

“嫦娥五号”月球探测器着陆姿态模拟装置设计

高 奔, 韩佩彤, 石光达, 盆洪民*, 冉江南, 李 祺
(天津航天机电设备研究所, 天津 300458)

摘要: 着眼于在地面进行月球探测器着陆姿态模拟, 以验证采样机械臂的工作性能, 文章采用升降平台加并联调姿平台的串、并混联机构形式, 设计了一种能够满足俯仰和滚动姿态模拟以及升降高度调节需求的姿态模拟装置。调试和试验表明, 升降平台高度范围满足 450~900 mm; 并联调姿平台在俯仰和滚动角度为 -20° ~ 20° 时, 机构运行稳定且没有发生结构干涉, 姿态调节精度优于 0.1° , 满足使用要求。该装置成功应用于“嫦娥五号”采样机械臂地面采样验证试验。串、并结合的混联机构形式也为后续姿态调节类模拟装置的设计提供了一种新思路。

关键词: 姿态模拟装置; 并联调姿平台; 升降平台; 混联机构; 结构设计; 仿真分析

中图分类号: V476.3

文献标志码: A

文章编号: 1673-1379(2020)01-0065-08

DOI: [10.12126/see.2020.01.011](https://doi.org/10.12126/see.2020.01.011)

Design of a landing attitude simulator for Chang'e-5 spacecraft

GAO Ben, HAN Peitong, SHI Guangda, PEN Hongmin*, RAN Jiangnan, LI Qi
(Tianjin Institute of Aerospace Mechanical and Electrical Equipment, Tianjin 300458, China)

Abstract: To simulate the landing attitude of the lunar spacecraft on the ground for verifying the performances of the sampling arm, an attitude simulator of hybrid mechanisms is developed, combined with a lift platform and a parallel attitude adjusting platform. It is validated by tests to show that the lift platform is capable of adjusting the height in a range of 450~900 mm; while the parallel attitude adjusting platform enjoys a precision better than 0.1° , with no structural interference at a pitch angle and the same roll angle between -20° and 20° . This simulator is successfully applied in the ground experiment of the lunar surface sampling arm of the Chang'e-5 spacecraft. The type of the simulator also offers a new approach for designing the similar ground experiment equipment for spacecraft.

Keywords: attitude simulator; parallel adjustment platform; lift platform; hybrid mechanisms; structural design; simulation analysis

收稿日期: 2019-04-28; 修回日期: 2020-01-19

基金项目: 国家自然科学基金(青年基金)资助项目(编号: 51705363); 探月工程三期

引用格式: 高奔, 韩佩彤, 石光达, 等. “嫦娥五号”月球探测器着陆姿态模拟装置设计[J]. 航天器环境工程, 2020, 37(1): 65-72
GAO B, HAN P T, SHI G D, et al. Design of a landing attitude simulator for Chang'e-5 spacecraft[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2020, 37(1): 65-72

0 引言

采样机械臂是完成月面采样任务的关键设备。着陆器完成月面着陆后,由于着陆点月表的起伏和着陆器自身结构的原因,会发生一定的姿态和高度变化^[1-2],对采样机械臂等设备的器上工作条件产生影响。因此,需要在地面进行探测器着陆姿态模拟,以充分验证机械臂功能和性能的有效性,诸如视觉系统的有效性、工作空间的可达性以及采样动作的合理性等,从而保证机械臂顺利完成采样任务。

探测器着陆姿态模拟装置为实现高度和姿态变化模拟,需要满足1平动+2转动的三自由度要求。在同等条件下,并联机构与串联机构相比,具有结构紧凑、承载大、精度高、动态性能好等优势^[3-5],因而被广泛应用于姿态模拟和姿态调节的工况场合。其中三自由度并联机构研究和应用较多^[3,6-11],如3-RPS并联机构。一般情况下,3-RPS并联机构在动平台姿态变化时,两个姿态方向会产生伴随运动^[6],且姿态调整的转轴在一般位置时均为瞬时转轴,不总存在固定转轴^[7],不利于对定轴的姿态变化的模拟。而含有中间被动约束支链的3UPS-PU并联机构因约束支链的存在^[8-10],理论上动平台可以绕固定轴旋转,且3个自由度相互独立,运动过程中几乎无牵连产生,更加符合探测器姿态模拟的要求。

考虑到模拟装置包络尺寸的限制以及功能需求,本文采用升降平台与并联调姿平台结合的混联机构形式,实现姿态模拟装置对探测器着陆姿态的模拟。通过理论计算,结合虚拟样机仿真分析^[12],完成模拟装置的设计,并进行调试试验验证。

1 着陆姿态模拟装置主要性能要求

图1示出了着陆姿态模拟装置的主要性能要求,其具体描述为:

- 1)升降平台的高度调节范围为450~900 mm;
- 2)在不发生平动运动的情况下,俯仰和滚动姿态调整的转轴在空间位置尽可能保持不变;
- 3)姿态模拟装置的俯仰和滚动角范围为-20°~20°,且两姿态角尽可能互不影响;
- 4)姿态调整误差优于±0.1°。

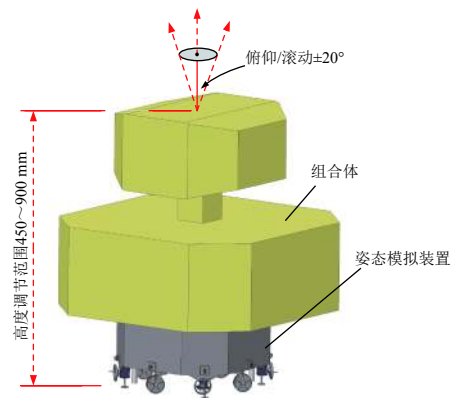


图1 着陆姿态模拟装置性能要求示意

Fig. 1 Performance requirements of the landing attitude simulator

2 着陆姿态模拟装置设计

2.1 总体结构

着陆姿态模拟装置的主要结构如图2所示。其中,并联调姿平台主要完成姿态调整和高度方向的微小补偿;升降平台实现组合体在要求的高度范围内的升降运动。升降平台与并联调姿平台相互独立,为可拆卸结构。模拟装置的控制采用“运动控制卡+伺服电机”的方案,实现姿态调整和升降功能的控制,整个控制系统集成于单独的电控柜中。

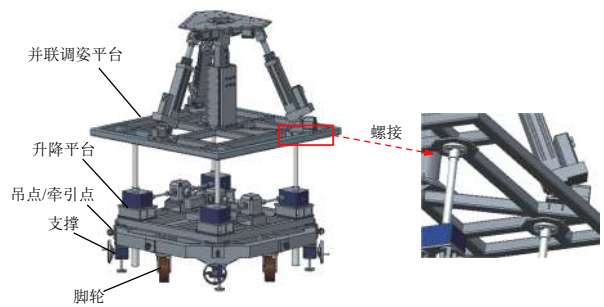


图2 着陆姿态模拟装置组成

Fig. 2 Structural composition of the landing attitude simulator

2.2 并联调姿平台

2.2.1 调姿机构的构型

调姿机构采用3UPS/PU构型(如图3所示),主要包括静平台、3条主动推杆(UPS)、1条恰约束中间支链(PU)以及动平台。根据经典自由度计算公式可得其自由度为

$$N = 6 \times 8 - 4 \times (6 - 2) - 4 \times (6 - 1) - 3 \times (6 - 3) = 3.$$

由中间约束支链与动平台连接形式不难得出,机构的3个自由度为2转动(静平台平行平面)+1平动(垂直于静平台平面方向)。

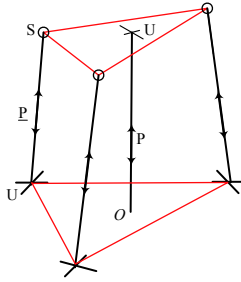


图 3 3UPS/PU 机构构型

Fig. 3 Configuration of 3UPS/PU mechanism

2.2.2 机构位置和速度逆解

1) 运动学位置逆解

图 4 为 3UPS/PU 并联机构简图, 主要包含动平台、主动推杆、被动支链和基座。其中主动推杆与基座通过虎克铰连接, 连接点 B_1 、 B_2 、 B_3 构成顶角为 γ 的等腰三角形, 其外接圆半径为 R ; 主动推杆与动平台通过球铰连接, 连接点 p_1 、 p_2 、 p_3 构成顶角同样为 γ 的等腰三角形, 其外接圆半径为 r ; 中间恰约束支链与基座固定, 并通过虎克铰与动平台连接, 虎克铰两轴线分别平行和垂直于直线 p_1p_2 。建立固定参考坐标系 $OXYZ$, 原点 O 设于 $\triangle B_1B_2B_3$ 外接圆圆心, Z 轴竖直向上, X 轴和 Y 轴分别与 p_1p_2 垂直和平行, 具体方向参见图 4 所示; 建立固定于动平台的坐标系 $Cxyz$, 原点 C 设于 $\triangle p_1p_2p_3$ 外接圆圆心, z 轴垂直于上平台张成的平面向上, x 轴和 y 轴分别与中间支链虎克铰轴线重合, 具体方向参见图 4 所示。3 条主动推杆的杆长分别为 l_i ($i=1,2,3$), 方向为 s_i ($i=1,2,3$); l_4 为中间支杆长度, s_4 表示其方向。令机构初始高度为 h_0 , 各杆件初始长度分别为 l_{i0} ($i=1,2,3,4$)。

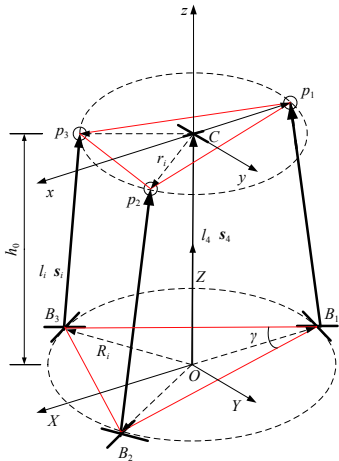


图 4 3UPS/PU 机构简图

Fig. 4 Schematic diagram of 3UPS/PU mechanism

在参考坐标系 $OXYZ$ 中, 铰点 B_i ($i=1,2,3$) 的坐标可以表示为

$$\begin{cases} B_1 = (-R, 0, 0)^T \\ B_2 = (R \sin(\pi/2 - \gamma), R \cos(\pi/2 - \gamma), 0)^T \\ B_3 = (R \sin(\pi/2 - \gamma), -R \cos(\pi/2 - \gamma), 0)^T \end{cases} \quad (1)$$

同理, 在动坐标系 $Cxyz$ 中, 上平台铰点 p_i ($i=1,2,3$) 的坐标可以表示为

$$\begin{cases} C p_1 = (-r, 0, 0)^T \\ C p_2 = (r \sin(\pi/2 - \gamma), r \cos(\pi/2 - \gamma), 0)^T \\ C p_3 = (r \sin(\pi/2 - \gamma), -r \cos(\pi/2 - \gamma), 0)^T \end{cases} \quad (2)$$

为方便设计和计算, 这里取 $\gamma=60^\circ$ 。

如前所述, 该机构具有 2 转动+1 平动自由度, 即绕 X 、 Y 轴的转动自由度和沿 Z 轴的移动自由度。对于动平台的姿态, 这里采用相对参考坐标系 $OXYZ$ 的欧拉角形式描述, 具体为相对 $OXYZ$ 坐标系进行 X - Y - Z 变换, 由于机构并没有 Z 方向的转动自由度, 所以采用 2 次变换可以得到旋转矩阵, 令绕固定坐标系 X 轴转 α , 再绕固定轴 Y 轴转动 β , 可以得到旋转矩阵 R_t 为

$$\begin{aligned} R_t &= \text{Rot}(Y, \beta) \text{Rot}(X, \alpha) = \\ & \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} = \\ & \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \alpha \sin \beta & \cos \alpha \sin \beta \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ -\sin \beta & \sin \alpha \cos \beta & \cos \alpha \cos \beta \end{bmatrix} = \\ & \begin{bmatrix} l_x & m_x & n_x \\ l_y & m_y & n_y \\ l_z & m_z & n_z \end{bmatrix} \quad (3) \end{aligned}$$

由式 (2) 和式 (3) 可以得到点 p_i ($i=1,2,3$) 在参考坐标系 $OXYZ$ 下的表示为

$$p_i = R_t^C p_i + C, \quad (i = 1, 2, 3). \quad (4)$$

其中 $C = (0, 0, Z_C)^T$, 表示点 C 在固定坐标系下的坐标。

主动推杆杆长 l_i ($i=1,2,3$) 即为上下平台相对应铰点 B_i ($i=1,2,3$) 和 p_i ($i=1,2,3$) 之间的距离, 因此得到如下表达式:

$$l_i = \|p_i - B_i\|, \quad (i = 1, 2, 3); \quad (5)$$

$$l_4 = |Z_C|; \quad (6)$$

$$s_i = \|p_i - B_i\|, \quad (i = 1, 2, 3); \quad (7)$$

$$s_4 = (0, 0, 1)^T. \quad (8)$$

式 (5) 和式 (6) 分别为动平台绕固定坐标系 X 轴和 Y 轴旋转角度 α 和 β 时, 主动推杆 l_i 和被动支链 l_4

的杆长;式(7)和式(8)分别为相应位形下,主动推杆 l_i 和被动支链 l_4 的方向矢量。

2)速度逆解

令动平台广义速度为 $\mathbf{V} = (\mathbf{v}, \boldsymbol{\omega})^T$,驱动杆的驱动速度为 $\mathbf{v}_i = (\mathbf{v}_{i1}, \mathbf{v}_{i2}, \mathbf{v}_{i3})^T$,设上平台铰点 $p_i (i=1,2,3)$ 的运动速度为 $\mathbf{v}_p = (\mathbf{v}_{p1}, \mathbf{v}_{p2}, \mathbf{v}_{p3})^T$,则有:

$$\mathbf{v}_p = \mathbf{v} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}_i \quad (9)$$

驱动速度为铰点速度在杆方向上的分量,即

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_i &= \mathbf{v}_p \cdot \mathbf{s}_i = \mathbf{s}_i^T \mathbf{v} + (\mathbf{r}_i \times \mathbf{s}_i)^T \boldsymbol{\omega} = \\ & \begin{bmatrix} \mathbf{s}_i^T & (\mathbf{r}_i \times \mathbf{s}_i)^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{v} \\ \boldsymbol{\omega} \end{bmatrix} = \\ & \mathbf{J}_V \begin{bmatrix} \mathbf{v} \\ \boldsymbol{\omega} \end{bmatrix}, (i=1,2,3). \end{aligned} \quad (10)$$

其中 \mathbf{J}_V 为机构的运动雅可比矩阵,

$$\mathbf{J}_V = \begin{bmatrix} \mathbf{s}_1^T & (\mathbf{r}_1 \times \mathbf{s}_1)^T \\ \mathbf{s}_2^T & (\mathbf{r}_2 \times \mathbf{s}_2)^T \\ \mathbf{s}_3^T & (\mathbf{r}_3 \times \mathbf{s}_3)^T \end{bmatrix}.$$

2.2.3 复合角的分解

为方便绕基座平面内任意轴进行姿态调整时的参数输入,需要将平面内任意角按照位置逆解中定义的 α 和 β 角形式进行适当分解。定义并联调姿机构动平台法向矢量为 \mathbf{P} ,其与地面的夹角为 θ ,即动平台绕 OXY 平面内任意轴的转角;定义 OXY 平面内过 O 点的矢量为方向矢量,其与 X 轴的夹角为方位角 δ ,范围为 $[0^\circ, 360^\circ)$ 。

根据2.2.2节中坐标系以及姿态角的定义,可以得到矢量 \mathbf{P} 依次绕 X 轴旋转 α 、绕 Y 轴旋转 β 角后的坐标为

$$\mathbf{P}' = \mathbf{R} \mathbf{t} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha \sin \beta \\ -\sin \alpha \\ \cos \alpha \cos \beta \end{bmatrix} = [X_a, Y_a, Z_a]^T. \quad (11)$$

图5所示为转角 θ 及方位角 δ 与俯仰角 α 及滚动角 β 之间的几何关系。

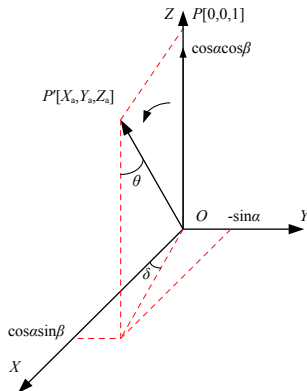


图5 坐标转换关系

Fig. 5 Coordinate transformations

具体为:

$$\begin{aligned} \cos \delta &= \frac{\cos \alpha \sin \beta}{\sqrt{1 - (\cos \alpha \sin \beta)^2}} = C_1; \\ \cos \theta &= \cos \alpha \sin \beta = C_2. \end{aligned}$$

求解可得:

$$\begin{aligned} \alpha &= \arccos \sqrt{C_1^2 - (C_1 - 1)C_2^2}; \\ \beta &= \arccos \left[\frac{C_2}{\sqrt{C_1^2 - (C_1 - 1)C_2^2}} \right]. \end{aligned}$$

其中 α, β 的取值范围为 $[0^\circ, 20^\circ]$ 。

2.2.4 结构设计和动力学仿真

并联调姿平台实际机械结构设计如图6所示,主要由3套相同的主动推杆组件、1套被动支链组件、运动平台和基座(固定平台)组成。主动推杆末端采用虎克铰形式与基座连接;考虑到工作空间和结构的布局限制,将推杆活塞端的球铰等效成虎克铰与杆自旋运动的合成的形式实现;基座与升降平台连接,运动平台与组合体相连接。并联调姿平台基本几何参数如表1所示。

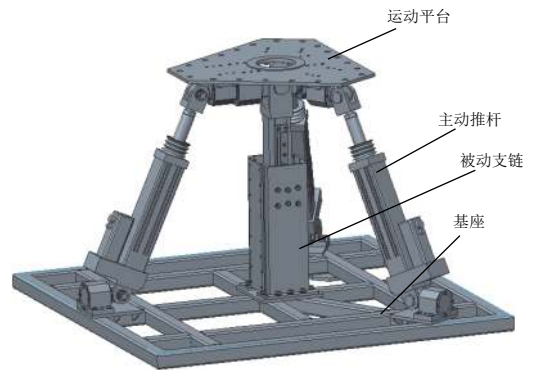


图6 并联调姿平台结构

Fig. 6 Structural compositions of the parallel platform

表1 调姿平台的几何参数

Table 1 Geometrical parameters of the parallel platform

单位: mm			
下平台铰点 外接圆半径 R	上平台铰点 外接圆半径 r	初始 高度 h_0	初始 杆长 L_0
653	320.5	956	820.4

在并联调姿平台中,主动推杆作为主要支撑和运动结构,运动和力学性能要求较高,这里选用较为成熟的电动推杆产品,并根据需要的行程和推力进行型号的确定。根据表1确定的结构参数,按照俯仰和滚动角度调节范围分别为 $-20^\circ \sim 20^\circ$ 的要求,依据2.2.2节计算得到电动推杆的行程等相关参数要求,如表2所示。

表 2 电动推杆的行程要求
Table 2 The stroke of the active links

单位: mm		
最大杆长 L_{max}	最小杆长 L_{min}	所需行程 ΔL
967.2	709.6	257.6

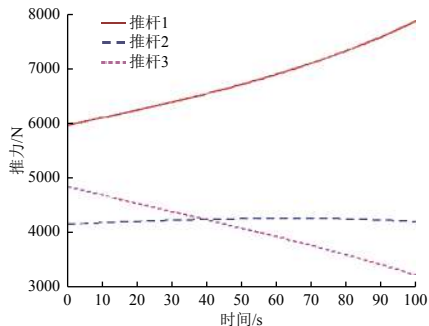
为减少理论计算, 这里采用仿真分析的方法计算主动推杆的推力。图 7 所示为简化后的调姿机构仿真模型, 将模型导入动力学仿真软件 ADAMS 中, 对模型施加标准重力加速度, 在运动平台几何中心处施加质量(约 1000 kg)及负载力(300 kg), 按照表 1 的尺度参数及 2.2.2 节中的位置逆解计算, 对调姿平台进行动力学仿真。



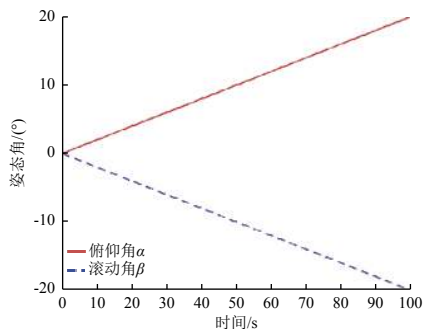
图 7 推杆推力仿真模型

Fig. 7 The simulation model of driving forces

主动推杆推力和平台姿态角仿真曲线如图 8 所示: 在整个 100 s 的运动过程中, 最大推力出现在动平台俯仰和滚动姿态由 $(0^\circ, 0^\circ)$ 变化到 $(20^\circ, -20^\circ)$ 的过程中, 推力峰值约为 7870 N。



(a) 推力



(b) 姿态角

图 8 主动推杆推力和平台姿态角仿真曲线

Fig. 8 Simulated driving forces of the active links and angles of the platform

考虑模型的误差、过载安全系数以及运动过程中可能产生的惯量等因素, 最终选取主动推杆(电动推杆)参数如表 3 所示。

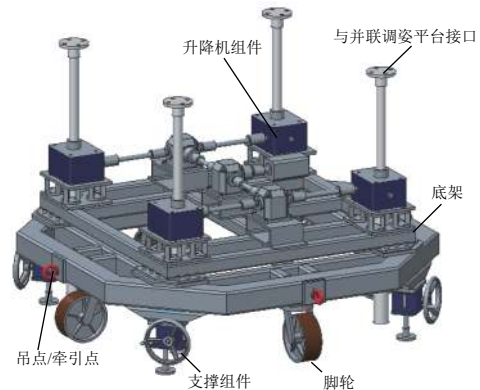
表 3 电动推杆性能参数

Table 3 Parameters of the linear actuators

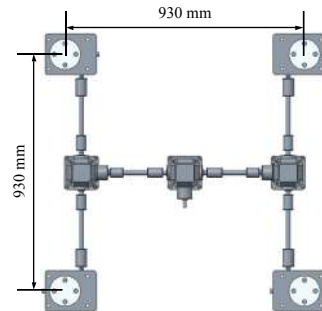
最大推力/kN	10
行程/mm	270
螺距/mm	5
定位精度/mm	0.005
重复定位精度/mm	0.02
最大运行速度/(mm·s ⁻¹)	20
备注	梯形丝杠

2.3 升降平台

升降平台采用“一拖四”的方式实现, 布局如图 9 所示, 主要包括底架、升降机组件以及完成转运、支撑、吊装等功能的附属件。升降机组件是升降平台实现上升和下降功能的主要部分。为保证运行平稳, 转向箱与升降机连接采用万向轴连接, 以减少安装和加工误差对传动系统的附加外力。



(a) 升降平台结构



(b) 升降机组件布局和尺寸

图 9 升降平台主要结构和尺寸

Fig. 9 Structural compositions and dimensions of the lift platform

按照调节时间以及承载要求, 预留安全系数后, 选取的伺服电机、升降机和转向箱的主要参数如表 4 所示。

表 4 升降机组件主要外购件规格和性能
Table 4 Parameters of the main parts of the lifting module

名称	规格型号	主要参数
升降机	SJ50-RN-C400-P	额定承载5 t, 减速比1:14, 有效行程600 mm, 可自锁
转向箱1	EC-80P01-i3.15	减速比1:3.15
转向箱2	EC-100P01-i2.5	减速比1:2.5
伺服电机	松下 MSME8-2G1T	功率750 W, 扭矩2.4 N·m, 额定转速3000 r/min

2.4 控制系统

1) 模拟装置的工作过程和控制模式

升降平台及并联调姿平台的控制方式采用容易实现精确定位的有上位机的外环 PID 控制, 整个系统的定位精度由电机驱动器和编码器共同保证。

并联调姿平台的工作过程如图 10 所示。具体为: 用户在人机交互程序中输入需要翻转的角度和升降高度值, 上位机通过运动学解算将翻转角度转换为各个电动推杆的伸缩量后传递给运动控制器, 由运动控制器将运动指令发送到电动推杆的伺服电机驱动器, 驱动电机工作; 在运动过程中, 编码器将电动推杆的真实移动距离反馈给驱动器, 实现闭环控制。另外, 当 3 个电动推杆中的任何一个运动到极限位置, 触发限位开关时, 3 个电动推杆同时停止工作, 并启动抱闸, 以保证系统安全。升降平台仅需控制升降机的高度, 其控制模式和过程与并联调姿平台类似。

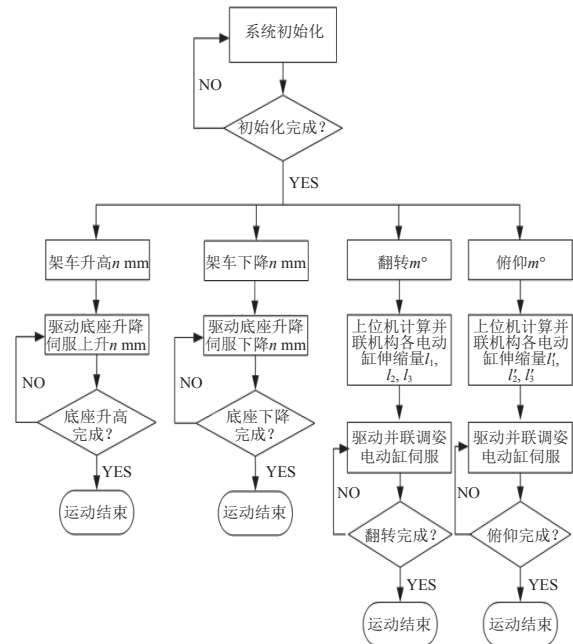


图 10 平台升降及翻转、俯仰控制过程框图

Fig. 10 Block diagram of lifting, pitching and rolling controls of the simulator

2) 控制系统硬件

模拟装置控制系统采用 PC 机+运动控制器+触摸屏的硬件结构型式, 具体包括控制单元、驱动单元、配电单元、液晶触摸屏、倾角传感器及限位开关等。

控制系统独立于姿态模拟装置, 集成于控制柜中, 其硬件结构框图如图 11 所示。

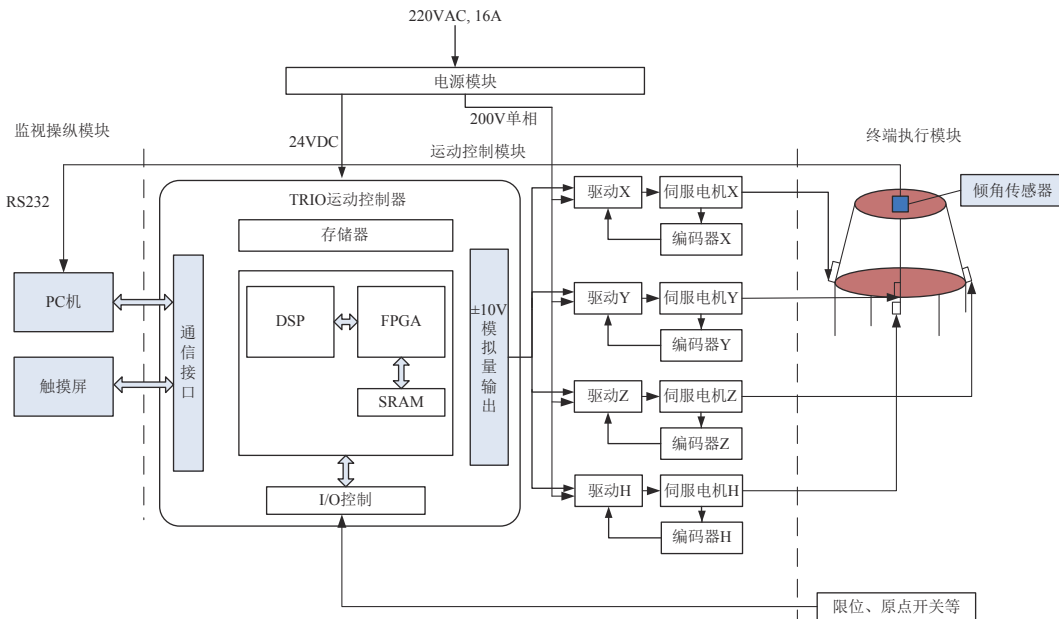


图 11 控制系统硬件结构框图

Fig. 11 Hardwares of the control system

3) 控制系统软件设计

模拟装置的软件主要完成人机交互界面显示、运动学反解、运动信息处理和实时监控、数据记录、参数设置、运动控制等功能。利用运动控制器提供的 ActiveX 控件在 VC++、C# 等环境下开发人机交互界面, 完成俯仰和翻转、升降等功能的参数输入和指令控制, 同时监视各个交流伺服电机的工作状态, 将运动信息实时显示并存储, 可以高效完成控制系统的全部功能。控制软件实现的功能如图 12 所示。

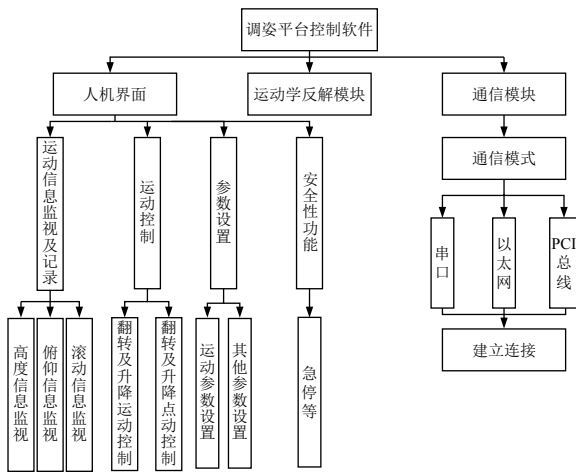


图 12 控制软件功能

Fig. 12 Functions of software of the control system

3 调试和试验

1) 运动范围和姿态调节精度

调节升降平台高度, 上下限位之间行程约为 500 mm, 可有效覆盖 450 mm 的行程需求。将升降高度调整至 350 mm, 在方位角 δ 为 0° 位置, 使上平台翻转角从 0° 开始慢速调整至 20° , 记录组合体上平面上倾角仪的实测数据。类似地, 在方位角 δ 分别为 45° 、 90° 、 135° 、 180° 、 225° 、 270° 、 315° 状态下翻转 20° , 记录姿态实测数据如表 5 所示。实际调试结果表明, 并联调姿平台在俯仰和滚动角度为 $-20^\circ \sim 20^\circ$ 时, 机构运行稳定且没有发生结构干涉。测算数据表明, 并联调姿平台的姿态调节精度优于 0.1° , 满足使用要求。同时, 实际运行结果也证明了 2.2.2 节的运动学分析在实际控制过程中的有效性。

2) 并联调姿平台电动推杆的实际推力

调试过程中, 采用松下伺服电机调试软件 (PANATEM) 对并联调姿平台推杆电机的实际运行状态进行监测, 在调姿平台上平台由俯仰和滚动姿

态 ($0^\circ, 0^\circ$) 运动到 ($20^\circ, -20^\circ$) 的过程中, 监测到伺服电机扭矩使用率峰值为最大, 约为 80%。通过线性换算得到实际推杆推力约为 8000 N, 与仿真分析得到的推力偏差在 5% 之内, 考虑到模型建立的误差和设备实际运行过程中的惯性力等影响, 上述误差值可以接受。实际调试和试验结果也表明, 通过仿真分析得到的结果满足工程需求。

表 5 不同方位角 δ 下翻转角 20° ($\theta=20^\circ$) 后实测姿态数据 Table 5 Measured attitude angle of the simulator turnover 20°

实测数据	$\delta/(\circ)$							
	0	45	90	135	180	225	270	315
$\alpha/(\circ)$	0.04	-13.48	-20.00	-13.41	0.14	13.46	20.01	13.68
$\beta/(\circ)$	20.03	14.86	0.04	-14.74	-20.01	-14.78	0.16	14.49
合成角度 $\theta/(\circ)$	20.03	20.06	20.00	19.92	20.01	19.99	20.02	19.92

4 结束语

采用并联调姿平台加升降平台的混联机构形式设计的探测器着陆姿态模拟装置, 达到了结构紧凑、承载能力大、精度高、运行平稳等预期目标, 主要体现为:

1) 3UPS/PU 形式的并联机构, 满足着陆姿态模拟装置对转轴和“牵连运动”的要求;

2) 在未采用特殊的精度补偿手段的情况下, 选取合适参数的驱动组件以及常用的编码器与驱动器结合的闭环控制模式, 3UPS/PU 并联机构可以实现较高的姿态调节精度, 能够满足实际工程应用需求;

3) 采用理论计算与软件仿真分析相结合的方式, 避免了繁冗的动力学计算, 得到了满足工程需求的并联调姿平台的推力参数; 同时, 仿真和调试试验结果表明, 对并联机构的位置逆解分析有效。

参考文献 (References)

[1] 秦家勇, 裴一飞, 王晶, 等. “嫦娥三号”巡视器热试验月面姿态模拟装置研制[J]. 航天器环境工程, 2017, 34(6): 656-661
 QIN J Y, PEI Y F, WANG J, et al. Design of tilt attitude simulator for thermal test of Chang'e-3 lunar rover on lunar surface[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2017, 34(6): 656-661

[2] 李日华, 袁伟峰, 高庆华, 等. 卫星真空热试验倾斜姿态模拟装置的设计[J]. 航天器环境工程, 2015, 32(5): 554-559

- LI R H, YUAN W F, GAO Q H, et al. Design of simulation device for spacecraft inclined posture in thermal vacuum test[J]. *Spacecraft Environment Engineering*, 2015, 32(5): 554-559
- [3] 黄真. 并联机器人机构学理论及控制[M]. 北京: 北京出版社, 1997: 1-11;187-224
- [4] 黄真, 赵永生, 赵铁石. 高等空间机构学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 326-328
- [5] STEWART D. A platform with six degrees of freedom[J]. *Proc Inst Mech Eng*, 1965/1966, 180(15): 371-386
- [6] 张立杰, 雷超, 郭菲, 等. 一种 3-RPS 并联平台机构偏转能力的分析[J]. *燕山大学学报*, 2012, 36(3): 196-200
- ZHANG L J, LEI C, GUO F, et al. Deflection capacity analysis of moving platform of a 3-RPS parallel mechanism[J]. *Journal of Yanshan University*, 2012, 36(3): 196-200
- [7] 黄真, 赵铁石, 王晶. 欠秩三自由度并联平台机构工作空间中的单纯性运动路径[J]. *机器人*, 1999, 21(3): 228-233
- HUANG Z, ZHAO T S, WANG J. Simple-motion trajectory in workspace of deficiency-rank three-DOF parallel manipulator[J]. *Robot*, 1999, 21(3): 228-233
- [8] 洪振宇, 张志旭, 许致华. 3-UPS/PU 飞行模拟器运动平台伺服电机参数预估[J]. *机械科学与技术*, 2016, 35(10): 1513-1519
- HONG Z Y, ZHANG Z X, XU Z H. Servomotor parameter estimation of the 3-UPS/PU motion platform of flight simulator[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2016, 35(10): 1513-1519
- [9] 张达. 3-UPS/PU 并联机构动力学建模及运动控制研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2016: 1-23
- [10] 高奔, 韩佩彤, 石光达, 等. 一种基于并联机构的航天器姿态模拟装置的设计开发[J]. *机械设计*, 2018, 35(12): 93-98
- GAO B, HAN P T, SHI G D, et al. Design of an attitude simulation platform for spacecraft based on the parallel mechanism[J]. *Journal of Machine Design*, 2018, 35(12): 93-98
- [11] 汪满心, 黄田. 1T2R 3 自由度并联机构拓扑结构综合[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(17): 1-7
- WANG M X, HUANG T. Type synthesis of 1T2R 3-DOF parallel mechanism[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(17): 1-7
- [12] 张静, 许东来. ADAMS 在并联机构运动学分析中的应用[J]. *机电工程*, 2010, 27(9): 57-60
- ZHANG J, XU D L. Application of ADAMS in parallel robot's kinematics analysis[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2010, 27(9): 57-60

(编辑: 张艳艳)

一作简介: 高奔(1986—), 男, 硕士学位, 研究方向为机器人机构设计及应用。E-mail: gblnhc@126.com。

*通信作者: 盆洪民(1980—), 男, 博士学位, 研究员, 研究方向为精密机械设计与制造、超精密加工与微纳制造。E-mail: hmpen23@126.com。