

52-58

10

采煤机液压自动调高系统的研究

Study on Hydraulic Automatic Ranging Cutting Height of Shearer

雷 玉 勇 阴 正 锡 钱 骅
Lei Yuyong Yin Zhengxi Qian Hua

(重庆大学资源及环境工程学院, 重庆, 630044)

摘 要 提出了一种新的滚筒采煤机摇臂高度的自动调整方法。其原理是用采煤机滚筒在截割纯煤层和顶板岩石时的切割力作用于调高油缸而引起的压力变化来识别煤、岩分界, 并据此控制相应的液压伺服系统以达到自动调整采煤机滚筒高度的目的。

文中建立了自动调高系统的数学模型, 并在此基础上进行了实验研究。

关键词 采煤机; 自动调高; 液压控制

中国图书资料分类法分类号 TD 421.6

ABSTRACT A new method has been put forward to automatically adjust height of drum-type shearer. The principle of this method is that the boundary of coal and rock is recognized with the pressure changes resulting from the height adjustment of the oil cylinder exerted by the cutting forces while the shearer drum is cutting the pure coal seam and the rock. With the help of this, the correspondent hydraulic serving system can be controlled to adjust the height of shearer drum automatically.

In this paper, a mathematical model is established and experiments and researches have been also carried out.

KEYWORDS shearer, automatic ranging, hydraulic controlling

0 引 言

由于煤田地质构造不规则, 在一个采区内煤层厚度和倾角常有起伏变化, 这就要求采煤机在工作中要随着煤层厚度变化不断调整其采高(如图1)。目前, 国内外滚筒采煤机大多采用手动操纵、液压缸驱动的摇臂调高方式。人工调高不仅不能准确控制采高(因没有一个确定的标示煤层厚度的参照物), 而且工人的劳动强度大, 工作条件非常恶劣和危险。因此, 国外煤炭行业, 特别是英国煤炭公司已进行了大量关于采煤机自动调高的研究。

采煤机自动调高系统的社会效益和经济效益都是非常显著的。它的开发应用具有良好的前景。自动调高系统与微机监控系统联接, 还能实现井下采煤自动化, 进行遥控采煤。

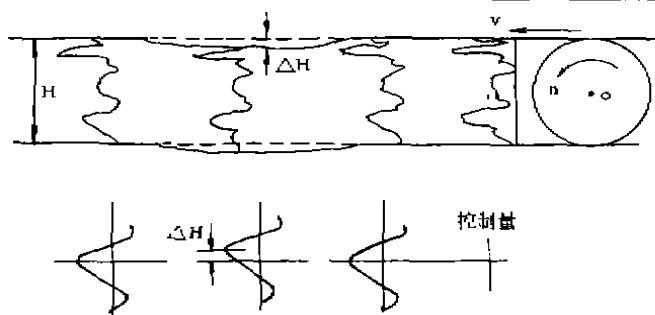


图1 采煤机滚筒位置调整

采煤机自动调高的关键在于煤岩分界的识别技术及传感装置。目前国外已有的煤岩分界识别技术可归结为两类:一是利用 γ 射线探测顶煤厚度,二是用探测截齿力的方法间接识别煤岩分界。

目前,国外已有各种采煤机自动调高系统问世,并投入实用。然而我国有关这方面的研究才刚开始。本文基于目前国内外滚筒采煤机大都采用液压缸驱动的摇臂调高这一事实,讨论用油缸的压力变化来间接识别煤、岩分界,通过相应的液压伺服控制系统来实现采煤机滚筒位置自动调整的可行性。

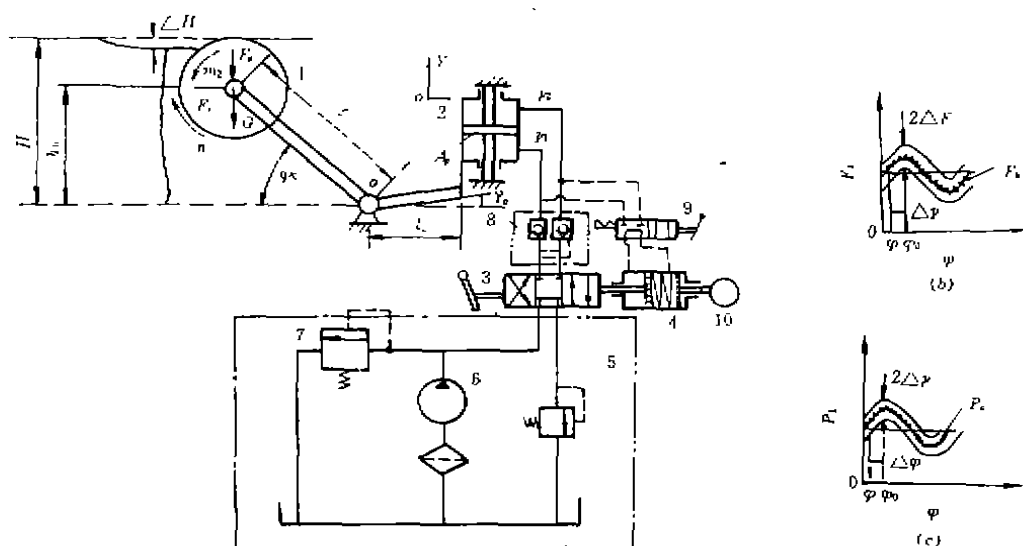


图2 采煤机液压自动调高系统原理

1. 滚筒 2. 调高油缸 3. 滑阀 4. 压力比较弹簧 5. 背压阀
6. 油泵 7. 安全阀 8. 双向液压锁 9. 二位四通阀 10. 反馈凸轮

1 采煤滚筒位置自动调整系统原理

如图2所示,设摇臂位置处于 φ_0 时,采煤机滚筒正好贴着煤层顶板进行纯煤截割。此时滑阀3阀芯上的液压力与比较弹簧力平衡,阀芯在对中弹簧作用下处于中位。调高油缸被锁定,摇臂固定于位置 φ_0 。

采煤机沿工作面截煤过程中,若遇顶(底)板起伏变化,滚筒截入顶板岩石 ΔH 时,由于

截割阻力增大,滚筒载荷,亦即油缸负载增大,油缸的压力随之增高。此时,作用于滑阀3阀芯上的液压力大于比较弹簧力,阀芯右移,恒压源供油经滑阀3进入缸内,油缸向上运动并驱动摇臂旋转,使滚筒高度降低。摇臂的角位移 $\Delta\varphi$ 通过凸轮机构10反馈到比较弹簧4上。当滚筒高度降低 ΔH 时,阀芯上的液压力又与比较弹簧力平衡,阀芯在对中弹簧作用下回中位,调高油缸重新锁定,摇臂固定于新位置 φ 。这样,采煤机便完成一次自动调高过程。反之亦然。液压自动调高系统使采煤机始终贴着煤层顶(底)板割煤,从而实现采煤机自动适应煤层厚度的变化。

该系统亦可手动控制调高。操纵二位四通阀9,断开控制油路,再手动三位四通滑阀3,便可实现滚筒的升降。为了改善系统的动态性能,在滑阀3上设置了一液阻(参见图3),以增加系数阻尼。系统中双向液压锁8是为了提高调高油缸锁紧精度而设置的。背压阀5是为了提高调高过程平稳性而设置的。

由于煤层中常常有不规则夹矸存在,所以,采煤机在截割纯煤时,滚筒载荷也会有较大波动。为了排除因滚筒截割到夹矸而调整采高的误动作,同时,为了保证采煤机工作中滚筒位置的相对稳定性,控制系统必须具一定的抗扰动能力,并且响应速度不能太快。为此,将滑阀3设计成负开口(正重叠)四边滑阀。利用负开口滑阀的死区特性提高系统的抗扰动能力。

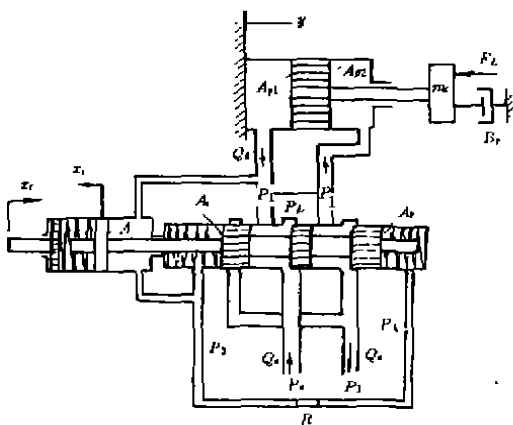


图3 滑阀—油缸放大器

2 液压自动调高系统的数学模型

2.1 调高油缸负载的数学模型

采煤机工作时,滚筒上的载荷包括牵引阻力 F_x ,垂直反力 F_y ,截煤阻力矩 M_z 及侧向力 F_z 。由于 M_z 和 F_z 与调高油缸的负载无关,故这里仅讨论 F_x 和 F_y 的数学模型。

当采煤机以速度 v 牵引,滚筒以转速 n 旋转割煤时,作用于滚筒的力 F_x 和 F_y 为一周期变化的力。根据付里叶级数理论,任何周期性信号可展开为若干简谐信号的叠加。即有:

$$\left. \begin{aligned} F_x &= F_{x0} + \sum_{n=1}^{\infty} F_{xn} \sin(2\pi n f_0 t + \varphi_n) \\ F_y &= F_{y0} + \sum_{n=1}^{\infty} F_{yn} \sin(2\pi n f_0 t + \psi_n) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: F_{x0} 、 F_{y0} ——分别为 F_x 和 F_y 的稳定分量;

f_0 、 $n f_0$ ——分别为基波频率和第 n 次谐波频率;

φ_n 、 ψ_n ——分别为 F_x 和 F_y 第 n 次谐波初相位。

若滚筒在截煤的同时截割到少量顶板岩石,和截煤相似,截齿截割岩石的受力正比于其截割厚度。忽略因截割顶板岩石而引起的载荷波动分量,则 F_x 和 F_y 可表示为:

$$\left. \begin{aligned} P_v &= P_{v0} + K_v \cdot \Delta H + \sum_{n=1}^{\infty} P_{vn} \sin(2\pi n f_0 t + \varphi_n) \\ P_y &= P_{y0} + K_y \cdot \Delta H + \sum_{n=1}^{\infty} P_{yn} \sin(2\pi n f_0 t + \psi_n) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: K_v, K_y ——截割顶岩的横向和纵向阻力系数; ΔH ——截割岩石厚度。

调高油缸的负载压力 $P_{L\varphi_0}$ 表示为:

$$\begin{aligned} p_{\varphi_0} &= \frac{l}{l_1 A_p} \{ [(F_{p0} + G) \cos \varphi_0 - F_{p0} \sin \varphi_0] + [K_v \cos \varphi_0 - K_y \sin \varphi_0] \cdot \Delta H \} \\ &+ \frac{l}{l_1 A_p} \left\{ \left[\sum_{n=1}^{\infty} P_{vn} \sin(2\pi n f_0 t + \varphi_n) \right] \cdot \cos \varphi_0 + \left[\sum_{n=1}^{\infty} P_{yn} \sin(2\pi n f_0 t + \psi_n) \right] \sin \varphi_0 \right\} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: l, l_1 ——分别为摇臂长度和摇臂回转中心至调高缸轴心距离;

G ——滚筒及摇臂折算到滚筒中心的重量;

A ——调高油缸活塞的有效面积;

φ_0 ——摇臂相对于机身的倾角。

我们把调高油缸压力的稳态分量作为液压控制系统的被控量,而将其波动分量作为系统的扰动输入。则式(3)可写为:

$$p_{L\varphi_0} = \frac{l}{l_1 A_p} \{ [(F_{p0} + G) \cos \varphi_0 - F_{p0} \sin \varphi_0] + [K_v \cos \varphi_0 - K_y \sin \varphi_0] \cdot \Delta H \} \quad (4)$$

2.2 滑阀阀芯运动方程

参看图 2.1, 由牛顿第二定律有:

$$M_v \frac{d^2 X_v}{dt^2} + (B_v + B_f + RA_v^2) \frac{dX_v}{dt} + (k_v + k_f + k_b) X_v = p_{L\varphi_0} A_v - K_b X_i \quad (5)$$

式中: M_v ——阀芯及阀腔内液体总质量; X_v ——阀芯位移;

B_v ——阀芯与阀套间的总粘性摩擦系数; B_f ——瞬态液动力产生的阻尼系数;

R ——阻尼小孔的液阻; A_v, A_v ——分别为阀芯端面积和阀芯活塞端面积;

k_v ——滑阀对中弹簧刚度; k_f ——稳态液动力刚度;

k_b ——比较弹簧刚度; X_i ——凸轮反馈位移。

对式(5)讨论如下:

1) 若摇臂在位置 φ_0 时, 滚筒是贴着煤层顶板进行纯煤截割的, 此时滑阀阀芯处于中位, 亦即

$$\left. \begin{aligned} \Delta H &= 0 \\ X_v &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

将(6)代入(5)整理得: $X_i = k_b \sin(\varphi_0 + \alpha_0)$ (7)

$$\text{式(7): } k_b = \frac{l A_v F_{p0}}{l_1 A_p k_b}; \quad F_{p0} = \sqrt{(F_{p0} + G)^2 + F_{y0}^2}; \quad \alpha_0 = \text{tg}^{-1} \frac{F_{y0} + G}{F_{p0}}$$

式(7)即为凸轮轮廓曲线方程。

2) 若采煤机在摇臂位置 φ_0 时, 同时截割煤层和少量顶板岩石, 则阀芯将运动。

将(7)代入(5), 并在 φ_0 处线性化处理, 整理得:

$$M_v \frac{d^2 X_v}{dt^2} + B_v \frac{dX_v}{dt} + k_v X_v = p_{L\varphi_0} A_v - k_b k_b \sin(\varphi_0 + \alpha_0) - k_b k_b \cos(\varphi_0 + \alpha_0) \cdot \Delta \varphi \quad (8)$$

式中: $B_v = B_v + B_f + RA_v^2$; $k_v = k_v + k_f + k_b$

2.3 滑阀——油缸液压放大器数学模型

如图2所示,滑阀输入位移 X_v ,输出为流经阀口的流量 Q_L 。四边滑阀的流量——压力线性化方程由下式给出:

$$Q_L = K_s X_v - K_c p_{L\varphi_0} \quad (9)$$

式中: K_s ——流量增益, $K_s = \frac{\partial Q_L}{\partial X_v}$

K_c ——压力增益, $K_c = -\frac{\partial Q_L}{\partial p_L}$

$p_{L\varphi_0}$ ——油缸负载压力, $p_{L\varphi_0} = p_1 - p_2$

流经滑阀的油液进入调高油缸,推动缸体运动。由连续性方程有:

$$Q_L = A_r \frac{d\Delta y}{dt} + C_{lr} \cdot p_{L\varphi_0} + \frac{V_t}{4\beta_e} \cdot \frac{dp_{L\varphi_0}}{dt} \quad (10)$$

式中: Δy ——油缸位移;

C_{lr} ——油缸内、外总漏损系数;

β_e ——油液的体积弹性模数;

V_t ——油缸进、回油腔容积之和。

根据牛顿第二定律,调高油缸的运动微分方程有:

$$p_{L\varphi_0} A_r = m_i \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} + B_r \frac{d\Delta y}{dt} + F_{L\varphi_0} \quad (11)$$

式中: B_r ——油缸粘性阻尼系数;

$F_{L\varphi_0}$ ——调高油缸负载;

m_i ——油缸及相关运动部件总质量。

摇臂和滚筒的运动微分方程为:

$$\begin{aligned} F_{L\varphi_0} l_1 - l[(F_{r0} + G + K_r \cdot \Delta H) \cos(\varphi_0 + \Delta\varphi) \\ - (F_{r0} + K_r \cdot \Delta H) \sin(\varphi_0 + \Delta\varphi)] = J \cdot \frac{d^2 \Delta\varphi}{dt^2} \end{aligned} \quad (12)$$

式中: J ——摇臂部件的转动惯量。

在 φ_0 处对式(12)线性化处理,整理得:

$$\begin{aligned} F_{L\varphi_0} \cdot l_1 - l[(F_{r0} + G) \cos\varphi_0 - F_{r0} \sin\varphi_0] \\ - [(F_{r0} + G) \sin\varphi_0 + F_{r0} \cos\varphi_0] \cdot \Delta\varphi - lK_{r0} \cdot \Delta H = J \cdot \frac{d^2 \Delta\varphi}{dt^2} \end{aligned} \quad (13)$$

式中: $K_{r0} = K_r \cos\varphi_0 - K_r \sin\varphi_0$

由图1中几何关系知:

$$\Delta y = l_1 \cdot \tan(\gamma_0 + \Delta\varphi) - l_1 \tan\gamma_0 \quad (14)$$

和

$$\Delta h = l \cdot \sin\varphi_0 - l \sin(\varphi_0 + \Delta\varphi) \quad (15)$$

当 $\Delta\varphi$ 很小时,式(14)、(15)可写成:

$$\Delta y = l_1 \cdot \Delta\varphi \quad (16)$$

$$\Delta h = l \cdot \cos\varphi_0 \cdot \Delta\varphi \quad (17)$$

式中: Δh ——采煤机滚筒高度调节量。

式(8)~(17)确定了采煤机液压自动调高系统的运动微分方程,求解该方程组即可得

到系统的动态性能。

2.4 液压自动调高系统的传递函数

为避免解高阶微分方程的麻烦,可先对系统的运动微分方程式进行拉氏变换,求出系统的传递函数,然后用频率响应法来分析系统的稳定性和动态特性,为进一步的系统设计和校正提供理论基础。

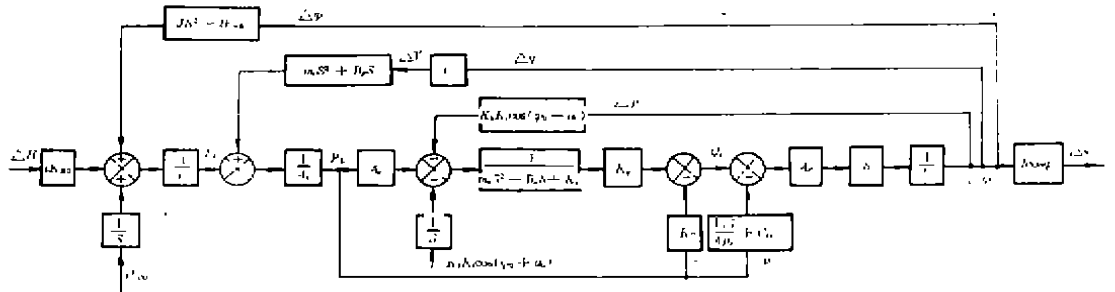


图4 液压自动调高系统方块图

分别对式(8)~(11)、(13)、(16)和(17)进行拉氏变换,画出相应的方块图,合并各环节方块图即得液压自动调高系统的方块图,如图4所示。用等效变换法则简化图4,求得系统传递函数为:

$$G(s) = \frac{\Delta h(s)}{\Delta H(s)} = \frac{K(B_1 s^3 + B_2 s^2 + B_3 s + B_4) \cdot s}{A_1 s^6 + A_2 s^5 + A_3 s^4 + A_4 s^3 + A_5 s^2 + A_6 s + C} \quad (18)$$

式中各项系数见附录。

3.1 实验系统及实验原理

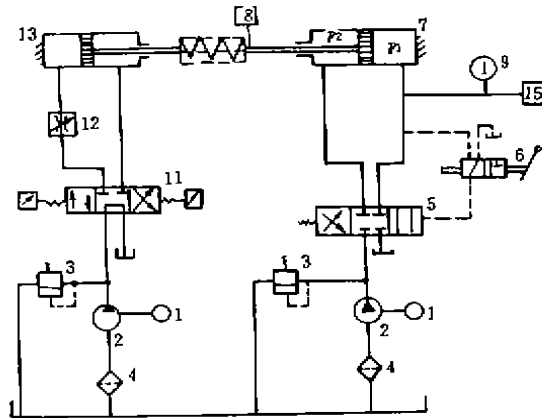


图5 实验系统图

1. 电机 2. 油泵 3. 安全阀 4. 过滤器 5. 液动滑阀
6. 二位三通阀 7. 试验油缸 8. 位移传感器 9. 压力表
10. 压力传感器 11. 电磁换向阀 12. 节流阀 13. 加载油缸

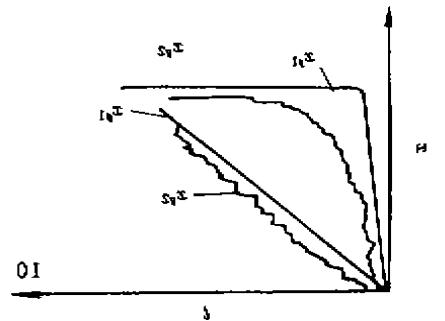


图6 试验油缸的位移曲线

x_1 ——输入位移 x_2 ——输出位移

根据采煤机液压自动调高的原理,同时考虑到简化实验系统的要求,设计实验系统如图5所示。

实验系统主要由两部分组成,即试验系统和加载系统。试验油缸7用来模拟采煤机调高

油缸,加载油缸 13 和弹簧 14 则用来模拟调高油缸的负载。

对于给定负载,试验油缸 7 的压力 p_1 与液动滑阀 5 的调定压力相等时,滑阀阀芯处于中位,试验油缸被锁紧,此时,试验油缸无位移输出。当加载油缸 13 输出位移 x_{p1} 时,试验油缸负载增大(减小),其负载压力大于(小于)滑阀 5 的调定压力,滑阀 5 动作,试验油缸输出位移 x_{p2} ,理论上试验油缸的输出位移应等于加载油缸的输出位移,亦即 $|x_{p2}| = |x_{p1}|$ 。

3.2 实验结果及分析

在阶跃输入和斜坡输入信号作用下,试验油缸的位移实验曲线如图 6 所示。

从实验记录曲线可以看出,试验系统对阶跃和斜坡输入信号有良好的跟踪性能,试验油缸压力可保持定值。实验证明,采煤机液压自动调高系统对于顶板的缓慢变化或突变均有良好适应能力。采煤机液压自动调高系统的原理是可行的。

4 结 论

本文提出了滚筒采煤机液压自动调高新方法。理论和实验研究表明,用采煤机调高油缸的压力变化来间接识别煤岩分界是可靠的。采煤机液压自动调高系统的原理和方法是可行的。液压自动控制系统的设计和校正还有待进一步研究。

[附录] 文中部分系数项的含义

$$K = l^2 K_{H0} \cos \varphi_0; \quad B_1 = \frac{V_t}{4\beta e} m_s; \quad B_2 = \frac{V_t}{4\beta e} B_e + m_s \cdot K_\alpha;$$

$$B_3 = \frac{V_t}{4\beta e} K_e + B_e \cdot K_\alpha; \quad B_4 = K_e \cdot K_\alpha - K_q A_s;$$

$$A_1 = (I_1^2 m_t + J) \cdot \frac{V_t}{4\beta e} \cdot m_s;$$

$$A_2 = (I_1^2 m_t + J) \cdot \left(\frac{V_t}{4\beta e} \cdot B_e + m_s K_\alpha \right) + \frac{V_t}{4\beta e} \cdot m_s B_1;$$

$$A_3 = (I_1^2 m_t + J) \cdot \left(\frac{V_t}{4\beta e} \cdot B_e \right) K_\alpha + \left(\frac{V_t}{4\beta e} B_e + m_s K_\alpha \right) B_1 - \frac{V_t}{4\beta e} \cdot m_s \cdot l \cdot F_{w0};$$

$$A_4 = (I_1^2 m_t + J) (K_e K_\alpha - K_q A_s) + \left(\frac{V_t}{4\beta e} + B_e \right) \cdot K_\alpha \cdot B_1 - \left(\frac{V_t}{4\beta e} \cdot B_e + m_s K_\alpha \right) \cdot l \cdot F_{w0};$$

$$A_5 = l^2 m_s (K_e \cdot K_\alpha - K_q A_s) \cdot B_1 - \left(\frac{V_t}{4\beta e} + B_e \right) \cdot K_\alpha \cdot l \cdot F_{w0};$$

$$A_6 = l^2 B_e + l_1 A_s K_q K_\alpha K_e \cos(\varphi_0 + \alpha_0) - (K_e K_\alpha - K_q A_s) \cdot l_1 \cdot F_{w0};$$

$$C = l_1^2 K_e; \quad F_{w0} = (F_{y0} + G) \sin \varphi_0 + F_{x0} \cos \varphi_0; \quad F_{w\infty} = (F_{y0} + G) \cos \varphi_0 + F_{x0} \sin \varphi_0.$$

参 考 文 献

- 1 雷玉勇. 国外采煤机自动调高系统. 煤矿机电, 1990, (6): 38~42
- 2 P. E. 索伊尔著. 高毓麟译. 采煤机的采高位置传感和控制. 煤炭科学技术, 1989, (5): 17~21
- 3 Peary J T. Automatic steering in the south Yorkshire area. Colliery Guardian. 1987, (8):
- 4 Peter Rema. Using pick forces to steer shearers could bring Auto steering to the U. S. coal age. Aughust, 1987, (8):
- 5 Kay S M. Automatic control and monitoring of shears. Colliery Guardian, Feb., 1988
- 6 王春行. 液压伺服控制系统. 北京: 机械工业出版社, 1981: 13~115
- 7 刘长年. 液压伺服系统的分析与设计. 北京: 科学出版社, 1985: 22~54