

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2023.04.012

# 基于动力学模型的全断面竖井掘进机 纠偏控制策略\*

许增健<sup>1,3</sup>, 李阁强<sup>1,3</sup>, 董振乐<sup>2,3\*</sup>, 王 帅<sup>1,3</sup>

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003; 2. 河南科技大学  
车辆与交通工程学院, 河南 洛阳 471003; 3. 机械装备先进制造河南省  
协同创新中心, 河南 洛阳 471003)

**摘要:**针对全断面竖井掘进机施工过程中易出现钻进偏斜的问题,提出了一种基于动力学模型的纠偏控制策略(误差符号积分鲁棒控制器,RISE)。首先,根据掘进机的组成和工作原理,将三维掘进空间内的偏斜问题分解为两个垂直平面内的二维偏斜问题,并规划了偏斜状态下的纠偏方案;其次,采用拉格朗日能量法建立了考虑未知环境干扰的掘进机纠偏动力学模型,并基于该模型,设计了误差符号积分鲁棒控制器,运用李雅普诺夫方法对控制器的稳定性进行了验证;最后,选取了整个纠偏过程的一段轨迹,在MATLAB/Simulink平台上进行了建模仿真,对误差符号积分鲁棒控制器的控制效果进行了验证。仿真结果表明:相较比例-积分-微分(PID)控制器和反馈线性化控制器(FLC),误差符号积分鲁棒控制器最大纠偏角度跟踪误差分别降低了83.3%和68.6%,最大纠偏位移跟踪误差分别降低了86.8%和66.4%。研究表明,该纠偏控制策略具有较高的纠偏轨迹控制精度。

**关键词:**竖井掘进装备;拉格朗日能量法;最大纠偏角度;跟踪误差;积分鲁棒控制;纠偏轨迹控制精度

中图分类号:TH-39;TD421;TP273

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2023)04-0562-09

## Deviation correction control strategy of full-face shaft roadheader based on dynamic model

XU Zeng-jian<sup>1,3</sup>, LI Ge-qiang<sup>1,3</sup>, DONG Zhen-le<sup>2,3\*</sup>, WANG Shuai<sup>1,3</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China; 2. School of Vehicle and Traffic Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China; 3. Collaborative Innovation Center of Machinery Equipment Advanced Manufacturing of Henan Province, Luoyang 471003, China)

**Abstract:** Aiming at the problem of deviations in the construction process of full-section vertical shaft boring machines, based on dynamic model, a control strategy (an error sign integral robust controller, RISE) was proposed. Firstly, according to the working principle of the tunneling machine, the three-dimensional deflection problem in tunneling space was decomposed into two-dimensional problems in the vertical plane. Then, the deviation correction scheme which involved alternating coordination of the propulsion and support systems under deflection states was planned. A dynamic model of shaft boring machine correction was established by using Lagrange energy and the unknown environmental disturbances were taken into account. An error sign integral robust controller was designed by using this model, and its stability was verified by the Lyapunov method. Finally, a section of the trajectory of the whole correction process was modeled and verified on MATLAB/Simulink. The control effect of the error sign integral robust controller was verified. The simulation results indicate that comparing with the proportional integral derivative (PID) controller and the feedback linearized controller (FLC), the error sign integral robust controller

收稿日期:2022-09-01

基金项目:国家重点研发计划项目(2019YFC0605104);流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金资助项目(GZKF-202117)

作者简介:许增健(1996-),男,河南新乡人,硕士研究生,主要从事机电液一体化方面的研究。E-mail:xuzengjian0617@163.com

通信联系人:董振乐,男,博士,讲师。E-mail:dong\_zhenle@163.com

can reduce the tracking error of the maximum correction angle by 83.3% and 68.6%, and reduce the tracking error of the maximum correction displacement by 86.8% and 66.4%. The results indicate that the error sign integral robust controller has a higher level of control accuracy for the correction trajectory.

**Key words:** shaft boring machine; Lagrange energy; maximum deviation correction angle; tracking error; robust integral control; control accuracy for correction trajectory

## 0 引言

作为一种新型的竖井掘进装备,全断面竖井掘进机能够实现竖井断面一次成型和凿井支护平行作业,有效提高竖井的建设效率,同时作业的安全性和质量也能得到保障<sup>[1,2]</sup>。

由于地质构造、渗流和温度等多场耦合作用的影响,竖井掘进机在掘进过程中常常会出现钻进方向偏离井筒设计轴线的现象,轨迹失准成为困扰掘进施工中的突出问题<sup>[3]</sup>。当轴线偏差超出一定范围时,需要及时对其进行纠偏调控,以确保成井质量和设备安全。

国内外学者在掘进机的纠偏调控方面进行了一些研究<sup>[4-7]</sup>。

张敏骏等人<sup>[8]</sup>针对传统掘进机行驶性能与纠偏控制未考虑滑移及巷道倾角的问题,建立了掘进机纠偏控制运动传递函数模型,提出了基于神经网络比例-积分-微分控制器(PID)的掘进机纠偏运动控制算法;但其建立的纠偏模型未考虑巷道环境对掘进机重心的影响。

此外,以上研究对象为悬臂掘进机,它与竖井掘进机的工作模式和环境有较大差异。相对来说,盾构掘进机的工作情况与竖井掘进机更为相似,其纠偏研究也更具参考价值。

LIU Hua-jiang 等人<sup>[9]</sup>建立了护盾式全断面隧道掘进机的轨迹纠偏模型,并且为了实现位姿的调节,设计了多PID控制器;但其控制器控制精度仍不够理想。邵诚俊等人<sup>[10]</sup>建立了敞开式盾构掘进机的水平方向纠偏调向模型,采用间接自适应鲁棒控制策略,对精确的位置和姿态轨迹进行了跟踪控制;但其在建模时忽略了扭矩油缸的耦合作用。荆国业等人<sup>[11]</sup>以竖井掘进机为研究对象,分析了竖井掘进机的凿井工艺,提出了基于模糊理论的纠偏控制器,并设计了基于灰色理论的偏斜预测算法;但其缺乏对竖井掘进机纠偏过程数学模型进行充分描述。

可以看出,目前相关掘进机纠偏的研究对象大部分为水平方向掘进机,而对于竖井掘进机的纠偏研究少有报道。由于竖井需穿越不同地层,特别是对于高深度大直径竖井,穿越的地层更多、地层情况更为复杂,极易产生偏斜情况。因此,亟需对竖井掘进机纠偏

开展深入研究。

笔者以正在研制的某型全断面竖井掘进机为对象,针对竖井掘进机钻井过程中的偏斜问题开展纠偏控制研究。

首先,分析全断面竖井掘进机的工作原理,将三维掘进空间内的偏斜问题转化为两个平面内的二维偏斜的叠加;然后,基于拉格朗日能量法,建立考虑模型偏差的竖井掘进机纠偏动力学模型(根据动力学模型设计误差符号积分鲁棒控制器,运用李雅普诺夫方法对控制器稳定性进行证明);最后,通过仿真对控制器的有效性进行验证。

## 1 全断面竖井掘进机纠偏分析

### 1.1 全断面竖井掘进机组成及原理

全断面竖井掘进机主要结构图如图1所示。

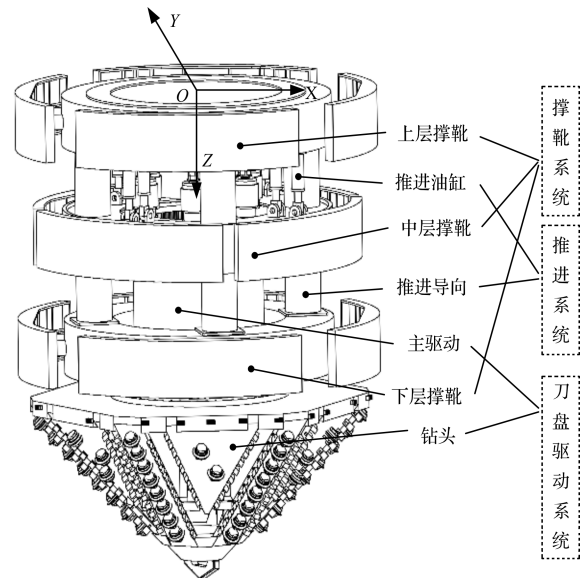


图1 全断面竖井掘进机主体结构图

全断面竖井掘进机的主体结构由撑靴系统、推进系统和刀盘驱动系统组成。

其中,撑靴系统有3层,每层由4个撑靴组成,每个撑靴由支撑油缸驱动,上、下两圈梁处的8个支撑油缸均匀、相向分布,两两正交;

推进系统由4根导向柱和8个推进油缸组成;

刀盘驱动系统由主驱动和刀盘组成,主驱动由液马达通过减速器和旋转支承减速带动刀盘旋转。

迈步工作步骤如下:

首先,上层和下层撑靴打开,撑住井帮,提供破岩所需支撑力(每个支撑靴板可以单独动作也可以分组控制,便于竖井掘进机纠偏和通过不稳定岩体);然后,8个液压推进油缸同步推进刀盘向下运动,提供刀盘破岩所必需的钻压,进行掘进作业;最后,当推进油缸达到一定行程后,上层和下层撑靴收回,中层撑靴打开撑住井帮,推进油缸缩回,完成一次迈步。

### 1.2 全断面竖井掘进机纠偏方案

全断面竖井掘进机三维空间内的位姿偏斜,经传感器检测解算后,可用于将三维坐标系  $O-XYZ$  分解为  $XOZ$  平面和  $YOZ$  平面内的两组偏斜分量。

笔者分别针对  $XOZ$  平面和  $YOZ$  平面设计两套相互独立的纠偏控制策略,先后控制各平面内4个支撑油缸动作,最后将两套子系统的纠偏效果相叠加,即实现对整个竖井掘进机的纠偏控制。

为了确保纠偏过程中掘进机结构良好的受力,需尽可能保证竖井掘进机的钻进趋势向着井筒的设计轴线方向。

笔者以  $XOZ$  平面内的偏斜问题为例,3种偏斜情况及相应的纠偏轨迹趋势,如图2所示。

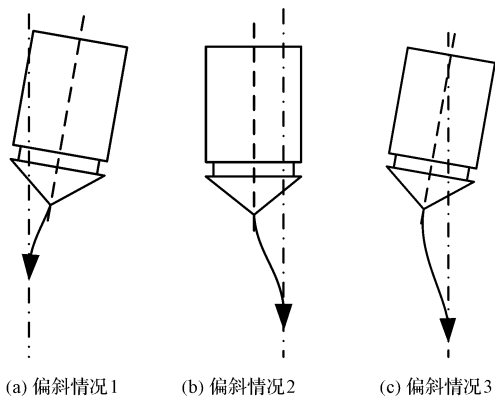


图2 竖井掘进机偏斜情况及纠偏轨迹

以图2中的偏斜情况3为例,其具体纠偏过程如图3所示。

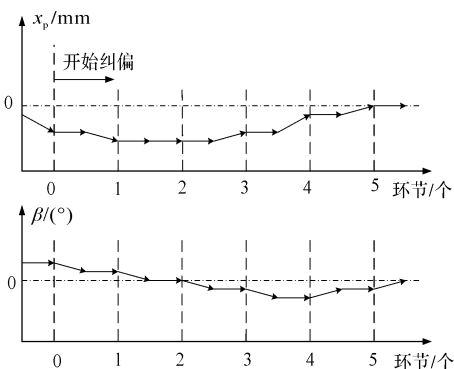


图3 情况c纠偏过程曲线

纠偏方案可归纳为“小幅度、多环节”,整个纠偏过程由多个纠偏环节组成。

每个纠偏环节可分为3步:

第1步。判断此时掘进机处于何种偏斜状态;

第2步。掘进机迈步将推进油缸缩回后,调节支撑油缸,使掘进机以刀盘顶点为旋转中心,在该平面内上、下两层撑靴液压缸的配合下进行角度纠偏调整,纠偏角度与偏斜角度相反,期间刀盘可低速转动,开扩出纠偏所需空间;

第3步。所有支撑油缸撑紧井筒壁,推进油缸伸出,刀盘钻进适当距离(期间可多次迈步),直至刀盘顶点偏斜位移  $x_p$  为零。最后再调整支撑油缸,使钻井方向与设计轴线的偏转角度  $\beta$  为零,纠偏结束。

## 2 全断面竖井掘进机动力学建模

为了确保纠偏轨迹的控制精度,需探究支撑系统之间、竖井掘进机与围岩之间的载荷传递规律,构建从各撑靴液压系统控制输入到最终竖井掘进机姿态之间的动力学关系。

### 2.1 坐标设定

笔者设定的  $XOZ$  平面竖井掘进机坐标系及结构标识如图4所示。

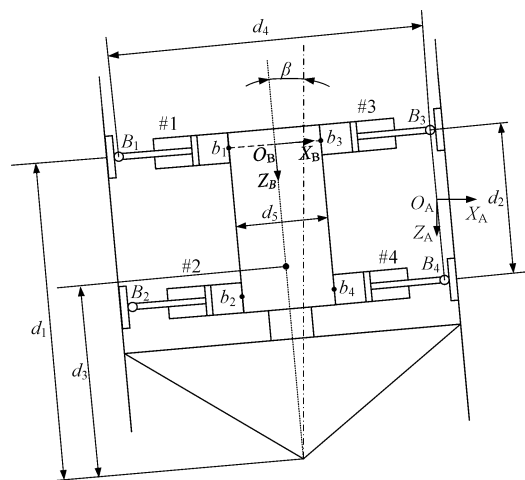


图4 竖井掘进机纠偏平面坐标系设定

$B_i$ —支撑油缸活塞杆与撑靴铰接点; $b_i$ —支撑油缸与掘进机刚体框架连接点; $d_1$ —推进油缸缩回时,上层支撑油缸活塞杆与撑靴铰接点与刀盘顶点的垂直距离,m; $d_2$ —上下层支撑油缸之间的距离,m; $d_3$ —掘进机质心距刀盘顶点的距离,m; $d_4$ —两侧支撑油缸与撑靴铰接点之间的距离,m; $d_5$ —两侧支撑油缸与掘进机刚体框架连接点的距离,m

图4中:左右两侧各有2个撑靴油缸以及撑靴,撑靴支撑在已经成型的井筒筒壁上。由于每个迈步所需调节的角度较小,可以忽略靴板与井壁的滑移,将撑靴

看作在井筒筒壁固定。

其中:坐标系 $\{A\}$ 为惯性坐标系,该坐标系坐标原点在右侧两组撑靴连接线中点, $Z_A$ 轴垂直于地平面向下, $X_A$ 轴垂直于 $Z_A$ 轴,方向按右手定则确定。坐标系 $\{B\}$ 为附体坐标系,其坐标原点在掘进机主框架上圈梁中心点,坐落于掘进机刚体轴线, $Z_B$ 轴与掘进机刚体轴线重合,方向向下, $X_B$ 轴垂直于 $Z_B$ 轴,方向按右手定则确定,该坐标系与掘进机刚体固联。

惯性坐标系 $\{A\}$ 与附体坐标系 $\{B\}$ 存在某种旋转关系,用 ${}^A_B\mathbf{R}$ 表示。坐标系 $\{B\}$ 的坐标原点 $O_B$ 在坐标系 $\{A\}$ 的坐标矢量以及坐标系 $\{B\}$ 中一点 ${}^A\mathbf{P}$ ,在坐标系 $\{A\}$ 的坐标矢量如下式所示:

$${}^A\mathbf{O}_B = [-d_4/2 - x_b \cos\beta \quad -d_2/2 - x_b \sin\beta]^T \quad (1)$$

$${}^A\mathbf{P} = {}^A\mathbf{O}_B + {}^A_B\mathbf{R}{}^B\mathbf{P} \quad (2)$$

惯性坐标系 $\{A\}$ 与附体坐标系 $\{B\}$ 转换矩阵 ${}^A_B\mathbf{R}$ 如下式所示:

$${}^A_B\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos\beta & \sin\beta \\ -\sin\beta & \cos\beta \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: $\beta$ —附体坐标系相对于惯性坐标系的旋转角度, $(^\circ)$ 。

笔者用矢量 $\mathbf{q} = [x_B \quad z_B \quad \beta]^T$ 表示掘进机刚体质心位姿。

根据已规划纠偏方案,掘进机调整姿态时,各支撑油缸缩回或伸出,使掘进机绕刀盘顶点旋转,掘进机推进油缸暂不工作,刀盘低速旋转。

考虑到每个跃步所需调节的角度较小,每次支撑油缸调整前可将推进油缸缩回,此时推进油缸的伸出长度固定为零。

忽略靴板与井壁的滑移,参考图4,各点坐标为 ${}^A\mathbf{B}_i$ 和 ${}^B\mathbf{b}_i$ 在坐标系 $\{A\}$ 的坐标矢量如下式所示:

$${}^A\mathbf{b}_i = {}^A\mathbf{O}_B + {}^A_B\mathbf{R}{}^B\mathbf{b}_i \quad (4)$$

根据竖井掘进机相应点坐标的换算,定义: $l_i$ 为每个支撑活塞杆与撑靴铰接点至油缸与主体框架固连点的距离,其表达式如下式所示:

$${}^A\mathbf{l}_i = {}^A\mathbf{b}_i - {}^A\mathbf{B}_i \quad i=1,2,3,4 \quad (5)$$

则支撑活塞杆的伸出/缩回的速度如下式所示:

$$\dot{l}_i = {}^A\mathbf{J}_{pi}\dot{\mathbf{q}} \quad (6)$$

其中:

$${}^A\mathbf{J}_{pi} = \begin{bmatrix} \frac{\partial {}^A\mathbf{l}_i}{\partial x} & \frac{\partial {}^A\mathbf{l}_i}{\partial z} & \frac{\partial {}^A\mathbf{l}_i}{\partial \beta} \end{bmatrix} \quad (7)$$

## 2.2 基于拉格朗日法的动力学方程

掘进机刚体的动能如下式所示:

$$E_{k1} = \frac{1}{2}(m_d \dot{x}_B^2 + m_d (\dot{z}_B \cdot d_3/d_1)^2 + I_d \dot{\beta}^2) = \frac{1}{2}\dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M}_1(\mathbf{q})\dot{\mathbf{q}} \quad (8)$$

式中: $m_d$ —掘进机刚体质量(不包括撑靴油缸活塞和撑靴),kg; $I_d$ —掘进机刚体绕刀盘顶点转动惯量,kg·m<sup>2</sup>; $d_3$ —掘进机质心距刀头顶点的距离,m。

将质量矩阵 $\mathbf{M}_1$ 写成 $E_{k1} = \frac{1}{2}\dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M}_1(\mathbf{q})\dot{\mathbf{q}}$ 的形式,其表达式如下式所示:

$$\mathbf{M}_1(\mathbf{q}) = \begin{pmatrix} m_d & 0 & 0 \\ 0 & (d_3/d_1)^2 m_d & 0 \\ 0 & 0 & I_d \end{pmatrix} \quad (9)$$

支撑系统的动能如下式所示:

$$E_{k2} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 (m_{wi} \dot{L}^2) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 \dot{\mathbf{q}}^T (m_{wi}^A \mathbf{J}_{pi}^T \mathbf{J}_{pi}) \dot{\mathbf{q}} \quad (10)$$

式中: $m_{wi}$ —支撑油缸活塞杆质量,kg。

竖井掘进机的总动能如下式所示:

$$E_k = E_{k1} + E_{k2} = \frac{1}{2}\dot{\mathbf{q}}^T [\mathbf{M}_1(\mathbf{q}) + \sum_{i=1}^4 (m_{wi}^A \mathbf{J}_{pi}^T \mathbf{J}_{pi})] \dot{\mathbf{q}} \quad (11)$$

竖井掘进机的总势能如下式所示:

$$E_p = m_d g (d_3 - d_3 \cos\beta) \quad (12)$$

根据动能和势能表达式可以求得拉格朗日函数如下式所示:

$$L(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = T(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - V(\mathbf{q}) = E_k - E_p \quad (13)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\mathbf{q}}} - \frac{\partial L}{\partial \mathbf{q}} = \mathbf{Q}_j \quad (14)$$

式中: $\mathbf{Q}_j$ —广义力。

进一步,系统动力学表达式为:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}(\mathbf{q}) = \mathbf{Q}_j + \mathbf{A}(\mathbf{q})^T \lambda \quad (15)$$

式中: $\lambda$ —拉格朗日算子; $\mathbf{M}(\mathbf{q})$ —质量矩阵,掘进机刚体质心位姿的函数,不同位姿存在不同质量矩阵值; $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ —科式力和向心力项,掘进机刚体质心位姿与位姿变化速度的函数,是科式力和向心力耦合项,表现为正定矩阵; $\mathbf{G}(\mathbf{q})$ —重力项,与掘进机刚体质心位姿有关,其值不受掘进机运动影响。

其中:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) = \mathbf{M}_1(\mathbf{q}) + \sum_{i=1}^4 (m_{wi}^A \mathbf{J}_{pi}^T \mathbf{J}_{pi}) \quad (16)$$

$$\mathbf{G}(\mathbf{q}) = \frac{\partial V}{\partial \mathbf{q}} = \left[ \frac{\partial E_p}{\partial q_1}, \frac{\partial E_p}{\partial q_2}, \frac{\partial E_p}{\partial q_3} \right]^T \quad (17)$$

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \frac{1}{2} [\dot{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) + \mathbf{U}_m^T - \mathbf{U}_m] \quad (18)$$

$$U_m = (I_3 \times \dot{q}^T) \frac{\partial M^T}{\partial q} \quad (19)$$

$$\frac{\partial M^T}{\partial q} = \left[ \frac{\partial M}{\partial q_1}, \frac{\partial M}{\partial q_2}, \frac{\partial M}{\partial q_3} \right]^T \quad (20)$$

$$I_3 \times \dot{q}^T = \begin{bmatrix} \dot{q}^T \\ \dot{q}^T \\ \dot{q}^T \end{bmatrix} \quad (21)$$

### 2.3 系统广义坐标下受力分析

在某一时刻下,支撑油缸的速度如下式所示:

$${}^A \dot{l}_{zi} = {}^A J_{pi} \dot{q} \quad (22)$$

依据广义作用力与广义坐标分析可得:

$$\delta l_{zi} = {}^A J_{pi} \delta q \quad (23)$$

根据虚功原理,支撑油缸做功如下式所示:

$$\delta W_{zsys} = \sum_{i=1}^4 {}^A F_{zi} \delta l_{zi} = \sum_{i=1}^4 {}^A F_{zi}^T {}^A J_{pi} \delta q = \tau_1^T \delta q \quad (24)$$

每个支撑油缸可单独控制,其驱动力为:

$$\tau_1 = \sum_{i=1}^4 {}^A J_{pi}^T F_{zi} = \sum_{i=1}^4 {}^A J_{pi}^T (P_{Ai} A_{Bi} - P_{Bi} A_{Ai} - D \dot{L}_{zi}) = Bu_1 - D \sum_{i=1}^8 {}^A J_{pi}^T {}^A J_{pi} \dot{q} \quad (25)$$

竖井掘进机的广义力如下式所示:

$$\begin{aligned} Q_j &= G_g + F_{vi} + F_{fi} + F_p = \\ &G_g + Bu_1 - D \sum_{i=1}^4 {}^A J_{pi}^T {}^A J_{pi} \dot{q} + F_{fi} + F_p \end{aligned} \quad (26)$$

式中: $G_g$ —由竖井掘进机的总重量产生向下的作用力; $F_p$ —井底岩体对竖井掘进机的反向推力; $F_{vi}$ —井筒壁对 4 个支撑靴板的压力; $F_{fi}$ —井筒壁对 4 个支撑靴板的摩擦力。

竖井掘进机受到的作用力示意图如图 5 所示。

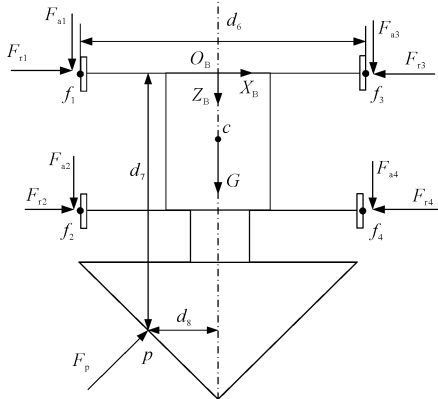


图 5 竖井掘进机受力分析

$d_6$ —同层两靴板与井壁接触点之间的距离, m;  $d_7$ —掘进机上层支撑油缸到破岩力等效点的竖直距离, m;  $d_8$ —掘进机轴线到破岩力等效点的水平距离, m

进一步,竖井掘进机动力学方程如下式所示:

$$M(q) \ddot{q} = -C_{sys} \dot{q} + Bu_1 + \tau_F + \tau_d \quad (27)$$

式中: $\tau_d$ —地层环境和机械磨损等引起的模型偏差。

其中:

$$C_{sys} = C(q, \dot{q}) + D \sum_{i=1}^4 {}^A J_{pi}^T {}^A J_{pi} \dot{q} \quad (28)$$

$$\tau_F = F_f + F_p \quad (29)$$

支撑液压系统采用阀控非对称缸<sup>[12,13]</sup>,其详细建模过程在此不再赘述。

## 3 误差符号积分鲁棒控制器

### 3.1 控制器设计

首先,在动力学模型基础上,定义状态空间变量如下式所示:

$$x = [x_1, x_2, x_3]^T = [q, \dot{q}, P_{1i} A_{1i} - P_{2i} A_{2i}]^T \quad (30)$$

竖井掘进机动力学模型的状态空间方程如下式所示:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ f_1 \dot{x}_2 = x_3 - f_2 + \tau_F + \tau_d \\ \dot{x}_3 = \theta_1 D_1 u - \theta_2 Q_1 - \theta_3 Q_2 \end{cases} \quad (31)$$

其中:

$$f_1 = M(x_1, x_2) B^{-1}, f_2 = C_{sys} B^{-1} \quad (32)$$

$$\theta_1 = \sqrt{2} k_u \beta_e, \theta_2 = \beta_e, \theta_3 = C \beta_e \quad (33)$$

$$D_1 = \frac{A_1}{V_1} R_1 + \frac{A_2}{V_2} R_2 \quad (34)$$

$$Q_1 = \left( \frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) x_2, Q_2 = \left( \frac{A_1}{V_1} + \frac{A_2}{V_2} \right) (P_1 - P_2) \quad (35)$$

式中: $A_1, A_2$ —液压缸左右两腔的有效活塞面积,  $m^2$ ;  $P_1, P_2$ —液压缸两腔的油压, MPa;  $V_1, V_2$ —液压缸两腔的控制体积,  $m^3$ ;  $R_1, R_2$ —液压缸两腔的直径, m;  $k_u$ —液压阀电压流量增益,  $m^4 \cdot s^{-1} \cdot V^{-1} \cdot N^{-0.5}$ ;  $C_t$ —执行器泄漏系数,  $m^5 \cdot N^{-1} \cdot s^{-1}$ 。

定义纠偏过程的轨迹控制误差  $z_1$  如下:

$$z_1 = x_1 - y_d \quad (36)$$

式中: $y_d$ —任一纠偏步所规划的轨迹指令。

同时,为了便于后续控制器设计,定义辅助控制量  $z_2, z_3$  和  $r$  如下:

$$z_2 = \dot{z}_1 + k_1 z_1 = x_2 - \alpha_1 \quad (37)$$

$$z_3 = x_3 - \alpha_2 \quad (38)$$

$$r = \dot{z}_2 + k_2 z_2 \quad (39)$$

式中: $k_1, k_2$ —反馈增益对角矩阵; $\alpha_1, \alpha_2$ —确保动态方程稳定设计的稳定函数。

其中<sup>[14,15]</sup>:

$$\alpha_1 = \dot{y}_d - k_1 z_1 \quad (40)$$

$$\alpha_2 = f_2 - \tau_F + f_1 \dot{\alpha}_1 - k_2 f_1 z_2 - k_r z_2 + \alpha_{2s} \quad (41)$$

式中:  $k_r$ —反馈增益对角矩阵;  $\alpha_{2s}$ —误差符号积分鲁棒控制项,用于应对式(31)中干扰项  $\tau_d$ 。

其中:

$$\alpha_{2s} = - \int_0^t [k_1 k_2 z_2 + k_\beta \text{sign}(z_2)] dv \quad (42)$$

式中:  $k_\beta$ —鲁棒增益对角矩阵。

根据式(31)定义,可得:

$$f_1 r = f_1 \dot{z}_2 + k_2 f_1 z_2 = f_1 \dot{x}_2 - f_1 \dot{\alpha}_1 + k_2 f_1 z_2 = z_3 + \alpha_{2s} - \tau_d - k_r z_2 \quad (43)$$

对式(43)两端求导,可得:

$$f_1 \dot{r} = -0.5 \dot{f}_1 r + D_1 \theta_1 u - D_2 \theta_2 - D_3 \theta_3 - \dot{\alpha}_2 - k_\beta \text{sign}(z_2) - \dot{\tau}_d + \tilde{N}_1 - 0.5 \dot{f}_{1d} r - k_r r \quad (44)$$

式中:  $\dot{f}_{1d}$ —将  $\dot{f}_1$  中所有状态信息替换为相应指令信息,以便于后续稳定性分析。

其中:

$$\tilde{N}_1 = -0.5 [\dot{f}_1 - \dot{f}_{1d}] r \quad (45)$$

为了确保动态方程(31)稳定,最终控制器可设计为:

$$u = \frac{1}{\theta_1 D_1} (\theta_2 D_2 + \theta_3 D_3 + \dot{\alpha}_2) - \frac{k_3 z_3}{\theta_1} \quad (46)$$

式中:  $k_3$ —正反馈增益。

将式(46)代入式(31),结合  $z_3$  定义可得:

$$\dot{z}_3 = -\theta_1 k_3 z_3 \quad (47)$$

### 3.2 稳定性分析

定义 Lyapunov 函数如下式所示:

$$V = 0.5 z_1^T z_1 + 0.5 z_2^T z_2 + 0.5 z_3^T z_3 + 0.5 f_1 r^T r + P + 0.5 k_\beta^T \gamma^{-1} k_\beta \quad (48)$$

其中:

$$P = k_\beta |z_2(0)| - z_2(0) D \Delta_1(0) - \int_0^t r [\Delta_1 - k_\beta \text{sign}(z_2)] \quad (49)$$

对 Lyapunov 函数  $V$  求导,并将结果代入式(31, 44, 48)中,可得:

$$\begin{aligned} \dot{V} = & z_1 \dot{z}_1 + z_2 \dot{z}_2 + z_3 \dot{z}_3 + f_1 r \dot{r} + 0.5 \dot{f}_1 r^T r + \dot{P} + \theta^T \Gamma_1^{-1} \dot{\theta} + \\ & k_\beta \dot{k}_\beta / \gamma \leq -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 - \theta_1 k_3 z_3^2 - (k_r + 0.5 \dot{f}_{1d}) r^T r + \\ & z_1 z_2 + z_2 r - k_3 \theta_1 z_3 r - r \dot{\tau}_d + r_2 \tilde{N}_1 \leq -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 - \\ & \theta_1 k_3 z_3^2 - k_r^2 + 0.5 \dot{f}_{1d \max} r^2 + z_1 z_2 + z_2 r - k_3 \theta_1 z_3 r + \\ & |r| \rho_1 \|z\| \|z\| \int_{-\infty}^{+\infty} + \|r\| \rho_2 \|z\| \|z\| \leq \\ & -z^T A z + 0.5 \dot{f}_{1d \max} \|z\|^2 + \rho(\|z\|) \|z\|^2 \leq \\ & -C \|z\|^2 \end{aligned} \quad (50)$$

其中:

$$z = [z_1, z_2, z_3, r]^T \quad (51)$$

通过选取足够大的控制增益使如下矩阵  $A$  为正定,且满足以下条件:

$$A = \begin{bmatrix} k_{1i} & -0.5 & 0 & 0 \\ -0.5 & k_{2i} & 0 & -0.5 \\ 0 & 0 & k_{3i} \theta_{1i} & 0.5 k_{3i} \theta_{1i} \\ 0 & -0.5 & 0.5 k_{3i} \theta_{1i} & k_{ri} \end{bmatrix} \quad (52)$$

$$\|z\| < \rho^{-1} (\lambda_{\min}(A) - |\dot{f}_{1d}|_{\max} / 2)$$

式中:  $\lambda_{\min}(A)$ —矩阵  $A$  的最小特征值。

则最终下式成立:

$$\dot{V} \leq -c \|z\|^2 = W(z) \quad (53)$$

对式(53)两端积分,可知函数  $V$  有界,因此,  $z_1, z_2, z_3, r$  均有界。

根据式(37)可知,  $\dot{z}_2$  有界;再根据控制输入的表达式易判断其有界,由此可见,闭环系统所有信号有界。

根据以上的有界性分析易知  $\dot{W}(z)$  有界,因此,函数  $W(z)$  一致连续;即当  $t \rightarrow \infty$  时,  $W(z) \rightarrow 0$ ,也即  $z \rightarrow 0$ ,系统获得渐近稳定。

## 4 仿真分析

笔者所研究的控制系统参数选取如表1所示。

表1 掘进机纠偏系统参数表

参数/单位	值	参数/单位	值
$P_s$ /MPa	32	$d_2$ /m	3.96
$P_t$ /MPa	0	$d_3$ /m	5.8
$J$ /(kg·m <sup>2</sup> )	$6 \times 10^4$	$d_4$ /m	8.76
$B$ /(N·m·s·rad <sup>-1</sup> )	$2.5 \times 10^5$	$d_5$ /m	7.5
$k_u$ /(m <sup>4</sup> ·s <sup>-1</sup> ·V <sup>-1</sup> ·N <sup>-0.5</sup> )	$7.94 \times 10^{-8}$	$d_6$ /m	10
$A_1$ /m <sup>2</sup>	$3.8 \times 10^{-2}$	$d_7$ /m	7.7
$A_2$ /m <sup>2</sup>	$1.8 \times 10^{-2}$	$d_8$ /m	2.5
$\beta_e$ /MPa	$7 \times 10^2$	$G_g$ /kg	$3 \times 10^4$
$C_v$ /(m <sup>5</sup> ·N <sup>-1</sup> ·s <sup>-1</sup> )	$9.6 \times 10^{-13}$	$F_p$ /kN	$4 \times 10^3$
$V_{01}$ /m <sup>3</sup>	$1.9 \times 10^{-2}$	$m_d$ /t	27.64
$V_{02}$ /m <sup>3</sup>	$2.7 \times 10^{-2}$	$I_d$ /(kg·m <sup>2</sup> )	$8.3 \times 10^5$
$d_1$ /m	10	$m_{ui}$ /kg	45

笔者在 MATLAB/Simulink 平台上建立了竖井掘进机纠偏仿真模型,如图6所示。

设置偏斜角度为 1°,根据纠偏轨迹规划,需推进油缸停止,控制支撑油缸伸缩量,以刀盘顶点为转动中心,让竖井掘进机逆时针转动,将  $\beta$  调节至零,期间刀盘维持低速运转以确保扩出纠偏所需空间,根据结构

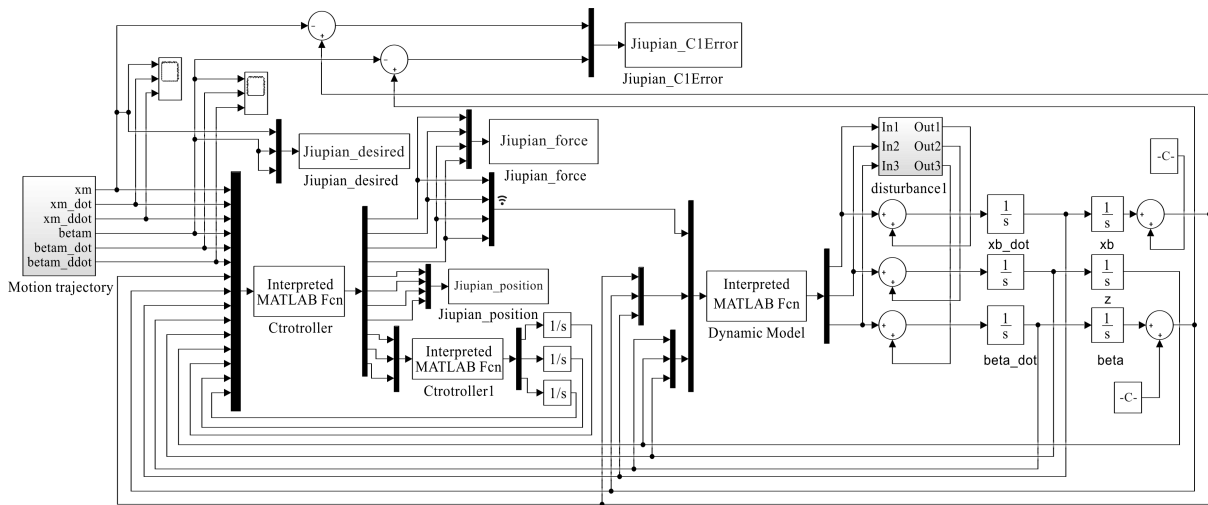


图 6 竖井掘进机纠偏仿真模型

尺寸可计算出掘进机上圈梁中心点距设计轴线的位移偏斜为 174.5 mm。

笔者将实时检测的偏斜角度和掘进机上圈梁中心点位移确定为系统输出,控制目标为将偏斜角度和掘进机上圈梁中心点偏斜位移调节至零位。仿真时间 10 s,仿真步长为 0.000 2 s。

为了验证上述控制器的有效性,笔者在 MATLAB/Simulink 中搭建被控对象仿真模型,并选取以下 3 个控制器,分别进行仿真对比分析:

1) 传统 PID 控制器。该控制器工程应用广泛,控制器增益为:

$$k_p = \text{diag}(1 \times 10^6, 1.2 \times 10^5, 2.5 \times 10^6), k_i = \text{diag}(2.5 \times 10^4, 1.3 \times 10^5, 2.6 \times 10^4), k_d = \text{diag}(1 \times 10^2, 1 \times 10^1, 3 \times 10^1);$$

2) 误差符号积分鲁棒控制器 (RISE)。笔者设计的控制器,其控制器增益为:

$$k_1 = \text{diag}(1 \times 10^4, 1 \times 10^3, 1 \times 10^3), k_2 = \text{diag}(9 \times 10^7, 1 \times 10^{-2}, 9 \times 10^9), k_3 = \text{diag}(1 \times 10^3, 1 \times 10^3, 1 \times 10^3), k_r = \text{diag}(1 \times 10^{-3}, 1 \times 10^{-3}, 1 \times 10^{-3}), k_\beta = \text{diag}(2 \times 10^2, 2 \times 10^2, 2 \times 10^2);$$

3) 反馈线性化控制器 (FLC)。笔者设计的控制器中忽略积分鲁棒控制项的控制器  $\alpha_2$ , 控制器增益与 RISE 相应增益一致,即:

$$k_1 = \text{diag}(1 \times 10^4, 1 \times 10^3, 1 \times 10^3), k_2 = \text{diag}(9 \times 10^7, 1 \times 10^{-2}, 9 \times 10^9), k_3 = \text{diag}(1 \times 10^3, 1 \times 10^3, 1 \times 10^3)。$$

给定纠偏角度跟踪轨迹如图 7 所示。

纠偏角度跟踪误差如图 8 所示。

从图 8 中可以看出:PID 控制器在初始阶段出现较大扰动,最大纠偏角度跟踪误差为 0.096°,反馈线性化

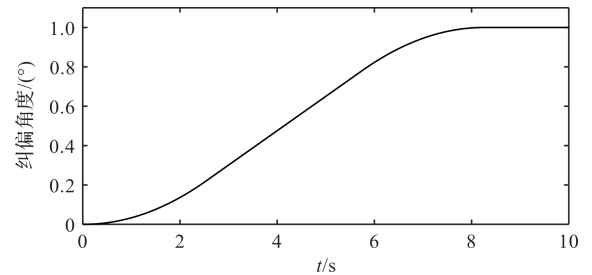


图 7 纠偏角度跟踪轨迹

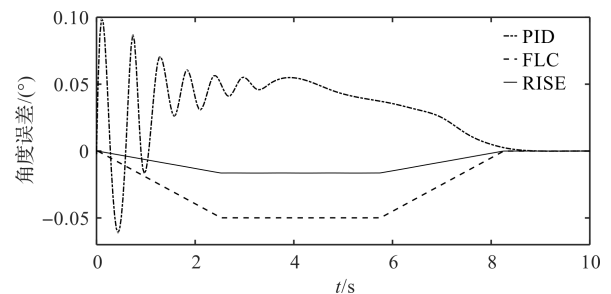


图 8 纠偏角度跟踪误差

控制器角度跟踪效果较 PID 控制器有所改善,但跟踪效果仍不理想,最大纠偏角度跟踪误差为 -0.051°;

笔者设计的控制器最大纠偏角度跟踪误差为 -0.016°,跟踪性能最好,相较于 PID 控制器和反馈线性化控制器,最大纠偏角度跟踪误差分别降低了 83.3% 和 68.6%。

给定上圈梁中心点位移跟踪轨迹如图 9 所示。

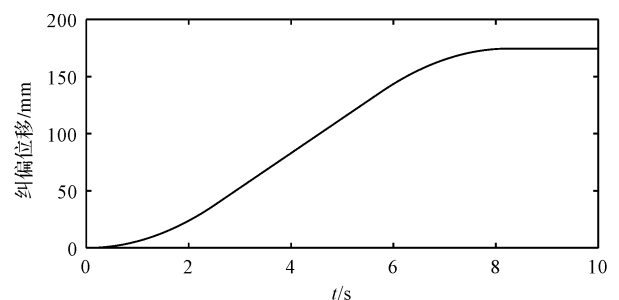


图 9 纠偏位移跟踪轨迹

纠偏位移跟踪误差如图 10 所示。

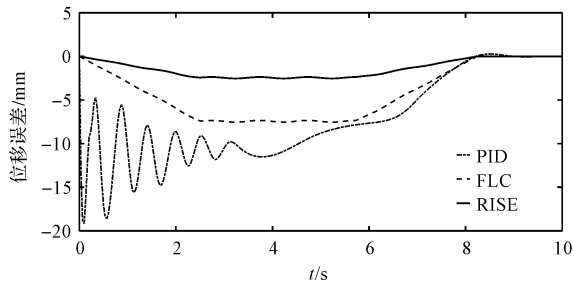


图 10 纠偏位移跟踪误差

从图 10 中看出:PID 控制器在位移跟踪过程中出现较大扰动,且调节时间也较长,最大纠偏位移跟踪误差为  $-19.151\text{ mm}$ ,反馈线性化控制器位移跟踪效果较 PID 控制器有明显改善,最大纠偏位移跟踪误差为  $-7.535\text{ mm}$ ;

笔者设计的控制器位移跟踪精度最高,最大纠偏位移跟踪误差为  $-2.534\text{ mm}$ ,相较于 PID 控制器和反馈线性化控制器,最大位移跟踪误差分别降低了 86.8% 和 66.4%。

纠偏过程各支撑液压缸位移曲线如图 11 所示。

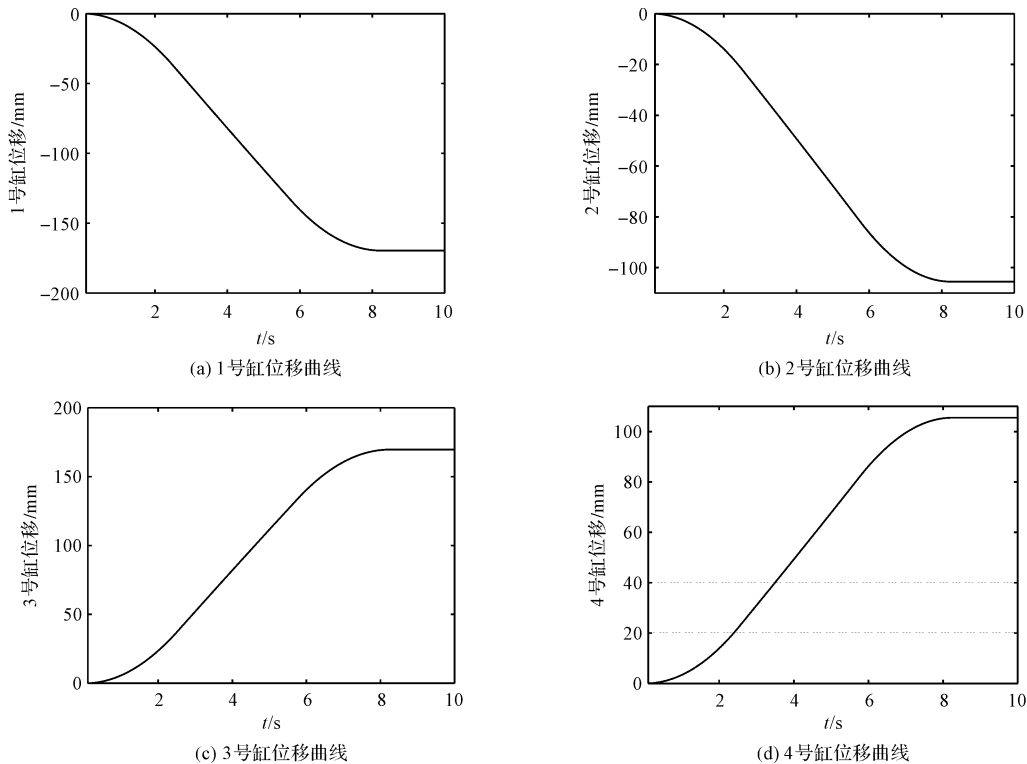


图 11 支撑液压缸位移曲线

由图 11 中可看出:1 号支撑液压缸和 3 号支撑液压缸位移大小相等,方向相反,1 号缸缩回,3 号缸伸出,最大位移绝对值为  $174.5\text{ mm}$ ;

2 号支撑液压缸和 4 号支撑液压缸位移大小相等,方向相反,1 号缸缩回,3 号缸伸出,最大位移绝对值为  $105.5\text{ mm}$ 。整个过程中,在  $XOZ$  平面内,竖井掘进机绕刀盘顶点逆时针转动。

## 5 结束语

全断面竖井掘进机在掘进施工时,易出现偏离基准轴线,进而影响施工进度和设备安全的问题。为此,笔者以正在研制的某型全断面竖井掘进机为对象,针对掘进过程中的偏斜问题开展了纠偏控制研究。

笔者根据不同偏斜状态规划了纠偏方案,基于拉格朗日能量法,推导出了竖井掘进机的纠偏动力学方

程,设计了误差符号积分鲁棒纠偏控制器,并采用 MATLAB/Simulink 平台对纠偏控制器的有效性进行了仿真验证。

研究表明:

1)通过 Lyapunov 稳定分析,证明了误差符号积分鲁棒控制器可实现理论渐近跟踪,对竖井掘进机纠偏控制理论具有一定的贡献;

2)在掘进机纠偏时,特别是小角度纠偏时,纠偏角度最大跟踪误差为指令幅值的 1.6%,相比于 PID 控制器和反馈线性化控制,分别降低了 83.3% 和 68.6%;纠偏位移最大跟踪误差为指令幅值的 1.4%,相比于 PID 控制器和反馈线性化控制,分别降低了 86.8% 和 66.4%。上述结果表明,误差符号积分鲁棒控制器具有较高的控制精度。

在后续的研究中,笔者将进一步精细化动力学模型,着重考虑围岩作用力和破岩弯距,并进一步考虑推



进撑靴联动;同时,搭建纠偏试验台,通过试验来验证研究结果。

参考文献(References):

[1] 杨仁树,王雁冰. 地下空间工程服役安全的认识与思考[J]. 工程科学学报,2022,44(4):487-495.

[2] 刘志强. 矿井建设技术发展概况及展望[J]. 煤炭工程,2018,50(6):44-46,50.

[3] 王新亮. 全断面竖井掘进机载荷辨识与姿态控制关键技术研究[D]. 北京:中国矿业大学机电与信息工程学院,2020.

[4] 侯昆洲. 基于深度迁移学习的TBM纠偏调向控制研究[J]. 现代隧道技术,2022,59(4):81-89.

[5] WANG Xu-yang, YUAN Da-jun, WANG Xiao-yu, et al. Kinematic analysis and virtual prototype simulation of the thrust mechanism for shield machine[J]. **Applied Sciences**, 2022,12(3):1-12.

[6] LI Xue, DI Hong-gui, ZHOU Shuan-gxi, et al. Effective method for adjusting the uplifting of shield machine tunneling in upper-soft lower-hard strata [J]. **Tunnelling and Underground Space Technology Incorporating Trenchless Technology Research**,2021,115(1):1-9.

[7] ZONG Kai, FU Shi-chen, LI Xu, et al. Modelling and response analysis of multibody large-scale displacement of boom-type roadheader [J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-**

**body Dynamics**,2021,235(3):326-337.

[8] 张敏骏,成荣,朱煜,等. 倾斜巷道掘进机纠偏运动分析与控制研究[J]. 煤炭学报,2021,46(S1):549-557.

[9] LIU Hua-jiang, WANG Jing-cheng, ZHANG Lang-wen, et al. Trajectory Tracking of Hard Rock Tunnel Boring Machine with Cascade Control Structure[C]//Guidance, Navigation & Control Conference. Yantai:[s. n.],2014:2326-2331.

[10] 邵诚俊,廖建峰,刘之涛,等. 基于自适应鲁棒控制算法的硬岩隧道掘进机水平方向轨迹纠偏控制[J]. 机械工程学报,2018,54(1):113-119.

[11] 荆国业,高峰. MSJ5.8/1.6D型竖井掘进机自动纠偏系统研究[J]. 煤炭科学技术,2018,46(12):27-34.

[12] HE Zhen-xin, FENG Yong-bao, LIU Yuan, et al. Semi-physical real-time control of electro-hydraulic proportional position servo system based on MATLAB/xPC [J]. **The Journal of Engineering**,2019,13(11):144-149.

[13] 董振乐,马大为,姚建勇,等. 含磁滞补偿的电液伺服系统预设性能跟踪控制[J]. 中国机械工程,2016,27(8):995-1000.

[14] MOHANTY A, YAO B. Indirect adaptive robust control of hydraulic manipulators with accurate parameter estimates [J]. **Control Systems Technology, IEEE. Transactions on**,2011,19(3):567-575.

[15] 董振乐,姚建勇,马大为. 输入受限时电机伺服系统渐近跟踪控制[J]. 兵工学报,2015,36(8):1405-1410.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

许增健,李阁强,董振乐,等. 基于动力学模型的全断面竖井掘进机纠偏控制策略[J]. 机电工程,2023,40(4):562-570.

XU Zeng-jian, LI Ge-qiang, DONG Zhen-le, et al. Deviation correction control strategy of full-face shaft roadheader based on dynamic model[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2023,40(4):562-570. 《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第 527 页)

[6] 熊志林,陶建峰,刘成良. 改进末端跟随运动的超冗余蛇形臂机器人运动学逆解[J]. 机器人,2018,40(1):37-45.

[7] TANG L, WANG J G, ZHENG Y, et al. Design of a cable-driven hyper-redundant robot with experimental validation [J]. **International Journal of Advanced Robotic Systems**,2017,14(5):1-12.

[8] 刘璇,陈卫,朱美龙,等. 水下软体机械臂的设计及控制分析[J]. 船舶工程,2020,42(6):21-25,76.

[9] 田波,王尧尧,朱康武,等. 绳驱动机械臂动力学建模及ADAMS仿真研究[J]. 机电工程,2019,36(8):803-808.

[10] LI B B, WANG Y Y, ZHU K W, et al. Structure design and control research of a novel underwater cable-driven manipulator for autonomous underwater vehicles [J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment**,2020,234(1):170-180.

[11] XU W F, LIU T L, LI Y M. Kinematics, dynamics, and control of a cable-driven hyper-redundant manipulator[J]. **IEEE./ASME. Transactions on Mechatronics**,2018,23(4):1693-1704.

[12] 李剑鹏. 水下绳驱高冗余自由度机械臂运动学控制研究[D]. 杭州:浙江大学海洋学院,2019.

[13] NIU G, WANG L, GAO Q, et al. Path-tracking algorithm for aircraft fuel tank inspection robots [J]. **International Journal of Advances Robotic Systems**,2014,11(5):1-11.

[14] 王丰,冬雷,周晓奇,廖晓钟. 蛇形机械臂的设计及控制策略[J]. 机器人,2017,39(3):272-281.

[15] 陈泉柱,陈伟海,刘荣,等. 具有关节角反馈的绳驱动拟人臂机器人机构设计与张力分析[J]. 机械工程学报,2010,46(13):83-90.

[编辑:李辉]