $6 \times 2.3 = 13.8 \text{L}$ . 因此可采用一次能放出总补油量  $rV_{L_0}$  及最大流量  $Q_M$  的巨型蓄能器作为油源, 而用一个  $Q_s \geq$



$rV_{L0}/T$  的小型补油泵向蓄能器供油, 当供油压力超过规定值时, 油泵自动停转, 反之继续供油, 称这种油源系统为积分式油源系统。本例采用额定压力为  $320 \text{ kgf/cm}^2$ 、有效容积为  $40\text{L}$  的皮囊式蓄能器; 补油泵采用流量为  $15\text{L/min}$ 、压力为  $320\text{kgf/cm}^2$  的柱塞泵。

## 五、系统设计与实验

### 1. 给定指标

系统能以  $5\%$  的误差点点跟踪  $\omega = 2\text{rad/s}$  的正弦函数。由文献[1]可知系统的频宽至少应大于  $28\text{rad/s}$ 。

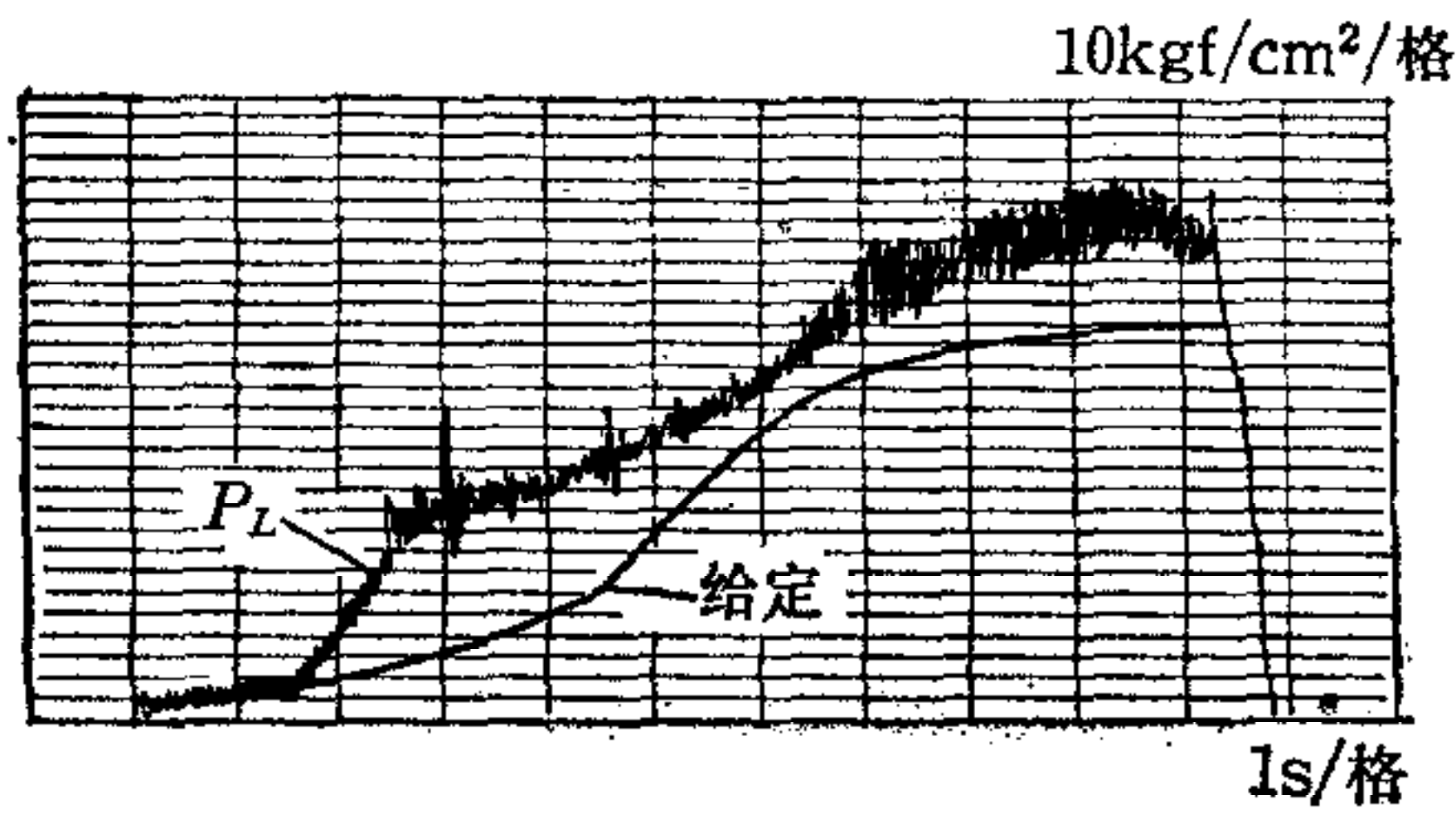


图2 无校正时的跟踪曲线

### 2. 系统的校正方案

(1) 简单的闭环不能满足跟踪要求, 图2为无校正时的实测跟踪曲线。

(2) 采用比例加积分的校正方案, 即校正环节为  $W_c = (4.5s + 1)/s$ , 开环增益为  $53$ 。系统的方块图如图3所示。此时系统的频宽分别为  $129\text{rad/s}$  (补油)和  $304\text{rad/s}$  (排油), 因此具有很

高的跟踪性能(见图4)。图中被调量  $P_L$  带有频率为  $30\text{Hz}$ , 幅值为  $34\text{kgf/cm}^2$  的干扰。此干扰的频率比系统要求的频宽高  $5$  倍, 因此很难用一般的斩波器将其滤掉。这里采用了开闭

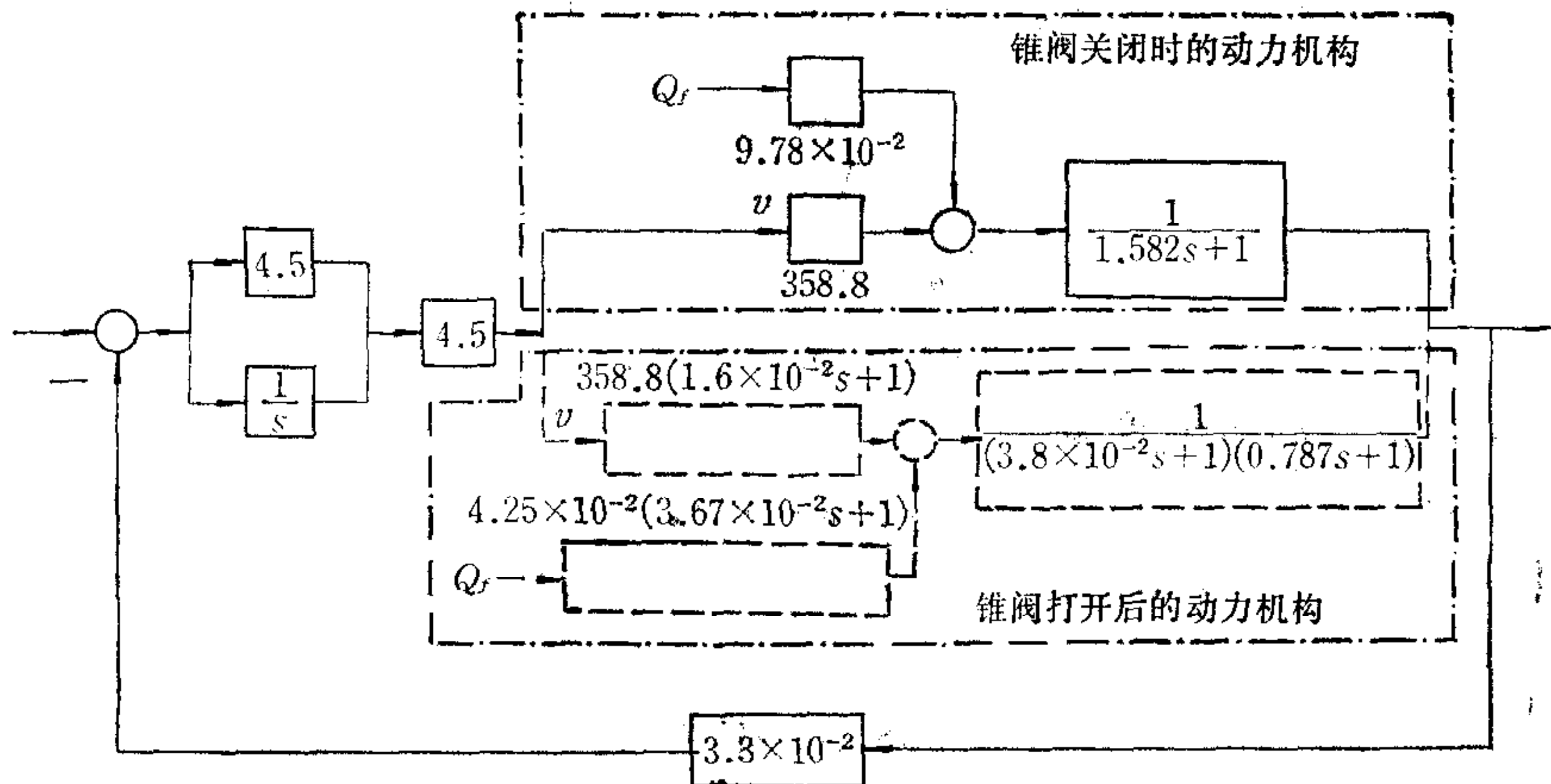


图3 校正后的系统方块图

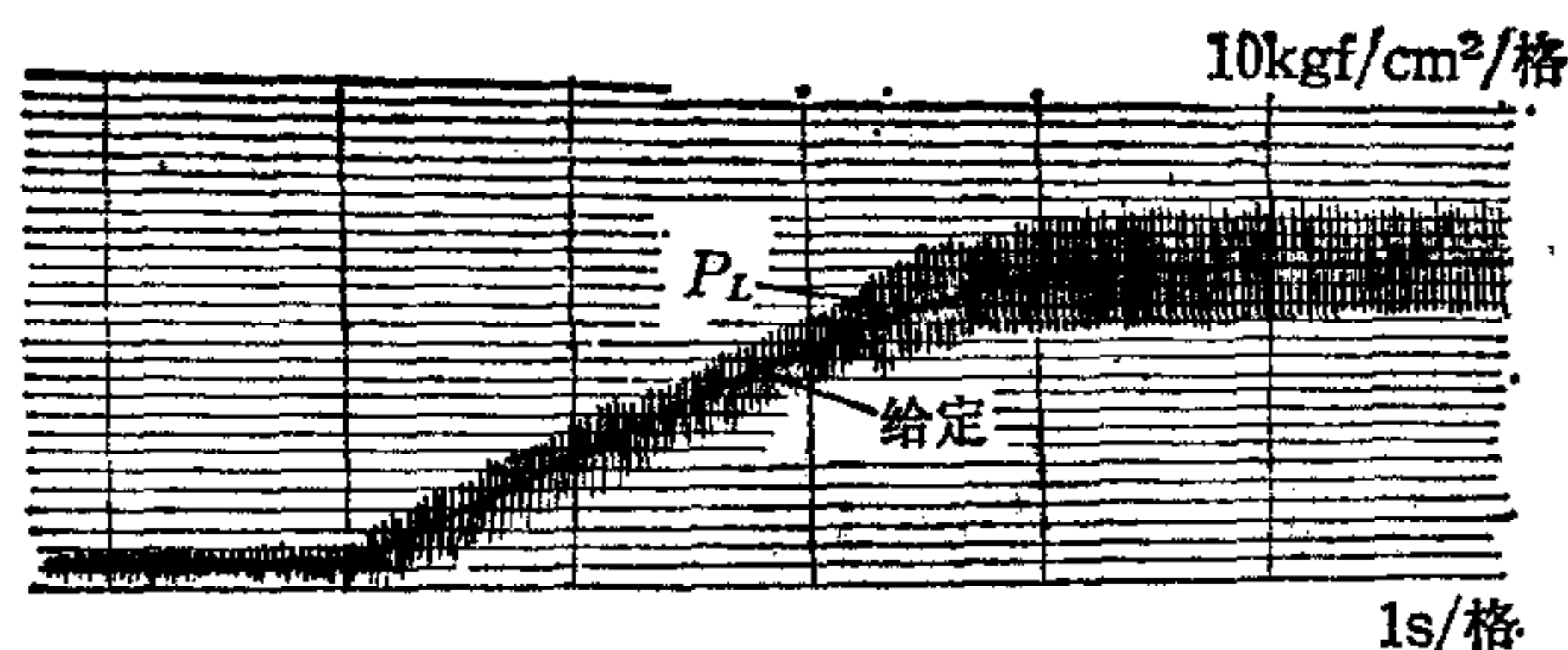


图4 引入校正后的跟踪照片

环的滤波方法,首先在开环主通道中串入一个滤波环节  $W_{fi}(s) = 1 / \left( \frac{s}{31.4} + 1 \right)$ , 其转折频率等于系统所要求的频宽,它可使干扰衰减到原来的 16.4%, 即  $5.6\text{kgf/cm}^2$ , 它占被调量最大值的 3.3%, 但信号的相移却因此增大, 这可用调整闭环参数的办法来解决。实际调整结果  $W_{fi}(s) = 1 / \left( \frac{s}{35} + 1 \right)$ , 开环增益为 50 (见图 5), 其闭环传递函数分别为

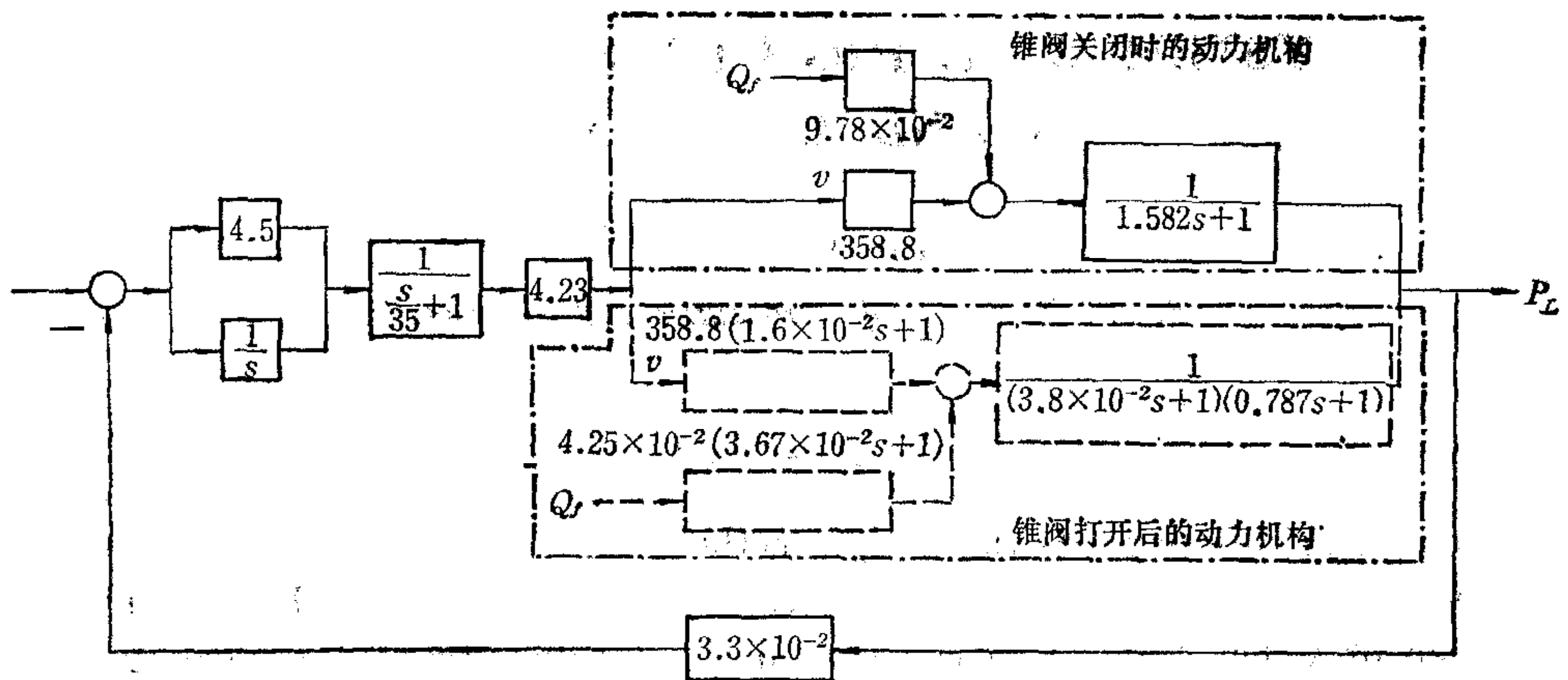


图 5 引入滤波器后的系统方块图

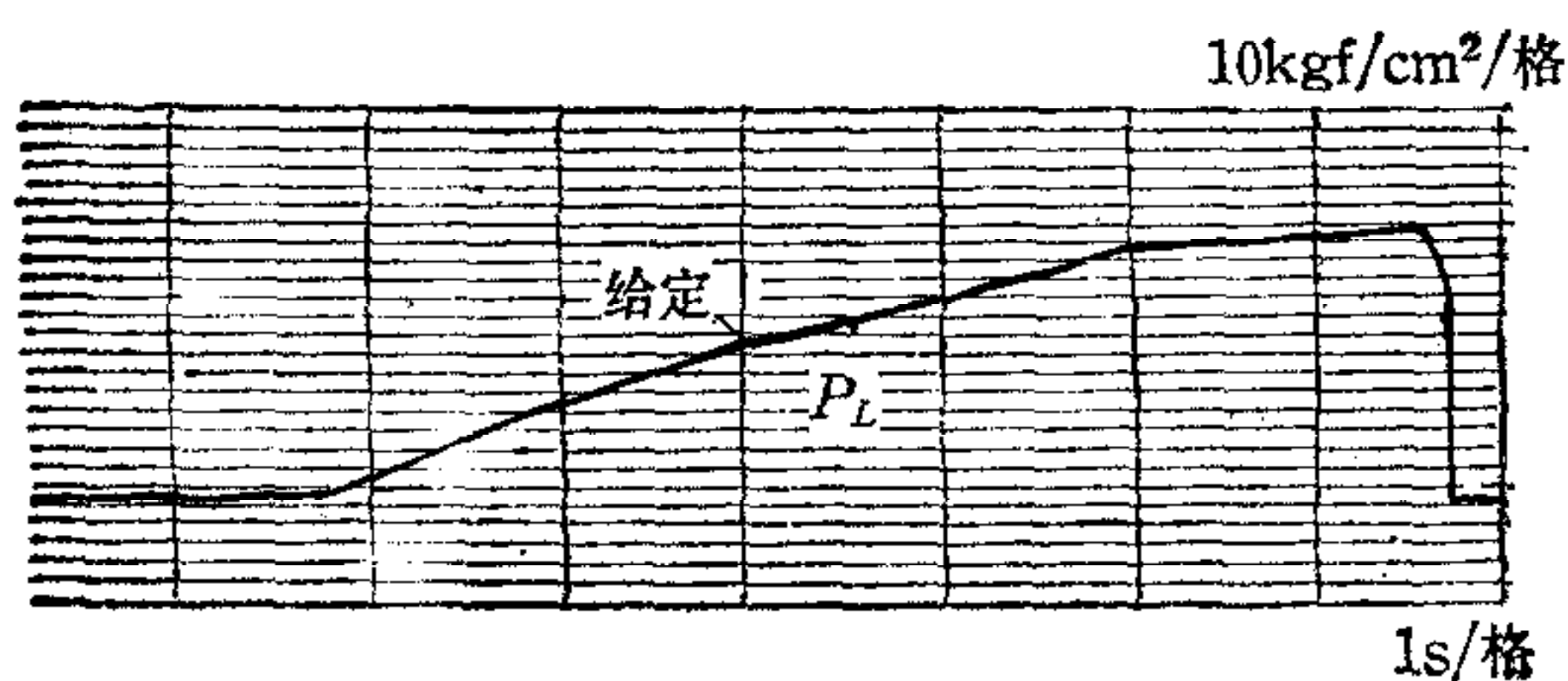
$$\Phi(s) = \frac{4.5s + 1}{(4.508s + 1)(2.35 \times 10^{-4}s^2 + 0.829 \times 10^{-2}s + 1)}$$

$$\approx \frac{1}{2.35 \times 10^{-4}s^2 + 0.829 \times 10^{-2}s + 1} \quad (\text{补油});$$

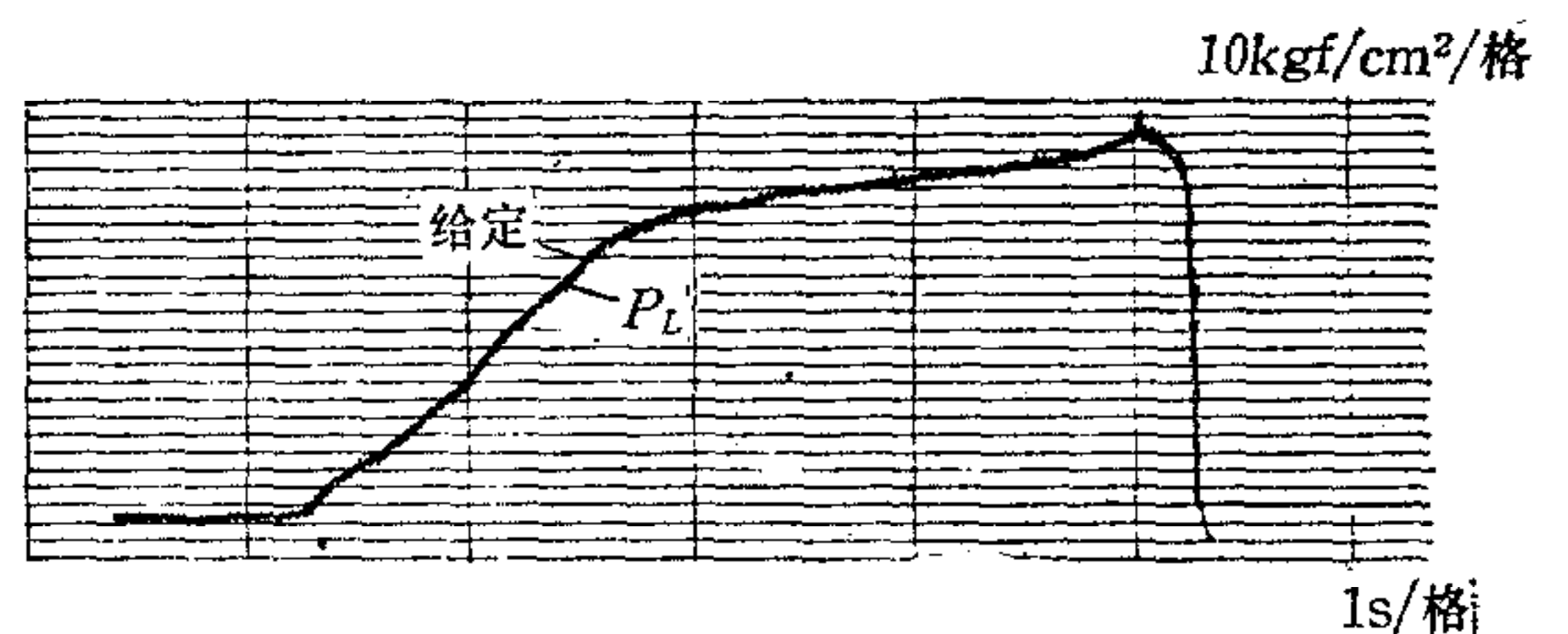
$$\Phi(s) = \frac{(4.5s + 1)(1.6 \times 10^{-2}s + 1)}{(4.518s + 1)(1.789 \times 10^{-2}s + 1)(2.113 \times 10^{-4}s^2 + 1.716 \times 10^{-3}s + 1)}$$

$$\approx \frac{1.6 \times 10^{-2}s + 1}{(1.789 \times 10^{-2}s + 1)(2.113 \times 10^{-4}s^2 + 1.716 \times 10^{-3}s + 1)} \quad (\text{排油}).$$

此时系统的频宽分别为  $65.3\text{rad/s}$  (补油)和  $68.8\text{rad/s}$  (排油), 显然满足了系统的要求, 其跟踪照片如图 6 所示。图 1 中虚线所包围的部分即是专用模拟机上排出的最后线路。



(a)



(b)

图 6 引入滤波后的跟踪照片  
(a) 补油状态 (b) 排油状态



## 参 考 文 献

- [1] 刘长年, 伺服系统跟踪问题的研究——介绍动态消差法, 液压技术通讯, 1978, 3.  
[2] 刘长年, 电液伺服系统动力机构最佳参数的选择方法——介绍  $P-Q$  计算尺, 机械工程学报, 1981, 1.

## THE STUDY OF A TRACKING-TYPE PRESSURE CONTROL SYSTEM WITH HIGH PRESSURE, LARGE FLOW AND LARGE VOLUME

LIU CHANGNIAN

*(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)*

### ABSTRACT

Presented in this paper is the design method for a kind of tracking-type pressure control system with high pressure, large flow and large volume. It contains: (1) The construction of a new type of servo-accumulator and its optimized design; (2) A kind of filtering method for short frequency range; (3) A new kind of integrated power. It has been shown by tests that the system designed according to this theory (load pressure  $320 \text{ Kg/cm}^2$ , load flow  $1317 \text{ L/min}$ , volume  $250 \text{ L}$ ) has extremely high tracking accuracy and disturbance-restraint ability.