

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.04.036

基于 ADAMS 的二自由度雷达稳定平台的设计分析

杨旺,王成刚,张喻阳,高泽宇

(武汉工程大学,湖北 武汉 430205)

摘要:为了研究一种使用电动缸作为动力源的二自由度雷达稳定平台,通过求取稳态隔离方程得到海浪扰动与稳定平台位姿输入的关系来分析其工作原理;建立其极限状态下的最大驱动力方程,求出其极限工况下的最大驱动。为验证驱动力方程的准确性,使用 ADAMS 软件建立简要模型,基于其工作原理进行运动学和动力学仿真,对稳定平台在各个运动工况下两驱动电动缸的运动特性及驱动力特性进行分析。

关键词:舰载雷达;稳定平台;动力学仿真;ADAMS

中图分类号:TH122 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2025)04-0194-06

Design and Analysis of Two-degree-of-freedom Radar Stabilization Platform Based on ADAMS

YANG Wang, WANG Chenggang, ZHANG Yuyang, GAO Zeyu

(Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China)

Abstract: A two-degree-of-freedom radar stabilized platform using an electric cylinder as the power source is investigated, and its working principle is analyzed by obtaining the steady state isolation equation to get the relationship between the wave disturbance and the stabilized platform's attitude input. The maximum driving force equation under its limit state is established to find out the maximum driving under its limit working condition. In order to verify the accuracy of the driving force equation, a brief model is established using ADAMS software, and based on its working principle, kinematic and dynamic simulations are carried out, and the motion characteristics of the two driving electric cylinders of the stabilized platform and its driving force characteristics are analyzed under various motion conditions.

Keywords: shipboard radar; stable platform; dynamics simulation; ADAMS

0 引言

目前雷达稳定平台广泛应用于船舶领域,其运动工况复杂,使用电动缸作为驱动源具有环保、控制精度高以及响应速度快等优点^[1-2];然而在复杂海况条件下对稳定平台的强度要求高且电动缸的最大驱动力和行程是该平台设计的重要参数。因此,利用 ADAMS 软件对稳定平台进行仿真分析具有重要意义。

1 稳定平台的结构型式和工作原理

稳定平台的基础结构型式主要有轴式和并联结构型式。轴式稳定平台结构的质量较小,其负载能力较弱。而对于负载较大的并联稳定平台,多为电液驱动的并联结构,对于舰载雷达稳定平台而言,其控制精度和响应速度较差,而且占地

面积大,液压系统也需要经常维护。因此,本文提出一种使用电动缸代替液压系统作为驱动,使其具有较高的控制精度,并且能对海浪的横摇和俯仰扰动进行实时补偿^[3]。

本文设计的二自由度稳定平台主要由中部立柱、横摇电动缸和俯仰电动缸以及上下平台组成。中部立柱位于平台中心,横摇和俯仰电动缸与中心点成 90°分布,分别通过电动缸的往复运动对海浪扰动进行实时补偿,其结构型式如图 1 所示。其中 x 轴为横摇轴, y 轴为俯仰轴。通过稳态隔离方程^[4]可知,在海浪扰动时,通过姿态传感器和角速度陀螺仪感知扰动角度和角速度,然后通过驱动器控制电动缸位移来使上平台绕横摇轴和俯仰轴分别以一定角速度反向旋转相同角度即可保证负载雷达稳定工作^[5-6]。

基金项目:武汉工程大学第十四届研究生教育创新基金项目(CX2022097)

第一作者简介:杨旺(1996—),男,湖北天门人,硕士研究生,研究方向为机器的运动学和动力学,2528495864@qq.com。

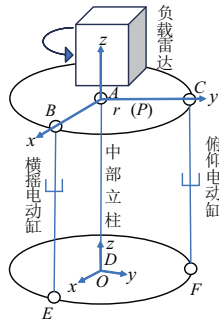


图1 稳定平台结构简图

根据欧拉旋转定理,坐标系之间的转换可以通过3个坐标轴的旋转来实现^[7]。因为影响雷达运作主要有舰船的横摇角度 φ 和俯仰角度 γ ,起初舰载坐标系与地理坐标系 $\{b\}$ 方向一致,可看成其绕地理坐标系 b 的 y 轴旋转 φ ,再绕地理坐标系 x 轴旋转 γ ,得到新的舰载坐标系 p ,其旋转矩阵为

$$\begin{aligned} R_p^b &= R(\gamma)R(\varphi) = \\ & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\varphi & 0 & \sin\varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\varphi & 0 & \cos\varphi \end{bmatrix} = \\ & \begin{bmatrix} \cos\varphi & 0 & \sin\varphi \\ \sin\varphi\sin\gamma & \cos\gamma & -\sin\varphi\cos\gamma \\ -\sin\varphi\cos\gamma & \sin\gamma & \cos\varphi\cos\gamma \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (1)$$

其逆变换为

$$\begin{aligned} R_p^b &= (R_p^b)^T = \\ & \begin{bmatrix} \cos\varphi & \sin\varphi\sin\gamma & -\sin\varphi\cos\gamma \\ 0 & \cos\gamma & \sin\gamma \\ \sin\varphi & -\sin\gamma\cos\varphi & \cos\varphi\cos\gamma \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2)$$

已知一个地理坐标系 $\{b\}$ 的坐标矢量为 $S^b(x^b, y^b, z^b)$, 其在舰载坐标系 $\{p\}$ 中的矢量坐标为 $S^p(x^p, y^p, z^p)$, 由坐标转换可得到:

$$S^p(x^p, y^p, z^p) = R_p^b S^b(x^b, y^b, z^b) \quad (3)$$

起初雷达坐标系与舰船坐标系 $\{p\}$ 位置一致,起初与地理坐标系 $\{b\}$ 方向一致,位置在铰链中心点处,但是在电动缸的驱动下,使上平台雷达坐标系先绕 y 轴旋转 β ,再绕新的 x 轴旋转 α ,得到新的雷达动坐标系 $\{r\}$,其旋转矩阵为

$$\begin{aligned} R_r^p &= R(\beta)R(\alpha) = \\ & \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & \sin\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\beta & 0 & \cos\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha \\ 0 & \sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} = \\ & \begin{bmatrix} \cos\beta & \sin\beta\sin\alpha & \sin\beta\cos\alpha \\ 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha \\ -\sin\beta & \sin\alpha\cos\beta & \cos\beta\cos\alpha \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4)$$

雷达坐标系中一点 $S^r(x^r, y^r, z^r)$ 在地理坐标系中矢量为 $S^b(x^b, y^b, z^b)$, 要使得雷达坐标系与地理坐标系保持稳定,则需要 $S^r(x^r, y^r, z^r) = S^b(x^b, y^b, z^b)$, 联立公式(3)可得:

$$S^r(x^r, y^r, z^r) = R_p^r R_b^p S^b(x^b, y^b, z^b) \quad (5)$$

$$\begin{aligned} R_p^r &= (R_b^p)^{-1} = (R_b^p)^T = \\ & \begin{bmatrix} \cos\varphi & \sin\varphi\sin\gamma & -\sin\varphi\cos\gamma \\ 0 & \cos\gamma & \sin\gamma \\ \sin\varphi & -\sin\gamma\cos\varphi & \cos\varphi\cos\gamma \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (6)$$

代入式(4)则求得上平台位姿与海浪扰动角度的关系为

$$\begin{cases} \alpha = -\gamma \\ \beta = -\varphi \end{cases} \quad (7)$$

2 驱动力方程的建立

稳定平台的最大驱动力是稳定平台设计的重要参数,两电动缸分别控制横摇和俯仰方向的扰动补偿,因此在工程设计初期分析时分别从横摇和俯仰两个维度进行分析^[8-9]。

根据设计要求给出稳定平台的工况为5级海况,且雷达负载以 $9(^{\circ}/s)$ 的速度匀速转动,船舶运动参数如表1所示

表1 5级海况下船舶运动参数

参数	运动范围/ $(^{\circ})$	海浪周期/s
横摇	± 11	10
纵摇	± 5	10

由于在工作条件下,稳定平台的负载雷达还具有自转运动,在动力学分析时求取其驱动力是非常困难的,要求取稳定平台的最大驱动力只能在非惯性条件的极限状态下,即负载雷达与驱动支链在同一侧时,驱动力最大。以单独横摇为例,由图2分析可得出横摇电动缸的驱动力方程^[10-12]:

$$\begin{cases} M_a = T_1 + T_2 = J_x \ddot{\beta} + mgl\cos\theta_1 + mgds\sin\theta_1 = \\ F_a (\sin\theta_1 \sin\theta_2 + \cos\theta_1 \cos\theta_2) L_1 \\ J_x = \frac{m(b^2 + h^2)}{12} + m(d^2 + l^2) \\ \tan\theta_2 = \frac{L_1(1 - \cos\theta_1)}{L_1 \sin\theta_1 + H} \\ F_a = M_a / (L_1 \cos\theta_1) \end{cases} \quad (8)$$

式中: b 为雷达厚度; h 为雷达宽度; l 为雷达质心的偏心距; m 为雷达质量; J_x 为横滚负载转动惯量; d 为雷达离平台旋转铰链中心点的高度; L_1 为

横摇铰链中心点到旋转中心的距离; H 为雷达离平台旋转铰链中心点的高度; θ_1 为上平台倾斜角度; θ_2 为电动缸的倾斜角度; $\ddot{\beta}$ 为上平台角加速度; T_1 为负载产生的转矩; T_2 为横滚偏心力矩; M_a 为电动缸施加的驱动力矩。

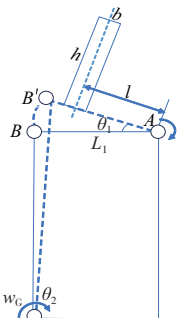


图2 横摇状态下驱动力分析图

稳定平台结构参数如表 2 所示。

表 2 结构参数表 单位:m

结构参数	b	h	l	d	L_1
数值	0.14	2.73	0.80	1.50	0.70

横摇运动方程的运动参数可表示为函数 $\theta_1 = 11\pi\sin(0.2\pi t)/180$, 且 θ_2 很小可忽略不计, 将以上参数代入式(8)可求得单独横摇时横摇缸的最大驱动力 F 约为32 470 N。

同理可由式(8)求出在单独俯仰幅值 5° , 周期 10 s 时的纵摇电动缸的驱动力 F_{L} 约为 $23\ 780\text{ N}$ 。

3 基于 ADAMS 的仿真分析

3.1 简要模型的建立

由于机构结构比较复杂,本文采用 SolidWorks 软件制图,再导入 ADAMS 软件进行仿真,由于结构零件较多,因此需要对一些非必要零件进行简化删除,同时根据设计要求赋予其相应材料参数^[13-14]。

上层负载转台、天线总质量 1 800 kg, 根据天线转台模型确定质心位置及转台质量均值分布, 建立 ADAMS 模型, 如图 3 所示。

3.2 约束的添加

导入简化模型和赋予质量参数后,根据其运动要求,赋予传动部件相应的运动副。由于稳定平台安装高度离海平面为15 m,则需要在离基座下部中心15 m处施加一个球副,以用来模拟海浪扰动,同时在横摇电动缸移动副、纵摇电动缸移动副、转台旋转副、球副以及中部立柱铰链处分别施

加 驱 动 Motion1、Motion2、Motion3、Motion4、Motion5。



图 3 ADAMS 仿真模型

3.3 雷达稳定平台的仿真分析

在重载稳定平台的设计研究过程中,其电动缸和铰链等结构件的设计参数十分重要。为了求取各种工况下,电动缸的最大推拉力以及各构件的极限受力状况,分别分析稳定平台在雷达固定状态下单独横摇、俯仰时和雷达自转状态下,稳定平台复合运动和 5 级海况下电动缸的运动曲线图和驱动力仿真条件设置:旋转顺序为 $y-x-z$,仿真时间设为 30 s,步数设为 600 步。

1) 单独横摇时仿真分析

在中部立柱 Motion5 处设置驱动函数 $R_{ot}(x) = 11d\sin(2\pi/10t)$, $R_{ot}(y) = 0$ 可求出横摇和俯仰电动缸的位移曲线图, 在使用 AKISPL 函数将电动缸位移曲线图反导入电动缸位移驱动 Motion1、Motion2 中, 为了求出最大驱动力, 则需要在 Motion3 处使用 Step 函数将负载雷达调节到极限位置处并固定, 可求出单独横摇时, 横摇电动缸和俯仰电动缸的位移曲线图和驱动力曲线图, 如图 4 和图 5 所示

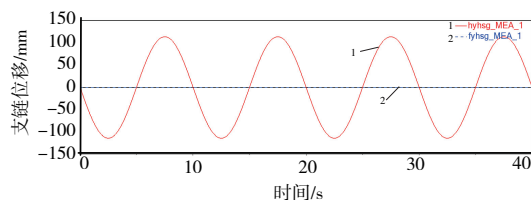


图 4 横摇时电动缸位移曲线图

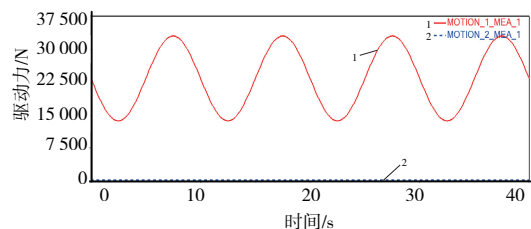


图 5 横摇时电动缸驱动力曲线图

图4中单独横摇运动时横摇电动缸的位移成正弦变化,其行程为220 mm。由图5可得到横摇运动时横摇电动缸的最大推拉力为33 008 N,俯仰电动缸驱动力可忽略不计,其略大于式(8)求得驱动力 F_a ,主要由在ADAMS中赋予了上平台质量产生力矩导致。

2) 单独俯仰时仿真分析

根据前面仿真步骤,在中部立柱 Motion5 设置驱动 $\text{Rot}(x) = 0, \text{Rot}(y) = 5d\sin(2\pi/10t)$, 可求出横摇和俯仰电动缸的位移曲线图6和横摇电动缸和俯仰电动缸的驱动力曲线图7。

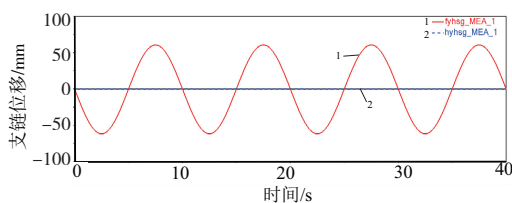


图6 俯仰时电动缸位移曲线图

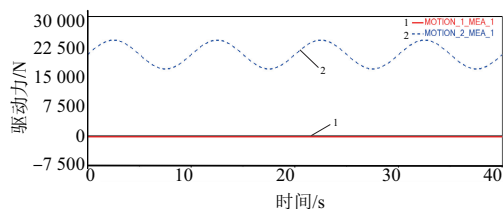


图7 俯仰时电动缸驱动力曲线图

根据图6可知单独俯仰时两电动缸没有耦合现象,只有俯仰支链做周期运动,其行程幅值约为125 mm。由图7可知俯仰电动缸的最大推拉力约为24 209 N,横摇电动缸驱动力忽略不计。根据建立的驱动力方程(8)求取的最大驱动力与图5和图7的电动缸的驱动力曲线对比,可验证出驱动力方程的准确性。

3) 复合运动下的仿真分析

在 Motion5 处设置驱动函数 $\text{Rot}(x) = 10.5d\sin(2\pi/10t), \text{Rot}(y) = 5d\sin(2\pi/10t)$, 其他驱动设置为0,可求出横摇和俯仰电动缸的位移曲线图,在使用 AKISPL 函数将电动缸位移曲线图反导入电动缸位移驱动中,将雷达自转驱动设置为 $\text{Motion3} = 9dt$,可求出非惯性条件下做复合运动时,横摇电动缸和俯仰电动缸的位移和驱动力曲线图如图8所示。

为了进一步研究稳定平台的运动特性,将复合运动状态与作单独横摇俯仰运动时的电动缸位移变化对比,可分析出复合运动时两支链的耦合

关系,如图9和图10所示。

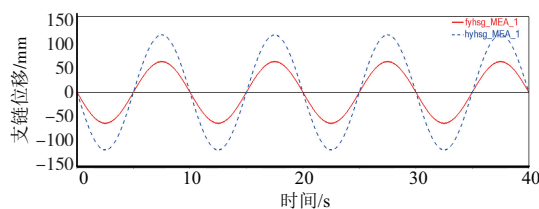


图8 复合运动时电动缸位移曲线图

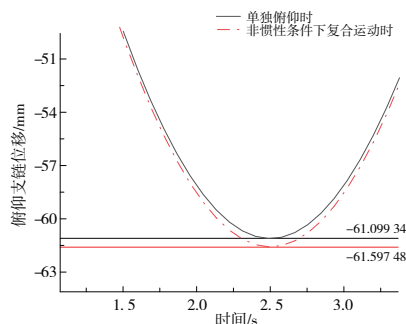


图9 俯仰和复合运动时俯仰支链耦合对比图

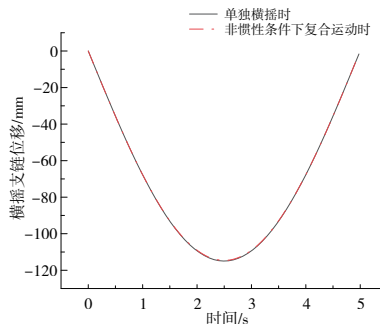


图10 横摇和复合运动时俯仰支链耦合对比图

在欧拉旋转定理的 $y-x-z$ 的旋转顺序下,根据图9和图10可得出,通过稳定平台特殊的结构形式,在复合运动状态下,其横摇支链没有相互耦合,而俯仰支链具有耦合现象,但是耦合长度最大为0.49 mm,相对于支链位移影响很小。因此,在位置控制对俯仰支链容易进行解耦补偿^[15-16],而横摇支链不需要解耦补偿。

4) 惯性条件下的仿真分析

5级海况时,两自由度平台除了做上述的复合运动外,还随船体摇摆。根据稳态隔离方程可知:只需在球副处赋予与复合运动相反的驱动函数,可求出惯性条件下横摇和俯仰电动缸的位移曲线图,再使用 AKISPL 函数将电动缸位移曲线图反导入位移驱动,可求出5级海况下运动时横摇电动缸和俯仰电动缸的位移曲线图,如图11所示。

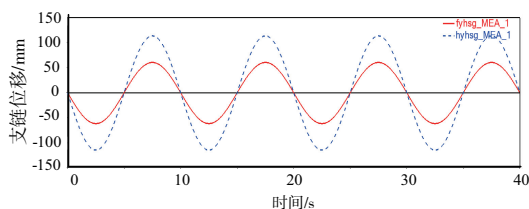


图 11 惯性条件下复合运动电动缸位移曲线图

图 11 中两电动缸的位移曲线与非惯性条件下位移曲线拟合,这证明无论是在惯性条件下还是非惯性条件下的复合运动中,电动缸的运动规律完全一致,这对稳定平台的速度控制策略也提供了参考。

通过以上仿真分析,求得稳定平台两支链在各个工况下的驱动力曲线图 12 和图 13。

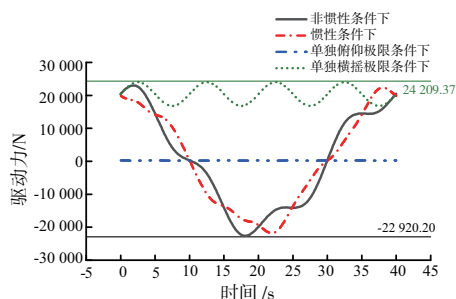


图 12 各个工况下俯仰电动缸驱动力曲线图

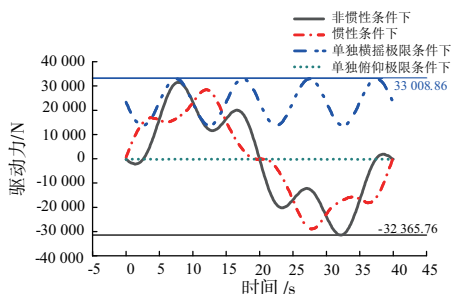


图 13 各个工况下横摇电动缸驱动力曲线图

图 12 和图 13 中惯性条件下两电动缸的最大驱动力均小于非惯性条件下复合运动的最大推拉力,但在相同位姿状态时,所有工况下的驱动力均小于对应极限状态下的驱动力。因此,在设计并联稳定平台时,只需要考虑非惯性条件下的极限状态并由最大驱动力方程(8)求取驱动支链的设计驱动力即可,这为二自由度稳定平台初步工程设计提供了参考。

根据以上仿真分析可得到该二自由度雷达稳定平台横摇和俯仰电动缸的最大有效推拉力分别为 32 365.76 N 和 22 920.2 N,最大行程分别为

220 mm 和 125 mm。

4 结语

1) 本文提出了一种使用电动缸作为驱动支链的二自由度雷达稳定平台,通过海浪补偿运算,求解出了海浪扰动角度与稳定平台输入位姿的关系。

2) 利用 ADAMS 虚拟样机进行运动学和动力学仿真,通过对其运动学仿真,分析出其结构特性使其单在独横摇或俯仰运动时两运动支链相互不耦合,复合运动时横摇支链没有耦合影响,俯仰支链受到横摇角度的耦合影响但是其影响很小,能够为稳定平台提供较高的控制精度^[17-18]。

3) 通过动力学仿真分析,分析出各个工况下驱动力都小于极限状态下的驱动力,并验证了驱动力方程的准确性,这对二自由度稳定平台设计研究具有重要意义。

4) 该雷达稳定平台运动工况复杂,并且负载雷达具有自转运动,上述基于 ADAMS 的研究方法对雷达稳定平台的设计过程提供了一种可参考的仿真思路和研究方法。

参考文献:

- [1] 肖万选. 几种稳定平台驱动系统的传动型式[J]. 舰船电子对抗, 2000, 23(5): 33-36.
- [2] 陈超, 赵升吨, 崔敏超, 等. 电动缸的研究现状与发展趋势[J]. 机械传动, 2015, 39(3): 181-186.
- [3] 刘翔. 两自由度倾角实验台结构设计与控制研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2016.
- [4] 周进良. 两自由度伺服稳定平台设计与实现[D]. 成都: 电子科技大学, 2018.
- [5] 朱秋生, 张玉康. 某型雷达稳定平台便携式检测仪的设计与实现[J]. 舰船电子工程, 2022, 42(7): 162-165.
- [6] 董睿, 鸦婧, 俞竹青. 基于 2R 型并联舰载稳定平台的运动学及静力学[J]. 机械设计与研究, 2023, 39(2): 70-74.
- [7] 赵万卓, 谢英江, 孙景工, 等. 3-RPS 并联稳定平台机构设计及运动学仿真分析[J]. 医疗卫生装备, 2021, 42(11): 32-35, 50.
- [8] 李龙涛. 2-DOF 并联稳定平台关键技术研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2019.
- [9] 郝亮亮, 刘小娟, 杜婷, 等. 基于两种建模方法的冗余并联机器人的动力学对比研究[J]. 制造技术与机床, 2022(11): 33-39.
- [10] 李涛. 多自由度稳定平台的运动学与动力学研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2021.
- [11] 季晔. 具有弱耦合无奇异特征的空间移动并联机构

- 收稿日期:2023-10-17

动态数据交换 OPC/DDE 技术,实现液压回路与博途 PLC 程序的数据通信和仿真调试^[19]。通过此电液回路的方法进行仿真设计,验证表明:所设计的控制功能达到设计要求,设计过程简单快速,能完全满足实际需求,降低了开发的成本。整个仿真设计为类似的电液控制回路开发提供了一种可行参考,也可作为项目教学案例在学校的专创融合课程中使用^[20]。

- [1] 王毅. 煤矿液压支架电液控制系统设计研究[J]. 机械管理开发, 2025, 40(3): 218-220.
- [2] 孙移. 基于 OPC 技术的 PLC 与 FluidSIM-P 气动控制仿真[J]. 机械制造与自动化, 2010, 39(6): 125-127.
- [3] 王海荣. 矿用液压绞车自动控制系统研究[J]. 能源与节能, 2025(3): 258-260.
- [4] 高俊. 液压伺服同步系统仿真建模与控制策略研究[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2024.
- [5] 拜颖乾, 王斌文, 赵涛. 盾构螺机后仓门液压系统仿真控制研究[J]. 机械设计与制造, 2024(9): 64-69.
- [6] 孙伟, 孙志朋. 电厂输煤采样机的液压系统设计[J]. 液压与气动, 2010, 34(4): 49-51.
- [7] 徐鹏, 师建鹏, 郅永军, 等. 大型液压挖掘机电液控制系统半物理仿真方法[J]. 液压与气动, 2025, 49(3): 111-122.
- [8] 詹志明, 陈宏胜. 煤炭采样机电液控制回路设计[J]. 安徽科技学院学报, 2021, 35(4): 89-94.
- [9] 朱凌宏. 基于 PLC 的液压驱动式机械手动动作设计[J]. 机床与液压, 2011, 39(6): 79-80, 104.

- 收稿日期: 2023-11-07