液压支护平台的异步自抗扰平衡控制

何 勇, 郭一楠, 巩敦卫[†]

(中国矿业大学信息与控制工程学院,江苏徐州221116)

摘要: 迈步式超前支护液压支架主要用于煤矿综掘迎头巷道的临时支护,其关键部件之一是支护平台.巷道底 板难以保持水平等因素的影响,使得液压支护平台很难平衡,从而影响了巷道支护的快速性与有效性.为了保持液 压支护平台的平衡性,本文提出了该平台的异步自抗扰平衡控制方法.首先,借鉴平台传统四缸同步控制方法,提 出逐高双向异步控制方法,基于此方法得到每一立柱油缸位移解耦后的期望值;然后,根据立柱油缸位移控制系统 特性,设计了自抗扰控制器,保证每一立柱油缸的位移在复杂工况下精确的达到期望值;最后,将所提方法应用于煤 矿综掘巷道迈步式超前支护液压支架调平中,建立了基于MATLAB和AMESim的仿真系统.不同场景的仿真结果表 明,液压支护平台在负载和倾角突变时,所提方法仍能很好的保持液压支护平台的平衡,且具有比传统PI控制以及 GM(1,1)灰色预测控制具有更优越的动态性能.

关键词: 迈步式液压支架;液压支护平台;逐高双向异步控制;位移解耦;自抗扰控制

引用格式:何勇,郭一楠, 巩敦卫. 液压支护平台的异步自抗扰平衡控制. 控制理论与应用, 2019, 36(1):151-163 DOI: 10.7641/CTA.2018.70647

Asynchronous active disturbance rejection balance control for hydraulic support platforms

HE Yong, GUO Yi-nan, GONG Dun-wei[†]

(School of Information and Control Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou Jiangsu 221116, China)

Abstract: The stepping-type advanced hydraulic support is mainly used for temporary support of the roof in a fullymechanized roadway, and the support platform is one of its key components. The platform has a difficulty in maintaining balance, due to the non-level floor mainly, so that influent the rapidity and the effectiveness of the support negatively. An synchronous active disturbance rejection balance controller is proposed for keeping platform balance in this paper. First, based on the traditional four-cylinders synchronous control method of platform, a asynchronous control method of adjusting gradually the height in two coordinates is proposed. The expected value of decoupling of each column cylinder displacement is set by this method. Then, according to the characteristics of column cylinder displacement control system, an active disturbance rejection controller is designed to ensure that the displacement of each column cylinder can reach the expected value precisely under complicated working conditions. Third, the proposed method is applied to level the stepping-type advanced hydraulic support in a fully-mechanized roadway, and the simulation system based on MATLAB and AMESim is established. The simulation results show that the proposed method maintains the balance of the hydraulic support platform, and has a better dynamic performance than the traditional PI controller and GM(1, 1) gray prediction controller when the load and the inclination angle change abruptly.

Key words: stepping-type advanced hydraulic support; hydraulic support platform; synchronous control of adjusting gradually the height in two coordinates; displacement decoupling; active disturbance rejection control

Citation: HE Yong, GUO Yinan, GONG Dunwei. Asynchronous active disturbance rejection balance control for hydraulic support platforms. *Control Theory & Applications*, 2019, 35(1): 151 – 163

1 引言

安全是制约煤炭行业发展的重要因素.在诸多安全事故中,由顶板灾害引起的事故占比最高.据不完全统计,在2004至2015年之间,由顶板灾害引起的死亡事件多达10798起,占我国煤矿各类安全事故的

52.1%^[1]. 顶板支护是解决顶板灾害的重要途径之一, 但是,采用己有的装备进行顶板支护花费的时间通常 很多,导致掘进效率低下,造成了很大的经济损失^[2].

迈步式超前支护液压支架是一种煤矿巷道综掘工 作面临时支护设备^[3-4],该设备通常与掘锚装备配套

收稿日期: 2017-09-11; 录用日期: 2018-03-30.

[†]通信作者. E-mail: dwgong@vip.163.com; Tel.: +86 13813451796. 本文责任编委: 陈增强.

国家重点基础研究发展计划("973"计划)(2014CB046306)资助.

National Basic Research Program of China ("973" Program) (2014CB046306).

使用,从而实现掘、支、锚协同作业,提高综掘效率. 液压支架能够在综掘巷道中自主的迈步前移,从而快 速有效的支护迎头顶板,保证顶板的稳定.掘进时,液 压支架随着掘进机的截割前移而移动;移动过程中, 液压支架的2组支护平台进行单组和双组交替支撑, 保证迎头顶板始终处于被支撑状态.但是,受非水平 巷道底板、自身结构,以及液压系统固有参数等因素 的影响,液压支架很难在顶板支护过程中保证平衡稳 定,影响了顶板支护的有效性.鉴于此,研究合适的方 法,使得液压支架支护过程的平衡稳定,成为煤矿安 全理论与技术研究的热点之一.

目前,关于煤矿综掘巷道迈步式超前支护液压支 架平衡调节的相关研究还比较缺乏. 但是, 针对类似 液压装备平台平衡调节的问题,已有一系列研究成果. 根据平台所处地面是否水平,研究人员给出了不同的 平衡控制方法. 当平台处于水平地面时, 通常采用同 步控制方法,即平台的若干立柱油缸根据统一的期望 位移上升,使得平台达到既定的水平高度;当平台处 于非水平地面时,常采用异步控制方法,即平台的若 干立柱油缸根据各自的期望位移上升,最终使平台达 到水平,行业内又称逐点双向调平方法.其中,针对平 台同步控制问题,国内外学者进行了大量研究并取得 了丰硕的成果. Hogan等^[5]指出了多缸电液伺服同步 控制时,单一阀门控制一个油缸的必要性.熊正清 等[6]针对大型重载多缸升降平台同步精度要求高的情 况,提出了一种基于内模控制原理的闭环PID控制方 法, 仿真表明, 平台具有较好的鲁棒性和稳定性, 水平 精度满足工程要求. 赵春城等[7]考虑到水下试验平台 系统存在外负载扰动、非线性和模型参数不确定等特 点,提出了基于模型参考自适应的同步控制策略,仿 真表明该控制方法提高了系统的同步性能.谢苗 等[8]针对液压支架的立柱油缸在上升过程中难以同步 控制的问题,提出了四缸等状态交叉耦合模糊同步控 制方法,达到了很好的同步效果.对于非水平场景下 的平台异步控制问题,在海洋工程及军事等领域已有 较多研究. 陈永亮等^[9]将交叉耦合控制与PID控制结 合,提出了一种耦合同步调平补偿控制方法,实现了 4组阀控柱塞缸实时跟踪期望位移,但是,该补偿方法 不能完全消除耦合.赵静一等[10]针对自行式液压平板 车调平问题,提出了面追逐误差控制方法,但是,该方 法仍未解决平台耦合问题. 李艳等[11]针对载重平台调 平问题,提出了逐最高点双向异步控制方法,该方法 虽然减轻了立柱油缸位移耦合带来的影响,但是,仍 未彻底解决该问题. Mishra等^[12]针对武器发射平台水 平平衡问题,采用了逐高点双向异步控制方法,另外, 采用直流电机与电动螺杆相结合的驱动系统, 替代传 统液压驱动系统,进一步减轻了耦合影响,增加了发 射平台的平稳性,延长了平台寿命.

综上所述,支护平台在两种场景下的平衡控制方 法都取得了长足发展,但是仍有不足.本文研究的液 压支护平台处于非水平地面场景下、惯性较大、外负 载力分布不均且突变频繁,在此条件下,要求平台平 衡稳定地到达期望的高度,采用己有的方法难以解决 支护平台的平衡控制问题.鉴于此,本文提出一种用 于液压支护平台的异步自抗扰平衡控制方法.首先, 在逐高双向异步控制方法基础上,对平台四支立柱油 缸位移进行解耦,得到四支立柱油缸的期望位移;然 后,通过4个独立的自抗扰控制器,对4支立柱油缸的 期望位移分别进行跟踪控制,最终实现支护平台平衡 稳定.

论文余下部分的章节安排如下:第1节简要介绍迈 步式超前支护液压支架的组成和工作原理;在第2节 中,提出支护平台四缸逐高双向异步控制方法,基于 此,得到各缸的期望位移;第3节建立和分析单一立柱 油缸位移控制系统广义被控对象的数学模型,并对模 型进行验证;在第4节中,设计单一立柱油缸的自抗扰 控制器,并分析其闭环系统稳定性;第5节将所提方法 应用于煤矿综掘巷道迈步式超前支护液压支架调平 中,建立基于MATLAB和AMESim的联合仿真系统, 并进行不同工况下的仿真实验;最后一节总结全文, 并指出需要进一步研究的问题.

2 液压支架的组成及工作原理

迈步式超前支护液压支架是综掘巷道的临时支护 设备,常与掘进机、锚钻机等配套使用. 掘锚设备及工 作人员在液压支架下方工作,能够有效的利用综掘工 作面的空间,保护人员安全. 液压支架主要由机械系 统、液压系统,以及电控系统组成,各系统之间相互协 调,共同完成支护作业. 机械系统主要包括: 主支护平 台、副支护平台,以及前进推移机构等部件,其中, 主、副支护平台的结构相似,均由立柱油缸、横梁,以 及纵梁等部件组成;液压系统主要包括: 定量液压 泵、比例伺服阀、立柱油缸以及推移油缸等部件,其 中,定量液压泵为立柱油缸和推移油缸提供动力. 液 压支架的支撑力垂直于顶板且均匀分布,可有效支护 顶板. 因此,在支护过程中要保证支护平台处于水平 稳定状态. 液压副支护平台的组成如图1所示.

立柱油缸通过底座向底板施力,托举副支护平台 向上运动.在此过程中,要求支护平台上升快速且稳 定,以实现对顶板快速、有效的支护.为此,本文采用 如下的两段控制方法:首先,四支立柱油缸快速上升, 当其中一支立柱油缸的油压达到期望值时,所有油缸 停止上升,达到快速性目的;然后,对支护平台进行调 平,直到平衡稳定,达到有效性目的.第一阶段无需考 虑立柱油缸的同步,且己有成熟的研究成果,因此,本 文不研究第一阶段.考虑到支护平台的调平与支护有 效性密切相关,且平台所处底板为非水平,各立柱油 缸位移存在耦合、外界干扰以及非线性等问题,因此, 本文研究支护平台的平衡稳定问题,并提出有针对性 的控制方案.



1—液压泵; 2,4,6,8—电液伺服阀; 3,5,7,9—立柱油缸; 10,11,12—纵梁; 13,14—横梁

图 1 液压副支护平台的组成

Fig. 1 The composition of hydraulic sub-support platform

3 支护平台异步控制方法

液压支护平台处于非水平的巷道底板场景下, 传 统的同步控制方法失去效果, 因此, 本文将采用异步 控制方法^[13]. 异步控制方法包括: 逐最高点双向控 制、逐最低点双向控制, 以及逐其他点双向控制等. 考 虑到支护平台惯性较大, 立柱油缸如果有下降动作, 容易造成设备倾覆; 立柱油缸与平台刚性连接等因素, 单向调节易损坏设备. 因此, 本文采用逐最高点双向 异步控制方法.

在支护平台平衡控制前,4个支撑点通常不在同一 水平面上,而支撑点中至少有一个点为最高点,此时, 该点处油缸保持静止,其他3个支撑点处的立柱油缸 同时上升至最高点的水平高度,称此过程为逐最高点 双向异步控制,支护平台四缸异步控制示意图如 图2所示.





Fig. 2 Support platform asynchronous control diagram

求解各立柱油缸期望位移是异步控制的前提,从 图2中可知,各立柱油缸期望位移量等于各支撑点处 的立柱油缸上升至最高点的高度差,因此,下面将介 绍支护平台四缸异步控制期望位移的求解方法.

3.1 支护平台坐标系及其转换

在副支护平台的调平过程中,水平倾角由安装在 平台几何中心G处的倾角传感器测得,以实时反映平 台的倾斜状况;通过控制各立柱油缸的位移,使得支 护平台趋于水平状态.为了得到各立柱油缸的期望位 移,需要建立副支护平台调平过程的数学模型.

在建模之前,对副支护平台的结构和所处的环境 作如下假设:

 1) 平台的顶部为横、纵梁铰接而成的网状结构, 可视为刚性体;

2) 支护平台调平过程平稳且无超调, 立柱油缸负载力不会大突变, 可视上下运动过程中无行程间隙;

3) 综掘巷道布置于岩层中,且掘进过程中岩土散 落底板,掘进截割工艺粗糙,使得底板可视为刚性非 水平.

设支护平台顶部的几何中心为G,顶部的长和宽 分别为L_a, L_b, 4个立柱油缸分别作用于横梁角点1, 2, 3和4处,即平台的4个支撑点处,其中点1为坐标原点 O,得到的副支护平台的拓扑结构如图3所示.



Fig. 3 The Topology of hydraulic sub-support platform

根据空间几何的知识可知, 在原点重合的两个坐标系中, 虽然同一点的坐标可能不同, 但是, 通过坐标旋转, 不同的坐标之间可以相互转换, 相应的转换关系可以采用旋转矩阵表示. 如图3所示, 基于副支护平台的初始位置, 建立坐标系*O*-*X'Y'Z'*,称为平台坐标系; 基于该平台最终达到的水平位置, 建立坐标系*O*-*XYZ*,称为水平坐标系. *O*-*X'Y'Z'*分别绕*X'*, *Y'*, *Z'*轴逆时针旋转β, α, γ后, 得到*O*-*XYZ*, 其中α, β, γ称为姿态旋转角. 此外, *O*-*X'Y'Z'*与*O*-*XYZ*存在 夹角(θ_x, θ_y),称为平台的水平倾角.

对于副支护平台的4个支撑点1,2,3和4,它们在O-X'Y'Z'中的坐标分别为 $(0,0,0), (L_a,0,0), (L_a,L_b,0)$ 和 $(0,L_b,0), 在 O-XYZ$ 中的坐标分别为 $(x_1,y_1,z_1), (x_2,y_2,z_2), (x_3,y_3,z_3)$ 和 (x_4,y_4,z_4) .基于这4个支撑 点,得到如下矩阵W', W:

$$W' = \begin{bmatrix} 0 & L_{a} & L_{a} & 0 \\ 0 & 0 & L_{b} & L_{b} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, W = \begin{bmatrix} x_{1} & x_{2} & x_{3} & x_{4} \\ y_{1} & y_{2} & y_{3} & y_{4} \\ z_{1} & z_{2} & z_{3} & z_{4} \end{bmatrix}.$$
(1)

旋转矩阵表示平台坐标系到水平坐标系的转换关系,记为*R*;旋转矩阵的逆矩阵表示水平坐标系到平台坐标系的转换关系,记为*R*⁻¹.那么,*R*可以表示为

$$R = \begin{bmatrix} \cos\gamma\cos\alpha & -\cos\gamma\sin\alpha\sin\beta + \sin\gamma\cos\beta \\ -\sin\gamma\sin\alpha & -\sin\gamma\sin\alpha\sin\beta + \cos\gamma\cos\beta \\ \sin\alpha & \cos\alpha\sin\beta \end{bmatrix}$$

$$-\cos\gamma\sin\alpha\cos\beta - \sin\gamma\sin\beta$$
$$\sin\gamma\sin\alpha\cos\beta - \cos\gamma\sin\beta$$
$$\cos\beta\cos\alpha$$
(2)

对于大跨度支护平台而言,在调平过程中,四支立 柱油缸在Z'轴上的位移相对较小,即姿态旋转角γ较 小,可以忽略不计.此时,通过如下关系,可以将O-X'Y'Z'的W'转换为O-XYZ的W=RW',

$$W = \begin{bmatrix} 0 & L_{\rm a} \cos \alpha & L_{\rm a} \cos \alpha - L_{\rm b} \sin \alpha \sin \beta \\ 0 & 0 & L_{\rm b} \cos \beta \\ 0 & L_{\rm a} \sin \alpha & L_{\rm a} \sin \alpha + L_{\rm b} \cos \alpha \sin \beta \\ -L_{\rm b} \sin \alpha \sin \beta \\ L_{\rm b} \cos \beta \\ L_{\rm b} \cos \alpha \sin \beta \end{bmatrix}.$$
 (3)

3.2 各支撑点到最高点的解耦距离

由式(3)可得

$$\tan \theta_{\rm x} = \frac{L_{\rm a} \sin \alpha}{L_{\rm a} \cos \alpha} = \tan \alpha, \tag{4}$$

$$\tan \theta_{\rm y} = \frac{L_{\rm b} \cos \alpha \sin \beta}{L_{\rm a} \cos \beta} = \cos \alpha \tan \beta.$$
 (5)

可以看出, $\theta_x = \alpha$, $\theta_y \neq \beta$, 也即在支护平台调平过程中, 倾斜角 θ_x 与姿态旋转角 α 相等, 但倾斜角 θ_y 却不与姿态旋转角 β 相等.

由于测量仪器的局限性,只能测得支护平台的水 平倾角(θ_x , θ_y),并将(θ_x , θ_y)直接替换旋转姿态角(α , β).那么根据式(4)-(5)可知,支护平台绕*X*轴旋转角 度 θ_y ,并绕*Y*轴旋转角度 θ_x 后,平台并不能达到期望 的位姿.这意味着,在调平过程中,支护平台立柱油缸 的位移存在一定的耦合.

如果水平倾角(θ_x , θ_y)直接替换旋转姿态角(α , β), 那么, 平台坐标系到水平坐标系的转换关系将发生改 变, 相应的转换关系用转换矩阵表示, 记为 R_{θ} :

$$R_{\theta} = \begin{bmatrix} \cos \theta_{\rm x} & -\sin \theta_{\rm x} \sin \theta_{\rm y} & -\sin \theta_{\rm x} \cos \theta_{\rm y} \\ 0 & \cos \theta_{\rm y} & -\sin \theta_{\rm y} \\ \sin \theta_{\rm x} & \cos \theta_{\rm x} \sin \theta_{\rm y} & \cos \theta_{\rm x} \cos \theta_{\rm y} \end{bmatrix}.$$
(6)

相应地, R_{θ}^{-1} 表示水平坐标系到平台坐标系的转 换矩阵. 通过 R_{θ}^{-1} , 可以得到W在平台坐标系下的坐 标矩阵 W_{θ} :

$$W_{\theta} = R_{\theta}^{-1} W. \tag{7}$$

田士
$$\theta_{\rm x} = \alpha$$
, 因此

$$W_{\theta} = \begin{bmatrix} 0 & L_{\rm a} & L_{\rm a} & 0 \\ 0 & 0 & L_{\rm b}\cos(\beta - \theta_{\rm y}) & L_{\rm b}\cos(\beta - \theta_{\rm y}) \\ 0 & 0 & L_{\rm b}\sin(\beta - \theta_{\rm y}) & L_{\rm b}\sin(\beta - \theta_{\rm y}) \end{bmatrix}.$$
(8)

结合式(1)和式(8), 当水平倾角(θ_x, θ_y)直接替换 旋转姿态角(α, β)进行调平时, X轴方向的角度误差 为0°, Y轴方向的角度误差为 $\Delta \theta$, 那么

$$\frac{\cos(\Delta\theta) = \cos(\beta - \theta_{y}) =}{\frac{L_{b}^{2} + L_{b}^{2} - [L_{b}^{2}(\cos(\beta - \theta_{y}) - 1)^{2} + L_{b}^{2}\sin^{2}(\beta - \theta_{y})]}{2L_{b}^{2}},$$
(9)

$$\Delta \theta = \beta - \theta_{\rm y}.\tag{10}$$

结合式(4)-(5), 可得

$$\Delta \theta = \arctan \frac{\tan \theta_{y}}{\cos \alpha} - \theta_{y} = \arctan \frac{\tan \theta_{y}}{\cos \theta_{x}} - \theta_{y}.$$
(11)

各支撑点与最高点在Z轴方向的位置之差,即为该 支撑点对应立柱油缸的期望位移.下面给出各立柱油 缸解耦后的期望位移计算方法,由式(4)-(5)可得

$$\alpha = \theta_{\rm x}, \ \beta = \arctan \frac{\tan \theta_{\rm y}}{\cos \theta_{\rm x}}.$$
(12)

代入式(3),可得各支撑点到最高点距离,记为

$$Z = [Z_1 \ Z_2 \ Z_3 \ Z_4]^{\mathrm{T}},$$

$$Z = \begin{bmatrix} 0 \\ L_{a} \sin \theta_{x} \\ L_{a} \sin \theta_{x} + L_{b} \cos \theta_{x} \sin(\arctan \frac{\tan \theta_{y}}{\cos \theta_{x}}) \\ L_{b} \cos \theta_{x} \sin(\arctan \frac{\tan \theta_{y}}{\cos \theta_{x}}) \end{bmatrix}.$$
(13)

3.3 各缸期望位移

确定最高点是逐高双向调平的前提,而最高点的 确定,与支护平台的水平倾角密切相关.由图2可知, 当 $\theta_x \leq 0, \theta_y < 0$ 时, A为最高点; 类似地, 当 $\theta_x > 0$,

155

 $\theta_y \leq 0$ 时, *B*为最高点; 当 $\theta_x \geq 0$, $\theta_y > 0$ 时, *C*为最高点; 当 $\theta_x < 0$, $\theta_y \geq 0$ 时, *D*为最高点, 即平台有4种姿态情况.

记支撑点A, B, C, D对应立柱油缸的期望位移分 别为 $Z_A, Z_B, Z_C, Z_D, 那 \Delta Z_A, Z_B, Z_C, Z_D,$

$$\begin{cases} Z_{\rm A} = \lambda_1 Z_1 + \lambda_4 Z_2 + \lambda_3 Z_3 + \lambda_2 Z_4, \\ Z_{\rm B} = \lambda_2 Z_1 + \lambda_1 Z_2 + \lambda_4 Z_3 + \lambda_3 Z_4, \\ Z_{\rm C} = \lambda_3 Z_1 + \lambda_2 Z_2 + \lambda_1 Z_3 + \lambda_4 Z_4, \\ Z_{\rm D} = \lambda_4 Z_1 + \lambda_3 Z_2 + \lambda_2 Z_3 + \lambda_1 Z_4, \end{cases}$$
(14)

式中: λ_i (*i* = 1, 2, 3, 4)的取值如下: 当*A*为最高点时, $\lambda_1 = 1, \lambda_j = 0, j = 2, 3, 4;$ 当*B*为最高点时, $\lambda_2 = 1,$ $\lambda_j = 0, j = 1, 3, 4;$ 当*C*为最高点时, $\lambda_3 = 1, \lambda_j = 0,$ j = 1, 2, 4;当*D*为最高点时, $\lambda_4 = 1, \lambda_j = 0, j = 1, 2, 3.$

4 立柱油缸位移系统数学建模与模型验证

比例伺服阀控液压油缸位移系统主要由比例放大器、比例伺服阀、液压油缸,以及位移传感器等构成,液压油缸位移系统的数学模型主要探究液压油缸位移与输入控制电信号之间的动态关系,并根据系统特点,选取合适的控制方法,以满足不同工况下的要求.

4.1 系统建模

位移传感器时将液压油缸位移信号转换为反馈电 压信号,从而构成闭环控制系统,实验中选用的位移 传感器频率高,在建模中可以将其简化为比例环节

$$K_{\rm y} = \frac{u_{\rm y}}{y},\tag{15}$$

式中: K_y为伺服放大器放大系数; u_y为位移传感器输 出电压; y为位移传感器输入信号.

比例放大器是把控制电压信号进行功率放大作用 于比例电磁铁,比例放大器的频率很高,一般大于比 例加载系统中其他环节的转折频率,故其传递函数一 般精简为比例环节

$$K_{\rm p} = \frac{\imath}{u},\tag{16}$$

式中: K_p为伺服放大器放大系数, *i*为比例放大器的输出电流, *u*为比例放大器输入电压.

伺服阀为快速响应系统,其工作频率较高,因此, 将比例伺服阀理想为滑阀,且节流口为对称型,并忽 略阀内油液的压缩性,可得

$$K_{\rm sv} = \frac{x_{\rm V}}{i}.\tag{17}$$

结合伺服阀的流量方程

$$Q = K_{\rm q} x_{\rm V} - K_{\rm c} P_{\rm L},\tag{18}$$

式中: K_{sv}为伺服阀增益; x_V为伺服阀阀芯位移; Q为 伺服阀输出流量, 一般认为伺服阀输出流量等于液压 油缸输入流量; K_q为伺服阀流量--位移增益; K_c为伺 服阀流量--压力增益; P_L为伺服阀出口端压力, 一般等 于油缸压力.

本文视立柱油缸为非对称液压缸,且负载等效到 活塞杆上,定量泵的供油压力不变,回油压力为0,分 析液压油缸流量特性,得到流量方程:

$$Q = A \frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t} + C_{\mathrm{tc}} P_{\mathrm{L}} + \frac{V_{\mathrm{t}}}{4\beta_{\mathrm{e}}} \frac{\mathrm{d}P_{\mathrm{L}}}{\mathrm{d}t}, \qquad (19)$$

式中: *A*为液压油缸有效受压截面积; *y*为液压油缸活 塞位移; *C*_{tc}为液压油缸内泄露系数; *V*_t为液压油缸工 作腔容积; β_e为液压油有效体积弹性模量.

液压油缸活塞杆运动方程:

$$AP_{\rm L} = m\frac{\mathrm{d}^2 y}{\mathrm{d}t^2} + B_{\rm c}\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t} + Ky + F,\qquad(20)$$

式中: *m*为液压油缸活塞杆及负载折算到活塞上的总 质量; *B*_c为活塞及负载的粘性阻尼系数; *K*为负载弹 性刚度; *F*为作用在液压油缸活塞杆上的负载力.

结合式(15)-(20)可知广义被控对象的数学模型:

$$\frac{V_{\rm t}m}{4\beta_{\rm e}A^2}y''' + (\frac{K_{\rm ce}m}{A^2} + \frac{V_{\rm t}B_{\rm C}}{4\beta_{\rm e}A^2})y'' + (\frac{K_{\rm ce}B_{\rm C}}{A^2} + 1 + \frac{KV_{\rm t}}{4\beta_{\rm e}A^2})y' + \frac{K_{\rm ce}K}{A^2}y + \frac{K_{\rm ce}}{A^2}(F + \frac{V_{\rm t}}{4\beta_{\rm e}K_{\rm ce}}\dot{F}) = \frac{K_{\rm qsv}}{A}u,$$
(21)

式中: $K_{ce} = C_{tc} + K_c$, $K_{qsv} = K_q K_p K_{sv}$. 考虑到支护 平台顶部为刚性, 立柱油缸没有弹性负载, 即K = 0. 此外, A^2/K_{ce} 主要由伺服阀和液压缸泄露产生的阻尼 系数, 远大于 B_C , 那么, 参数 $K_{ce}B_C/A^2 << 1$ 可忽略. 则式(21)可简化为

$$y^{\prime\prime\prime} = -2\zeta_{\rm h}\omega_{\rm h}y^{\prime\prime} - \omega_{\rm h}^{2}y^{\prime} - F_{\rm L} + \frac{4\beta_{\rm e}AK_{\rm qsv}}{V_{\rm t}m}u,$$
(22)

式中:液压缸的固有频率 $\omega_{\rm h} = \sqrt{4\beta_{\rm e}A^2/V_{\rm t}m}$;液压阻 尼比

$$\zeta_{\rm h} = \frac{K_{\rm ce}}{A} \sqrt{\frac{\beta_{\rm e}m}{V_{\rm t}}} + \frac{B_{\rm C}}{4A} \sqrt{\frac{V_{\rm t}}{\beta_{\rm e}m}};$$

系统的干扰量

$$F_{\rm L} = \left(\frac{4\beta_{\rm e}K_{\rm ce}}{V_{\rm t}m}\dot{F} + \frac{1}{m}F\right)$$

将上式进行拉式变换可得

$$Y(s) = \frac{(4\beta_{\rm e}AK_{\rm qsv}/V_{\rm t}m)U(s) - F_{\rm L}(s)}{s(s^2 + 2\zeta_{\rm h}\omega_{\rm h}s + \omega_{\rm h}^{-2})}.$$
 (23)

那么,比例伺服阀控立柱油缸位移系统的传递函数方框图,如图4所示.从阀控立柱油缸位移系统的传递函数方框图可知,系统存在内、外干扰因素.内部干扰因素包括:液压油体积弹性模量^[14]、比例伺服阀流量^[15],以及立柱油缸摩擦等^[16]形成的系统非线性;时 变液压油温、不可建模液压管路^[17]和油液质量^[18]等 参数不确定性.外部干扰因素包括2个方面:一方面, 液压支护平台自身振动、掘进机截割扰动、顶板来压, 以及冲击地压等因素,使得立柱油缸负载突变^[19];另一方面,巷道底板常留有浮矸或浮煤,致使液压支护 平台倾斜角度可能发生突变,失去原有最高点,各立 柱油缸位移受到干扰.比例伺服阀控液压缸位移系统 的广义被控对象开环和闭环传递函数为

$$G(s) = \frac{4\beta_{\rm e}AK_{\rm y}K_{\rm qsv}/V_{\rm t}m}{s(s^2 + 2\zeta_{\rm h}\omega_{\rm h}s + \omega_{\rm h}^2)},$$
(24)

$$G_{k}(s) = \frac{4\beta_{e}AK_{qsv}/V_{t}m}{s(s^{2}+2\zeta_{h}\omega_{h}s+\omega_{h}^{2})+4\beta_{e}AK_{y}K_{qsv}/V_{t}m}.$$
 (25)





Fig. 4 The transfer function diagram of controlling a hydraulic cylinder displacement using a servo valve

4.2 模型分析与验证

本节对比例伺服阀控立柱油缸位移系统广义被控 对象的数学模型进行验证.首先,根据液压油缸位移 系统中元器件的资料,计算、估计模型中的相关参数; 然后,对被控对象的模型进行验证;最后,根据开环系 统Bode图和Nyquist图分析系统的稳定性,并计算控 制系统暂、稳态特性参数.

参考相关设备和工况要求^[8],阀控立柱油缸位移 控制系统部分参数的取值如下:活塞杆及负载质量 $m=200 \text{ kg};油液密度\rho=850 (\text{kg/m}^3);油液有效弹性$ $模量<math>\beta_e = 7 \times 10^8 (\text{N/m}^2);$ 油液的粘度系数 $\mu=1.4 \times 10^{-2}$ (Pa/s);油缸有杆腔面积 $A_1=2.198 \times 10^{-3} \text{ m}^2$; 油缸无杆腔面积 $A_2 = 5.025 \times 10^{-3} \text{ m}^2$;油缸泄露系 数 $C_{\text{tc}} = 2 \times 10^{-10} \text{ m}^5/\text{Ns}$;油缸长度S = 1 m;油缸 阻尼系数 $B_c = 300 \text{ N/(m} \cdot \text{s}^{-1})$;阀面积梯度 $\omega = 0.02$ (无量纲);阀芯和阀套行向间隙 $r = 5 \times 10^{-6} \text{ m}$;伺服阀 增益 $K_{\text{sv}} = 0.0001 \text{ m/V}$;传感器增益 $K_y = 100 \text{ m/V}$; 比例放大器增益 $K_p = 0.001 \text{ A/V}$);伺服阀流量-位移 增益 $K_q = 5.42 \text{ m}^2/\text{s};伺服阀额定电流<math>I_{\text{m}} = 0.04 \text{ A}.$

通过上述取值可以直接得到比例伺服阀控立柱油 缸位移控制系统的部分参数取值,下面针对传递函数 中的其他参数,进行计算与估计

1) 液压油缸有效受压截面积

$$A = A_1 \frac{1+\eta^3}{1+\eta^2} = 4.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

2) 液压油缸工作腔容积

$$V_{\rm t} = A \times S = 4.5 \times 10^{-3} \,{\rm m}^3$$

巡 用

3)

伺服阀流量-压力增益
$$K_{\rm c} = \frac{(\pi r^2 \omega)}{(32\mu)} = 3.5 \times 10^{-12} \text{ m/Ns.}$$

4) 总流量压力系数

$$K_{\rm ce} = C_{\rm tc} + K_{\rm c} \approx C_{\rm tc} = 2 \times 10^{-10}.$$

5) 液压缸的固有频率
$$\omega_{\rm h} = \sqrt{\frac{4\beta_{\rm e}A^2}{V_{\rm t}m}} = 125 \; {\rm rad/s}.$$

6) 液压阻尼比

$$\tilde{L}_{\rm h} = K_{\rm ce} \frac{\sqrt{\beta_{\rm e} m/V_{\rm t}}}{A} + B_{\rm C} \frac{\sqrt{V_{\rm t}/\beta_{\rm e} m}}{4A} = 0.496$$

综合上述信息,可得到液压油缸位移控制系统的 广义被控对象传递函数为

$$G_{\rm k}(s) = \frac{18970}{s(s^2 + 124s + 15625)},\tag{26}$$

$$G(s) = \frac{189.70}{s^3 + 124s^2 + 15625s + 18970}.$$
 (27)

编写MATLAB程序,绘制系统的开环Bode图与 Nyquist图,分析闭环系统的稳定性,如图5所示.此外, 在Simulink中搭建广义被控对象模型并仿真,得到单 位阶跃响应.另外,通过AMESim软件仿真,对比获得 的两个伺服阀控立柱油缸的单位阶跃响应,见图6.



图 5 开环系统Nyquist图与Bode图









根据图 5 中的Bode图可以看出, 开环系统 $G_{\rm m}$ = 40.3 dB, $P_{\rm m}$ = 89.5°, 均大于零, 因此, 伺服阀控立柱 油缸位移系统是相对稳定的. 另外, 根据图, 极坐标曲 线在左半部分且不包围或穿过(-1j, 0)点, 因此, 伺服 阀控立柱油缸位移系统是绝对稳定的. 这说明, 得到 的闭环系统是稳定的.

从图6可以看出, 广义被控对象模型未考虑阻尼因素, 在调节过程中位移不能匀速上升, 因此, 广义被控对象的单位阶跃响应与AMESim仿真得到的响应曲线在初期有所不同. 但是, 在无外界干扰的情况下, 广义被控对象响应的稳态性能和调节时间与AMESim仿真结果基本吻合. 由此验证了立柱油缸位移控制系统广义被控对象模型的合理性.

5 控制器设计与稳定性分析

液压支护平台由4个立柱油缸支撑,当外界干扰作 用于支护平台时,扰动会直接或间接作用于立柱油缸. 在具有外界干扰和参数不确定的情况下,为了提高立 柱油缸位移控制精度,目前有自适应控制、干扰观测 器方方法、鲁棒控制方法,以及预测控制等方法.其 中,物理意义明确的干扰观测器技术在工程实现上相 对简单,常用于逼近系统不确定干扰,通过观测器的 输出抵消外界干扰对系统产生的影响.在干扰观测器 方法中大多要求系统的所有状态是完全可观测的,但 是,液压支护平台处于狭小、恶劣环境的综掘巷道中, 观测仪器不便安装过于复杂甚至难以观测到全部状 态,因此,很多常用的干扰观测器方法将会失效.韩京 清[20]提出了自抗扰控制技术,通过设计扩张状态观测 器观测系统的未知状态和不确定项,将非线性系统近 似为一个线性系统来处理,该方法对于系统模型敏感 度很低,仅需了解系统方程阶次即可,且对于非线性 扰动具有很强的鲁棒性.由于线性自抗扰控制算法 具有较少的待整定参数, 目参数具有明确的物理意义, 所以在工程实际中得到了广泛的应用,如飞行器控 制[21]、机器人控制[22]、液压伺服控制[23-24]等.本文 采用的线性自抗扰控制算法(linear active disturbance rejection control, LADRC)通常由微分跟踪器、线 性扩张状态观测器,以及线性误差反馈控制律构成.

为实现线性自抗扰控制器的设计与分析,对支护 液压支架立柱油缸位移控制系统的广义被控对象进 行模型转化.记

$$a_{2} = \frac{4\beta_{e}A^{2}}{V_{t}m}, a_{3} = \frac{B_{c}}{m} + \frac{4\beta_{e}K_{ce}}{V_{t}},$$
$$d(t) = \frac{-4\beta_{e}K_{ce}F_{L}}{V_{t}m} - \frac{1}{m\dot{F}_{L}}, b = \frac{-4\beta_{e}AK_{qsv}}{V_{t}m},$$
式(21)转化为下列形式:

$$y''' = -a_2x_2 - a_3x_3 + d(t) + bu, \qquad (28)$$

$$y''' = f(y,t) + d(t) + bu.$$
 (29)

由广义被控对象模型可知, f(y,t), d(t), b具有不确定性. 将上述参数整合为一个状态变量, 记为 $x_4 = f(y,t) + (b-b_0)u + d(t) = g(x)$, 其中 b_0 为b的初始值. 令 $\dot{x}_4(x) = H$, H有界, 满足|H| < c, c > 0. 选取状态 变量 $x_1 = y$, $x_2 = y'$, $x_3 = y''$, 得到广义被控对象的状态方程为

$$\begin{cases} \dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{B}\boldsymbol{u} + \boldsymbol{E}\boldsymbol{H}, \\ \boldsymbol{y} = \boldsymbol{C}\boldsymbol{x}, \end{cases}$$
(30)

式中:

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \ \boldsymbol{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b_0 \\ 0 \end{bmatrix}, \ \boldsymbol{C} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}},$$
$$\boldsymbol{E} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}.$$

针对上述立柱油缸位移控制系统广义被控对象, 其控制目标是:当存在不确定参数和外界干扰时,立 柱油缸位移y能完全跟踪期望位移信号y_d.

5.1 线性自抗扰控制器设计

1) 微分跟踪器.

微分跟踪器(tracking differentor, TD)用于降低初 始阶段系统的响应冲击、有效解决超调和快速性矛 盾^[25-26]. TD根据期望位移信号,给出其近似的各阶微 分,如下所示:

$$\begin{cases} y_{d1} = hy_{d2}, \\ y_{d2} = hy_{d3}, \\ y_{d3} = \text{fhanv}(y_{d1} - y_{d}, y_{d2}, r_{0}, h_{0}), \end{cases}$$
(31)

式中: fhanv(·)为最优控制函数^[20], h_0 为滤波因子, h为积分步长, y_d 为期望位移信号, r_0 为速度因子, 决定跟踪期望位移信号的快慢程度.

考虑到微分跟踪器这一环节的作用是为了安排理 想的过渡过程,并给出过渡过程的各阶微分信号,就 相当于期望值信号和期望信号的各阶微分信号,即 $y_{di} = y_d^{(i-1)}, i = 1, 2, 3.$

2) 线性扩张状态观测器.

线性扩张状态观测器(linear extend state observer, LESO)用于实时估计总扰动值.根据式(30)建立线性扩张状态观测器^[27]如下:

$$\begin{cases} \dot{\boldsymbol{z}} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{z} + \boldsymbol{B}\boldsymbol{u} + \boldsymbol{L}(\boldsymbol{y} - \hat{\boldsymbol{y}}), \\ \hat{\boldsymbol{y}} = \boldsymbol{C}\boldsymbol{z}, \end{cases}$$
(32)

式中: $L = [\beta_{01} \ \beta_{02} \ \beta_{03} \ \beta_{04}]^{T}$ 为线性状态观测器增益. 结合式(30)和式(32), 得到误差传递矩阵 A_c 为

$$\boldsymbol{A}_{c} = \boldsymbol{A} - \boldsymbol{L}\boldsymbol{C} = \begin{bmatrix} -\beta_{01} & 1 & 0 & 0\\ -\beta_{02} & 0 & 1 & 0\\ -\beta_{03} & 0 & 0 & 1\\ -\beta_{04} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$
 (33)

由此, A_c的特征方程为

 $\lambda(s) = s^4 + \beta_{01}s^3 + \beta_{02}s^2 + \beta_{03}s^1 + \beta_{04}.$ (34)

采用扩张状态观测器的带宽参数化方法^[28],通过 观测带宽 ω_0 对观测器进行零极点配置.针对本系统, 将观测器的四重极点配置在 $-\omega_0$ 处,即 $\lambda(s) = (s + \omega_0)^4$.结合 A_c 的特征方程,得到状态观测器的增益 $L = [4\omega_0 \ 6\omega_0^2 \ 4\omega_0^3 \ \omega_0^4]^T$.将式(32)的线性扩张状态 观测器转化为如下形式:

$$\dot{\boldsymbol{z}} = (\boldsymbol{A} - \boldsymbol{L}\boldsymbol{C})\boldsymbol{z} + (\boldsymbol{B} \ \boldsymbol{L}) \begin{pmatrix} \boldsymbol{u} \\ \boldsymbol{y} \end{pmatrix},$$
 (35)

式中:

$$\boldsymbol{A} - \boldsymbol{L}\boldsymbol{C} = \begin{bmatrix} -4\omega_0 & 1 & 0 & 0\\ -6\omega_0^2 & 0 & 1 & 0\\ -4\omega_0^3 & 0 & 0 & 1\\ -\omega_0^4 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$
$$(\boldsymbol{B} \ \boldsymbol{L}) = \begin{bmatrix} 0 & 4\omega_0\\ 0 & 6\omega_0^2\\ b_0 & 4\omega_0^3\\ 0 & \omega_0^4 \end{bmatrix}.$$

由上式可知,观测带宽ω0为唯一可调参数.

3) 线性误差反馈控制律.

线性误差反馈控制律(linear state error feedback, LSEF)通过状态误差反馈环节, 对系统扰动进行补偿. 在本系统中, LSEF设计如下:

$$\begin{cases} e_1 = y_{d1} - z_1, \\ e_2 = y_{d2} - z_2, \\ e_3 = y_{d3} - z_3, \\ u_0 = \beta_{11}e_1 + \beta_{12}e_2 + \beta_{13}e_3, \end{cases}$$
(36)

式中: $e_i(i=1,2,3)$ 为状态误差, $\beta_{1i}(i=1,2,3)$ 为LSEF 增益系数, u_0 为线性误差反馈控制量.考虑到系统存 在扰动误差, 通过对 u_0 进行补偿, 得到线性自抗扰控 制的最终输出为 $u = (u_0 - z_4)/b_0$.



图 7 立柱油缸位移的线性自抗扰控制系统



综合上述设计,得到面向立柱油缸位移控制系统 的线性自抗扰控制器,如图7所示.

5.2 稳定性分析

针对图7所示立柱油缸位移的线性自抗扰控制系统,分析其闭环稳定性如下.

定理1 当*H*有界且 $\omega_0 > 0$ 时,线性状态观测器的估计误差 \tilde{z}_i (*i* = 1,2,3,4)渐近稳定.

证 令*ž_i* = *x_i* - *z_i*, *i* = 1, 2, 3, 4, 由式(30)和式 (32)相减,得到估计误差的状态方程为

$$\dot{x} - \dot{z} = (A - LC)(x - z) + EH,$$
 (37)

$$\dot{\tilde{z}} = (\boldsymbol{A} - \boldsymbol{L}\boldsymbol{C})\tilde{\boldsymbol{z}} + \boldsymbol{E}\boldsymbol{H},\tag{38}$$

$$\begin{aligned}
\tilde{z}_{1} &= \tilde{z}_{2} - 4\omega_{0}\tilde{z}_{1}, \\
\dot{\tilde{z}}_{2} &= \tilde{z}_{3} - 6\omega_{0}^{2}\tilde{z}_{1}, \\
\dot{\tilde{z}}_{3} &= \tilde{z}_{4} - 4\omega_{0}^{3}\tilde{z}_{1}, \\
\dot{\tilde{z}}_{4} &= H - \omega_{0}^{4}\tilde{z}_{1}.
\end{aligned}$$
(39)

设
$$\varepsilon_i = \tilde{z}_i / \omega_0^{i-1}$$
,式(39)转化为
 $\dot{\varepsilon} = \omega_0 A_{\varepsilon} \varepsilon + \frac{B_{\varepsilon}}{\omega_0^3} H.$ (40)

式中:
$$\boldsymbol{A}_{\varepsilon} = \begin{bmatrix} -4 & 1 & 0 & 0 \\ -6 & 0 & 1 & 0 \\ -4 & 0 & 0 & 1 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$
, $\boldsymbol{B}_{\varepsilon} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$.

已知LESO的四重极点配置在 $-\omega_0$ 处, $A_c = A - LC$ 是Hurwitz稳定的, 那么 A_{ε} 也是Hurwitz稳定的. 令 Q = I, 存在一个正定的对称矩阵P, 使 A_{ε} 满足 $A_{\varepsilon}^{T}P + PA_{\varepsilon} = -Q$. 由此, 得到P为

$$P = \begin{bmatrix} \frac{17}{8} & -\frac{1}{2} & -\frac{11}{8} & \frac{1}{2} \\ -\frac{1}{2} & \frac{11}{8} & -\frac{1}{2} & -\frac{17}{8} \\ -\frac{11}{8} & -\frac{1}{2} & \frac{17}{8} & -\frac{1}{2} \\ \frac{1}{2} & -\frac{17}{8} & -\frac{1}{2} & \frac{91}{2} \end{bmatrix}.$$
 (41)

根据李雅普诺夫第二方法,定义能量函数 $V(\varepsilon) = \varepsilon^{\mathrm{T}} P \varepsilon$,那么能量衰减函数 $\dot{V}(\varepsilon)$ 为

$$\dot{\boldsymbol{V}}(\boldsymbol{\varepsilon}) = \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{P} \boldsymbol{\varepsilon} + \boldsymbol{\varepsilon}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{P} \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}.$$
 (42)

代入式(40), 可得

$$V(\varepsilon) = \omega_{0}\varepsilon^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{A}_{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P} + \boldsymbol{P}\boldsymbol{A}_{\varepsilon})\varepsilon + \frac{H}{\omega_{0}^{3}}(\boldsymbol{B}_{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}\varepsilon + \varepsilon^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_{\varepsilon}) = -\omega_{0}\varepsilon^{\mathrm{T}}\varepsilon + \frac{H}{\omega_{0}^{3}}(\boldsymbol{B}_{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}\varepsilon + \varepsilon^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_{\varepsilon}) \leq \frac{c}{\omega_{0}^{3}}(\boldsymbol{B}_{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}\varepsilon + \varepsilon^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_{\varepsilon}).$$

$$(43)$$

$$\overset{\mathrm{M}}{=}(\omega_{0} > 1 \mathrm{B}^{\mathrm{T}}$$

$$\frac{c}{\omega_0^3} (\boldsymbol{B}_{\varepsilon}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{P} \boldsymbol{\varepsilon} + \boldsymbol{\varepsilon}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{P} \boldsymbol{B}_{\varepsilon}) \leqslant c (\boldsymbol{B}_{\varepsilon}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{P} \boldsymbol{\varepsilon} + \boldsymbol{\varepsilon}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{P} \boldsymbol{B}_{\varepsilon}).$$
(44)

$$c\boldsymbol{P}_{\mathbf{B}\mathbf{P}\varepsilon} = c(\boldsymbol{B}_{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}\boldsymbol{\varepsilon} + \boldsymbol{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_{\varepsilon}) \leqslant$$

$$c \|\boldsymbol{P}_{\mathbf{B}\mathbf{P}\varepsilon}\| < \frac{1}{2}(\|\boldsymbol{P}_{\mathbf{B}\mathbf{P}\varepsilon}c\|^{2} + 1) \leqslant$$

$$\frac{1}{2}(\|\boldsymbol{P}_{\mathbf{B}\mathbf{P}\varepsilon}c\|^{2} + 1) \|\boldsymbol{\varepsilon}\|_{1}^{2}.$$
(45)

将式(45)代入式(43)可知

$$\dot{\boldsymbol{V}}(\boldsymbol{\varepsilon}) \leqslant -\omega_{0}\boldsymbol{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\varepsilon} + \frac{1}{2}(\|\boldsymbol{P}_{\mathbf{BP}\boldsymbol{\varepsilon}}\boldsymbol{c}\|^{2} + 1) \|\boldsymbol{\varepsilon}\|_{1}^{2} = \left[\frac{1}{2}(\|\boldsymbol{P}_{\mathbf{BP}\boldsymbol{\varepsilon}}\boldsymbol{c}\|^{2} + 1) - \omega_{0}\right]\boldsymbol{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\varepsilon}.$$
(46)

当 $\omega_0 > \frac{1}{2} (\|\boldsymbol{P}_{\mathbf{BP}\varepsilon} c\|^2 + 1)$ 时,有 $\dot{\boldsymbol{V}}(\boldsymbol{\varepsilon}) < 0$.根据李 雅普诺夫渐进稳定性意义,有

$$\lim_{t \to +\infty} \tilde{z}_i = 0, \ i = 1, 2, 3, 4.$$
(47)

证毕.

定理 2 当t > T,且线性状态观测器的估计误 差渐近稳定时,立柱油缸位移控制系统的跟踪误差 $\bar{e} = y_d - y$ 渐近稳定.

根据式(36),可得

$$ub_{0} = \beta_{11}e_{1} + \beta_{12}e_{2} + \beta_{13}e_{3} - z_{4} = \beta_{11}\bar{e} + \beta_{12}\dot{e} + \beta_{13}\ddot{e} + \beta_{11}\tilde{z}_{1} + \beta_{12}\tilde{z}_{2} + \beta_{13}\tilde{z}_{3} + \tilde{z}_{4} - x_{4} = \dot{x}_{3} - x_{4}.$$
 (49)

选取状态变量 $w_1 = \bar{e}, w_2 = \dot{\bar{e}}, w_3 = \ddot{\bar{e}}, 那么式(49)为$

$$\begin{cases} \dot{w} = A_{w}w + B_{w}\tilde{z} + E_{w}y_{d}, \\ y_{w} = C_{w}w, \end{cases}$$
(50)

式中:

$$\begin{split} \boldsymbol{A}_{w} &= -\begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ \beta_{11} & \beta_{12} & \beta_{13} \end{bmatrix}, \\ \boldsymbol{B}_{w} &= -\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \beta_{11} & \beta_{12} & \beta_{13} & 1 \end{bmatrix}, \\ \boldsymbol{E}_{w} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}, \ \boldsymbol{C}_{w} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}. \\ & \oplus \mp y_{\mathrm{d}}^{(3)} \mathbb{R} \wedge, \mathbb{M} \Downarrow \mathbb{Z} \mathbb{B} \boldsymbol{E}_{w} \boldsymbol{y}_{\mathrm{d}}, \mathbb{M} \measuredangle \\ & \boldsymbol{\dot{w}} = \boldsymbol{A}_{w} \boldsymbol{w} + \boldsymbol{B}_{w} \boldsymbol{\tilde{z}}. \end{split}$$
(51)

由于 A_w 的特性多项式满足劳斯判据,因此 A_w 是 Hurwitz 稳定的.由式(47)可知 $\lim_{t\to+\infty} \hat{z} = 0$,因此 $\lim_{t\to+\infty} B_w \hat{z} = 0$,从而 $\lim_{t\to+\infty} w = 0$,即 $\lim_{t\to+\infty} \bar{e} = 0$.因此,闭环控制系统是渐近稳定的. 证毕.

6 仿真

6.1 场景

在调平过程中, 液压支护平台自身振动、掘进机截 割扰动、顶板来压, 以及冲击地压等, 使得支护平台负 载突变, 进而立柱油缸负载突变; 掘进机的截割工序 易造成综掘巷道底板留有浮矸和浮煤, 使得支护平台 的水平倾角小范围突变. 为了验证支护平台受到上 述2种干扰时, 具有良好的动态性能, 设计了以下3个 仿真场景: 1) 支护平台没有受到干扰; 2) 支护平台仅 受突变负载干扰; 3) 支护平台仅受水平倾角小范围突 变干扰.

6.2 仿真过程

在工业控制领域,最常用的控制方法为PI控制,另 外,从第2节中看出系统为慢变系统,慢变系统控制常 采用预测控制.因此,本文采用PI控制算法以及GM(1, 1)灰色预测控制算法作为对比算法.为了进行仿真, 建立基于MATLAB与AMESim的立柱油缸位移控制 系统,如图8所示.







如图9为支护平台调平控制系统的仿真模型. 支护 平台顶部尺寸为: $L_a = 2.3 \text{ m}$, $L_b = 4.3 \text{ m}$. 为了模拟 非水平巷道底板,设定平台立柱油缸的初始位置分别 为: 0.5 m, 0.53 m, 0.58 m, 0.5 m.

通过多次仿真以及参考相关文献方法^[29–31],确定 自抗扰控制器和PI控制器的参数,过程如下:自抗扰 控制系统的采样周期通常为1 ms,对应的采样频 率h为0.001.在微分跟踪器中,当滤波因子h₀大于 h时,能够消除稳态颤振;r₀一般是一个固定值,且该 值越小,越能抑制超调,但响应速度也会减小.在扩张 状态观测器中,参数β₀₁,β₀₂,β₀₃,β₀₄按"继承性"^[20] 作比例调整.为了降低系统的超调量, β_{04} 一般取一个小的值. $\alpha_{01},\alpha_{02},\alpha_{03}$ 一般取固定值,联合其他参数调整 δ_0, b_0 .在非线性误差反馈控制器中, β_{11} 是影响输出的主要参数,因此,基于 β_{11} 的值整定其他参数.按照上述过程,得到的参数取值为

$$\begin{split} r_0 = & 4, \ h_0 = 0.01, \ \beta_{01} = 500, \ \beta_{02} = 1000, \\ \beta_{03} = & 15000, \ \beta_{04} = & 1000, \ \alpha_{01} = & 0.5, \ \alpha_{02} = & 0.25, \\ \alpha_{03} = & 0.125, \ \delta_0 = & 0.008, \ b_0 = & 1, \ \beta_{11} = & 200, \\ \beta_{12} = & 1000, \ \beta_{13} = & 1, \ \alpha_{11} = & 0.125, \ \alpha_{12} = & 0.75, \\ \alpha_{13} = & 2.5, \ \delta_1 = & 0.01. \end{split}$$



图 9 支护平台调平控制系统的联合仿真模型



通过试凑法,确定PI控制器参数 $K_{\rm p}$, $K_{\rm i}$ 的估计值 分别为 $\hat{K}_{\rm p}$ = 1000, $\hat{K}_{\rm i}$ = 4. 基于上述估计值,取区间 $K_{\rm p} \in [600, 1400], K_{\rm i} \in [1, 7],$ 通过PSO寻优,得到上 述参数的最优值,分别为 $K_{\rm p}$ = 1256, $K_{\rm i}$ = 5.2.

GM(1,1)灰色预测控制详细算法见文献[32],其中,灰色预测步长对控制性能的影响最大,小步长加快系统响应,但是,会造成较大超调;大步长虽然可降低超调,但是,会增加调节时间.结合第2节系统阶跃响应的超调量较小特性,经过反复调试,选取步长为1.

6.3 仿真结果及分析

6.3.1 场景1:平台没有受到干扰

支护平台的质量为4000 kg. 由于该平台由4个立 柱油缸支撑,因此,每个立柱油缸的平均负载为9.8 × 1000 = 9.8 kN,即约为10 kN. 另外,支护平台的初始 水平倾角大约在±5°之间.

仿真时,假设支护平台的各立柱油缸受恒定负载 10 kN,当支护平台初始水平倾角 $\theta_x = 2^\circ, \theta_y = 1^\circ, m$

么, 以支撑点对应的油缸位移为0.1553 m. 自抗扰控 制与PI控制下, 立柱油缸位移的响应曲线及平台倾角 变化曲线分别如图10(a)-10(b)所示; 当支护平台初始 水平倾角 $\theta_x = 2^\circ$, $\theta_y = -1^\circ$ 时, 以支撑点*C*对应的油 缸位移为0.0803 m. 相应曲线分别如图11(a)-11(b) 所示.

图10(a)和图11(a)可知,3种控制方法均能实现立 柱油缸位移的有效控制,其中,自抗扰控制与灰色预 测控制的快速性近似,这2种控制方法的调节时间明 显短于PI控制.这说明,自抗扰控制与灰色预测控制 均具有很好的快速性.另外,由图10(b)和图11(b)可 知,处于不同姿态情况时,支护平台最终均可达到水 平状态.



Fig. 10(a) The displacement of column cylinder (no interference)



图 10(b) 支护平台倾角(无干扰) Fig. 10(b) The inclination of support platform (no interference)









Fig. 11(b) The inclination of support platform (no interference)

6.3.2 场景2: 支护平台仅受突变负载干扰

支护平台受自身重力作用,每个立柱油缸受初始 负载10 kN. 在t = 4.5 s时,负载突变为50 kN^[33]. 得到 的立柱油缸位移响应曲线(以支撑点C对应的油缸为 例)及平台倾角变化曲线分别如图12(a)–12(b)所示.



Fig. 12(a) The displacement of column cylinder (only mutated load interference)





由图12(a)可知,在PI控制下,立柱油缸位移控制系统始终处于震荡状态;在自抗扰控制下,系统约0.6 s 后再次达到稳态;在灰色预测控制下,虽然扰动不断 收敛,但是,最终达到稳态的时间明显长于自抗扰控制.这说明,自抗扰控制具有很强的抗干扰能力.

由图12(b)可知, 在PI控制作用下, 支护平台水平 倾角逐渐发散. 在灰色预测控制作用下, 水平倾角约 在±0.015°内规律振荡; 而在自抗扰控制作用下, 水平 倾角在±0.009°内规律振荡. 这说明, 支护平台在3种 控制作用下均不能达到绝对水平状态, 符合工程实际 情况. 但是, 在±0.01°精度下, 自抗扰控制效果明显 优于PI与灰色预测控制.

6.3.3 场景3: 支护平台仅受倾角小范围突变干扰

实际工况中,平台倾角不能大幅突变,突变幅度在 之间. 仿真时,假设支护平台的初始水平倾角 $\theta_x = 2^\circ$, $\theta_y = 1^\circ$, 在t = 5 s,支护平台的轴XY倾角分别突变 了0.3°, 0.2°. 得到的立柱油缸位移响应曲线(以支撑 点C对应的油缸为例)及平台倾角变化曲线分别如 图13(a)-(b)所示.



图 13(a) 立柱油缸位移(仅受倾角突变干扰)

Fig. 13(a) The displacement of column cylinder (only mutated inclination angle interference)





由图13(a)可知, 当受到支护平台水平倾角小范围 突变干扰时, 支撑点C对应油缸的期望位移立即发生 改变. 自抗扰控制系统大约在0.6 s之内, 达到新的稳 定状态; 但是, 在PI控制下, 系统大约需要1.7 s, 才能 达到稳定; 而在灰色预测控制下, 系统大约需要1 s, 才

768

能达到稳定.这说明,自抗扰控制具有很强的抗干扰能力.由图13(b)可知,自抗扰控制显然具有更好的快速性.

通过上述实验结果与分析,可以得到如下结论:与 传统的PI控制以及GM(1,1)灰色预测相比,采用异步 自抗扰平衡控制,能够解决支护平台立柱油缸的位移 控制问题,为底板不平工况下顶板的有效支护,提供 了可行的方案.

7 结束语

支护平台除了用于综掘巷道支护,还常用于桥梁 搭建、隧道开采,以及涵洞修建等领域.在非水平地面 条件下,研究如何控制支护平台立柱油缸运动,进而 达到有效支护,是非常有必要的.本文针对支护平台 的调平方法,以及立柱油缸位移控制方法进行了研究 并取得如下成果:

 建立了液压支护平台坐标系及转换关系,通过 分析支护平台倾斜角与姿态旋转角的关系,提出了准 确获得姿态旋转角的方法;结合逐高双向调平方法, 给出了各立柱油缸的期望位移.

 2)建立了支护平台立柱油缸位移控制系统模型, 通过分析系统特点,提出了自抗扰控制策略.

3) 通过建立仿真模型,验证了在逐高双向调平自 抗扰控制下,立柱油缸位移控制的有效性,以及在分 别受到负载突变、水平倾角小范围突变干扰时,立柱 油缸位移控制的抗干扰能力.

本文尽管对支护平台调平方法,以及立柱油缸位 移控制方法进行了深入研究,但是本文内容仍需要进 一步的研究与完善:支护平台的平衡性和初撑力均会 影响顶板的有效支护,本文仅考虑了平衡性,对初撑 力的确定及控制需进一步研究.可建立支护平台一顶 板体系相互作用的静力学耦合模型,确定合适的初撑 力,并采用自适应控制策略对初撑力精确控制.

参考文献:

 SUN Jiping, QIAN Xiaohong. Analysis of coal mine accidents in China during 2004–2015. *Industry and Mine Automation*, 2016, 42(11): 1 – 5.

(孙继平, 钱晓红. 2004-2015年全国煤矿事故分析. 工矿自动化, 2016, 42(11): 1-5.)

 [2] LI Bo, JU Guanggang, WANG Ke, et al. Study on characteristics and regularity of disaster accidents in China's coal mines from 2005 to 2014. *Mining Safety and Environmental Protection*, 2016, 43(3): 111 – 114.

(李波, 巨广刚, 王珂, 等. 2005-2014年我国煤矿灾害事故特征及规 律研究. 矿业安全与环保, 2016, 43(3): 111-114.)

- [3] SHANG Pengbin. Development and application of foot step type hydraulic support. *Coal and Chemical Industry*, 2014, 37(5): 88-89.
 (尚鹏宾. 迈步式超前支护液压支架的研制及应用. 煤炭与化工, 2014, 37(5): 88-89.)
- [4] MAO Jun, ZHENG Guanghui, XIE Miao, et al. Fuzzy-PID based automatic support force control system of advance supporting equipment. CAAI Transactions on Intelligent Systems, 2015, 10(15): 762 –

(毛君,郑广辉,谢苗,等. 模糊PID的超前支护装备支撑力自动控制系统. 智能系统学报, 2015, 10(15): 762 – 768.)

- [5] THANH T U D C, AHN K K. Nonlinear PID control to improve the control performance of 2 axes pneumatic artificial muscle manipulator using neural network. *Mechatronics*, 2006, 16(9): 577 – 587.
- [6] XIONG Zhengqing, ZHANG Liang. Synchronous control algorithm and simulation of large heavy cylinder lifting platform based on IMC-PID. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2014, 28(11): 40 43. (熊正清, 张亮. 基于IMC-PID的大型重载多缸升降平台同步控制算法. 重庆理工大学学报(自然科学), 2014, 28(11): 40 43.)
- [7] ZHAO Chuncheng, XU Guohua, CHEN Ying, et al. Electro-hydraulic synchronous control for cable-driven underwater test platform. *Hydraulic and Pneumatic*, 2015(4): 68 72.
 (赵春城, 徐国华, 陈莺, 等. 水下试验平台柔索驱动电液同步控制研究. 液压与气动, 2015(4): 68 72.)
- [8] XIE Miao, LIU Zhixiang, MAO Jun. Multi-cylinder synchronous control method for advanced support of roadway support equipment. *Chinese Journal of Engineering Design*, 2015, 22(2): 193 200. (谢苗, 刘治翔, 毛君. 综掘巷道超前支护装备多缸同步控制方法研究. 工程设计学报, 2015, 22(2): 193 200.)
- [9] CHEN Yongliang, WANG Xiangwei, PAN Gaofeng, et al. Coupling leveling controller design of electro-hydraulic multi-axis synchronous loading for hydraulic support test rig. *Journal of China Coal Society*, 2011, 36(10): 1762 1767. (陈永亮, 王向伟, 潘高峰, 等. 液压支架试验台电液多轴加载系统耦合调平控制. 煤炭学报, 2011, 36(10): 1762 – 1767.)
- [10] ZHAO Jingyi, YANG Yujing, KANG Shaopeng, et al. Research and application of four-point support "flat chasing style" leveling strategy on self-propelled hydraulic transporter. *Machine Tools and Hydraulics*, 2015, 43(15): 57 – 60.
 (赵静一,杨字静,康绍鹏,等. 自行式液压平板车四点支撑"面追逐 式"调平策略的研究与应用. 机床与液压, 2015, 43(15): 57 – 60.)
- [11] LI Yan. A design of hydraulic automatic leveling control system based on the adaptive sliding mode control. Taiyuan: North University of China, 2016.
 (李艳. 基于自适应滑模控制的液压自动调平控制系统设计. 太原: 中北大学, 2016.)
- [12] MISHRA A K, KULKARNI A N, MOHOLKAR V S. Automatic leveling mechanism for weapon systems launching platform using induction motor. *The 1st International Conference on Power and Energy in NERIST (ICPEN)*. Austin TX, USA: IEEE, 2012: 1 – 4.
- [13] LU Chaoshuang. Study on leveling control system of high precision electromechanical vehicle radar platform. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2007.
 (卢朝双. 高精度、机电式车载雷达平台调平控制系统的研发. 成都: 电子科技大学, 2007.)
- [14] CHEN Yuxia, ZHOU Zhihong, LIANG Shangyu. Design and research of integrated hydraulic outrigger intelligent leveling system for special vehicle. *Chinese Hydraulics and Pneumatics*, 2010, 2010(10): 31-33. (陈玉霞,周志鸿,梁上愚.专用汽车液压支腿集成式智能调平系统

(陈玉霞,周志鸿,梁上愚.专用汽车液压支腿集成式智能调平系统 设计研究.液压与气动,2010,2010(10):31-33.)

- [15] FRANKOVSKY P, HRONCOVÁ D, DELYOVÁ I, et al. Modeling of dynamic systems in simulation environment MATLAB/Simulink-SimMechanics. *American Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 1(7): 282 – 288.
- [16] YAN J W, GAO F, DING C G, et al. Pressure-tracking control of a novel electro-hydraulic braking system proposal friction compensation. *Journal of Central South University*, 2017, 24(8): 1909 – 1921
- [17] KOCH S, REICHHARTINGER M. Observer-based sliding mode control of hydraulic cylinders in the presence of unknown load forces. *E & I Elektrotechnik Und Informationstechnik*, 2016, 133(6): 1 – 8.

- [18] YE Y, YIN C B, GONG Y, et al. Position control of nonlinear hydraulic system using an improved PSO based PID controller. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2017, 83: 241 – 259.
- [19] GUO K, WEI J, FANG J, et al. Position tracking control of electrohydraulic single-rod actuator based on an extended disturbance observer. *Mechatronics*, 2015, 27: 47 – 56.
- [20] HAN Jingqing. Active Disturbance Rejection Control Technique: the Technique for Estimating and Compensating the Uncertainties. Beijing: National Defense Industry Press, 2008.
 (韩京清. 自抗扰控制技术:估计补偿不确定因素的控制技术.北京: 国防工业出版社, 2008.)
- [21] WU Zhong, HUANG Liya, WEI Kongming, et al. Active disturbance rejection control of attitude for spacecraft. *Control Theory & Applications*, 2013, 30(12): 1617 1622.
 (吴忠,黄丽雅,魏孔明,等. 航天器姿态自抗扰控制. 控制理论与应用, 2013, 30(12): 1617 1622.)
- [22] XIA Yuanqing, FU Mengyin, DENG Zhihong, et al. Recent developments in sliding mode control and active disturbance rejection control. *Control Theory & Applications*, 2013, 30(2): 137 147.
 (夏元清,付梦印,邓志红,等. 滑模控制和自抗扰控制的研究进展. 控制理论与应用, 2013, 30(2): 137 147.)
- [23] WU Dan, ZHAO Tong, CHEN Ken. Research and industrial applications of active disturbance rejection control to fast tool servos. *Control Theory & Applications*, 2013, 30(12): 1534 1542.
 (吴丹, 赵彤, 陈恩. 快速刀具伺服系统自抗扰控制的研究与实践. 控制理论与应用, 2013, 30(12): 1534 1542.)
- [24] WANG Zhe, WANG Jing, ZHANG Yongjun, et al. Active disturbance rejection synchronous control for both sides of hydraulic servo position system of rolling mill. *Control Theory & Applications*, 2013, 30(12): 1602 1608.
 (王喆, 王京, 张勇军, 等. 轧机两侧液压伺服位置系统自抗扰同步控制. 控制理论与应用, 2013, 30(12): 1602 1608.)
- [25] GUO B Z, ZHAO Z L. On convergence of tracking differentiator. International Journal of Control, 2011, 84(4): 693 – 701.
- [26] GUO B Z, ZHAO Z L. Weak convergence of nonlinear high-gain tracking differentiator. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2013, 58(4): 1074 – 1080.
- [27] HE Yongling, CHEN Yanmin, ZHOU Minfeng. Modeling and control of a quadrotor helicopter under impact of wind disturbance. *Journal* of Chinese Inertial Technology, 2013, 21(5): 624 – 630.

(何勇灵,陈彦民,周岷峰.四旋翼飞行器在风场扰动下的建模与控制.中国惯性技术学报,2013,21(5):624-630.)

- [28] TIAN G, GAO Z Q. Frequency response analysis of active disturbance rejection based control system. *The 16th IEEE International Conference on Control Applications*. Singapore: IEEE, 2007: 1595 – 1599.
- [29] ZHANG Chao, ZHU Jihong, GAO Yakui. Order and parameter selections for active disturbance rejection controller. *Control Theory & Applications*, 2014, 31(11): 1480 1485.
 (张超,朱纪洪,高亚奎. 自抗扰控制器的阶次与参数的选取. 控制理 论与应用, 2014, 31(11): 1480 1485.)
- [30] GAO Zhiqiang. On the foundation of active disturbance rejection control. *Control Theory & Applications*, 2013, 30(12): 1498 1510.
 (高志强. 自抗扰控制思想探究. 控制理论与应用, 2013, 30(12): 1498 1510.)
- [31] LI Jie, QI Xiaohui, WAN Hui, et al. Active disturbance rejection control: theoretical results summary and future researches. *Control Theory & Applications*, 2017, 34(3): 281 295.
 (李杰, 齐晓慧, 万慧, 等. 自抗扰控制: 研究成果总结与展望. 控制理 论与应用, 2017, 34(3): 281 295.)
- [32] TRUONG D Q, AHN K K. Force control for hydraulic load simulator using self-tuning grey predictor — fuzzy PID. *Mechatronics*, 2009, 19(2): 233 – 246.
- [33] LU Jinnan. Research on mechanical properties of steppingtype advanced supporting system on fully mechanized tunnelling. Shengyang: Liaoning Technical University, 2014. (卢进南. 综掘巷道迈步式超前支护系统力学特性研究. 沈阳: 辽宁 工程技术大学, 2014.)

作者简介:

何 勇 硕士研究生,主要研究方向为工业过程控制, E-mail: hy644610025@163.com;

郭一楠 博士,教授,博士生导师,主要研究方向为智能优化与控制、数据挖掘与知识发现、先进控制理论及其应用, E-mail: nanfly@ 126.com:

巩敦卫 博士, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为智能优化与控制、基于搜索的软件工程等, E-mail: dwgong@vip.163.com.