

DOI: 10.3901/JME.2023.11.213

新型 6-U(P/H)U 机构的分支螺旋转角^{*}

卢文娟¹ 孙金斯² 范朝辉¹ 侯雨雷² 刘亚² 曾达幸¹

(1. 东莞理工学院机械工程学院 东莞 523808;

2. 燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004)

摘要: Stewart 机构具有广泛的应用,针对传统 Stewart 机构在工程应用中造价偏高的问题,提出一种 6-U(P/H)U 机构对 Stewart 机构进行代替。根据螺旋电动缸的运动副为螺旋副或移动副,并基于 UPU 分支和 Stewart 机构的布置方式,确定 6-U(P/H)U 机构的构型。螺旋角的求解是位移误差以进行补偿的基础,提出基于理论计算、模拟仿真以及传感器进行螺旋角求解的方式。首先采用螺旋理论分别求解 6-U(P/H)U 机构和 6-UPU 机构的自由度,确定 6-U(P/H)U 机构不存在分支螺旋转角的位姿。然后对 6-U(P/H)U 机构的分支螺旋转角进行求解,并推导出包含分支螺旋转角误差的反解,以计算出考虑了位移误差后螺旋电动缸的实际伸长量。使用 ADAMS 对 6-U(P/H)U 机构的三维模型进行运动仿真,验证螺旋转角计算方法的正确性。利用机构的正解进行验证,确定分支螺旋转角对该机构的精度影响较小。最后搭建 6-U(P/H)U 机构的样机实物,验证机构的可行性。相较于传统的 Stewart 机构,6-U(P/H)U 机构中电动缸结构的复杂程度相对较低,同时分支的转动副关节数目更少,使得 6-U(P/H)U 机构的制造成本更低。因此,在一些应用精度不高的场合,6-U(P/H)U 机构是传统 Stewart 机构较为理想的替代机构。

关键词: 6-U(P/H)U 机构; 螺旋转角计算; Stewart 机构; 电动缸驱动

中图分类号: TH122

Rotation Angle of Branch Helix Based on 6-U(P/H)U Mechanism

LU Wenjuan¹ SUN Jinsi² FAN Zhaohui¹ HOU Yulei² LIU Ya² ZENG Daxing¹

(1. Institute of Science and Technology Innovation, Dongguan University of Technology, Dongguan 523808;

2. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract: Stewart mechanism has a wide range of applications. In view of the high cost of traditional Stewart mechanism in engineering applications, a 6-U(P/H)U mechanism is proposed to replace the Stewart mechanism. According to whether the motion pair of the helical electric cylinder is a helical pair or a moving pair, and based on the UPU branch and the arrangement of the Stewart mechanism, the configuration of the 6-U(P/H)U mechanism is determined. The solution of the helix angle is the basis for the compensation of the displacement error. A method of solving the helix angle based on theoretical calculation, simulation and sensor is proposed. Firstly, the degrees of freedom of the 6-U(P/H)U mechanism and the 6-UPU mechanism are solved by the helical theory, and the pose of the 6-U(P/H)U mechanism without the branch helix angle is determined. Then, the branch helix angle of the 6-U(P/H)U mechanism is solved, and the inverse solution including the branch helix angle error is derived to calculate the actual elongation of the helical electric cylinder after considering the displacement error. The motion simulation of the 3D model of the 6-U(P/H)U mechanism was performed using ADAMS to verify the correctness of the calculation method of the helix angle. The positive solution of the mechanism is used for verification, and it is determined that the branch helix angle has little effect on the

^{*} 国家自然科学基金(51905464, 51775473)、广东省重点建设学科科研能力提升(2021ZDJS084)、国家重点研发计划(2018YFB1307903)、广东省普通高校机器人与智能装备重点实验室(2017KSYS009)、东莞理工学院机器人与智能装备创新中心(KCYCXPT2017006)项目、东莞市社会科技发展(重点)(20185071021602)和 2021 年东莞市科技特派员(20211800500242)资助项目。20220727 收到初稿, 20221027 收到修改稿

accuracy of the mechanism. Finally, a prototype of the 6-U(P/H)U mechanism was built to verify the feasibility of the mechanism. Compared with the traditional Stewart mechanism, the complexity of the electric cylinder structure in the 6-U(P/H)U mechanism is relatively low, and at the same time, the number of rotating joints of the branches is less, which makes the 6-U(P/H)U mechanism lower manufacturing cost. Therefore, in some occasions where the application accuracy is not high, the 6-U(P/H)U mechanism is an ideal alternative to the traditional Stewart mechanism.

Key words: 6-U(P/H)U mechanism; helix angle calculation; Stewart mechanism; electric cylinder drive

0 前言

Stewart 机构作为最早被理论分析和实际应用的并联机构^[1-2], 学者对其奇异性^[3-4]、运动学^[5]和动力学^[6]等内容有着深入的研究, 并将该机构应用于多个领域: 汽车驾驶模拟^[7]、地震模拟^[8]、船舶模拟^[9]、飞行模拟^[10-11]和轮足式运动机器人^[12]等都可采用 Stewart 机构实现; 我国的天马射电望远镜^[13]、南山射电望远镜^[14]和 500 m 口径球面射电望远镜^[15-17]均采用 Stewart 机构作为定位装置。

Stewart 机构由动、定平台和 6 根驱动分支组成, 驱动分支通过球铰或虎克铰与动、定平台相连接^[18], 其中 6 根驱动分支的制造成本占据总成本中较大的一部分。Stewart 机构的驱动分为电动缸、液压缸和气缸, 其中电动缸具有低惯量、高响应和优异的稳定性等特点, 应用电动缸代替或部分替代液压和气压传动已成为未来发展趋势^[19]。本文根据电动缸中的螺母受到限制与否, 将电动缸分为移动电动缸和螺旋电动缸, 若电动缸中的螺母在结构上受到限制, 将其称为移动电动缸, 反之为螺旋电动缸。移动电动缸的运动副为移动副, 为限制移动电动缸中螺母的螺旋运动, 通过在电动缸的缸体开槽和缸杆安装导向键等方法实现。螺旋电动缸的运动副为移动副或螺旋副, 其螺母的螺旋运动没有被限制, 导致其不具有确定的运动, 需通过外力完全或部分限制螺母的运动从而使其具有确定的运动。因此, 相较于移动电动缸, 螺旋电动缸结构的复杂程度相对较低, 造价也相对便宜。螺旋电动缸在外力作用下, 其运动为移动和螺旋的交替运动。当电动缸中螺母没有被外力限制时, 其运动为瞬时螺旋, 螺母被外力限制时, 其运动为瞬时移动。当电动缸进行螺旋运动时, 其螺旋副产生的转动会附加一定量的直线位移, 从而影响了电动缸预期的伸长量。而螺旋副转动时的螺旋转角大小与其产生的直线位移量又有着紧密联系, 因此, 为了补偿螺旋运动产生的直线位移误差, 研究分支螺旋转角及其求解方式就显得尤为重要。

学者利用螺旋电动缸的运动副为移动副或螺旋副的特性设计出一些并联机构。赵永生等^[20]将移动电动缸驱动的 3-UPS-S 机构简化设计为螺旋电动缸驱动 3-UPHU-S 机构, 利用变换矩阵求解出电动缸分支的螺旋转角, 对螺旋转角产生的伴随位移进行补偿。丛明等^[21]对一种 6-UHU 机构进行分析, 采用几何关系求解分支螺旋转角。但机构的命名并不准确, 由于 UHU 分支的自由度数最大为 5, 与文中求解出机构的自由度数 6 并不符合。DU 等分别采用四元数^[22]、变换矩阵^[23]和分支两端转动副的转角差^[24]等方法求解螺旋电动缸的“被动旋转”。但 DU 的研究均为理论分析, 没有实物进行验证。HUANG 等^[25]对“一种 Stewart 机构的被动转动”通过几何关系法求解, 通过激光跟踪仪测量机构的实际位姿, 验证了分支螺旋转角求解方法的正确性。

本文基于传统 Stewart 机构, 采用了造价相对较低螺旋电动缸替代了 Stewart 机构中的移动电动缸, 使得电动缸分支的运动由单一的移动转变为移动和螺旋交替出现的不确定运动, 并在电动缸的两端采用虎克铰 U 分别于动、定平台相连, 设计了一种新型 6-U(P/H)U 机构的构型。针对由于螺旋电动缸的不确定运动而导致产生的位移误差问题, 在借鉴前人研究的基础之上, 提出了三种求解机构螺旋转角的方式, 并对其中的理论计算和模型仿真求解方式进行分析, 最后探究了分支螺旋转角对机构的位姿误差的影响, 并搭建样机实物验证了机构的可行性。

1 6-U(P/H)U 机构的运动确定性

1.1 6-U(P/H)U 机构的提出

图 1 为本文所提出机构的机构简图。机构分支的两端采用了虎克铰 U 与动定平台相连接。机构的驱动部件采用了螺旋电动缸, 使得机构的分支引入了移动副 P 和螺旋副 H。由于各分支和动平台对螺旋电动缸中的螺母存在一定的限制作用, 使得机构分支的移动副和螺旋副以一种交替出现的形式存在。由于该并联机构是通过采用 6 个上述机构分支, 并在黄真等^[26]提出的 UPU 分支布置方式的基础之

上, 结合 Stewart 机构的布置方式所组建而成, 因此将其称为 6-U(P/H)U 机构。

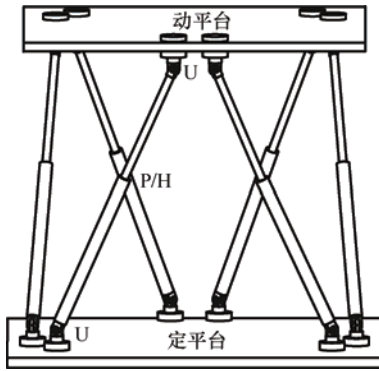


图 1 6-U(P/H)U 机构简图

6-U(P/H)U 机构处于初始位姿时, 与动、定平台相连接虎克铰中的转动副关节轴线方向均与动、定平台相垂直; 与螺旋电动缸两端相连接虎克铰中的转动副轴线方向均与动、定平台相平行。

1.2 6-U(P/H)U 机构自由度计算

首先基于螺旋理论确定 6-U(P/H)U 机构的自由度, U(P/H)U 分支的布置如图 2 所示。

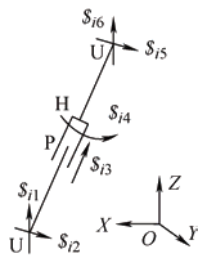


图 2 U(P/H)U 分支简图

由于螺旋电动缸中 P 副和 H 副两种运动副交替存在, 即两种运动副在机构的运动过程中均起到了作用。因此, 对 U(P/H)U 分支进行螺旋分析时应认为两种运动副均存在, 基于 UPHU 分支对 U(P/H)U 分支进行分析。UPHU 分支的螺旋系为

$$\begin{cases} \mathbf{s}_{i1} = [0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T \\ \mathbf{s}_{i2} = [l_{i2} \ m_{i2} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T \\ \mathbf{s}_{i3} = [0 \ 0 \ 0 \ x_{i3} \ y_{i3} \ z_{i3}]^T \\ \mathbf{s}_{i4} = [l_{i4} \ m_{i4} \ n_{i4} \ x_{i4} \ y_{i4} \ z_{i4}]^T \\ \mathbf{s}_{i5} = [l_{i5} \ m_{i5} \ 0 \ x_{i5} \ y_{i5} \ z_{i5}]^T \\ \mathbf{s}_{i6} = [0 \ 0 \ 1 \ x_{i6} \ y_{i6} \ 0]^T \end{cases} \quad (1)$$

式中, i 表示机构的分支数, 数字 1~6 表示从下到上的六个运动副, 转动副 1 和转动副 2 由虎克铰提供, 移动副 3 和螺旋副 4 均由螺旋电动缸提供, 转动副 5 和转动副 6 由虎克铰提供。

由式(1)确定 UPHU 分支螺旋系的秩为 6, 因此, 分支不存在反螺旋和公共约束, 由机构的自由度计算公式

$$M = d(n - g - 1) + \sum_{i=1}^g f_i + v \quad (2)$$

式中, 6-U(P/H)U 机构阶数 d 为 6, 构件数 n 为 14, 运动副数 g 为 18, f_i 表示第 i 个运动副的自由度数, 各运动副自由度之和为 36, 冗余约束 v 为 0。因此, 6-U(P/H)U 机构的自由度数 M 等于 6。6-U(P/H)U 机构自由度数的确定, 不仅验证了机构运动的可行性, 而且为下文 6-U(P/H)U 机构不存在螺旋误差的位姿分析提供了依据。

1.3 6-U(P/H)U 机构不存在螺旋误差的位姿

6-U(P/H)U 机构的分支螺旋误差是由于电动缸中存在螺旋副 H。因此, 当 6-U(P/H)U 机构中的 H 副没有起作用时, 此时机构的分支不存在螺旋转角, 也不会导致机构产生运动偏差。而 6-U(P/H)U 机构中 P 副和 H 副均由螺旋电动缸产生, 当电动缸中的 H 副被完全约束时, 电动缸的运动为直线运动。此时, 螺旋电动缸等效为移动电动缸, 6-U(P/H)U 机构转化为 6-UPU 机构。因此, 通过对 6-UPU 机构的自由度进行分析, 可确定 6-U(P/H)U 机构不存在螺旋误差的位姿。基于 U(P/H)U 分支确定的 UPU 分支简图如图 3 所示。

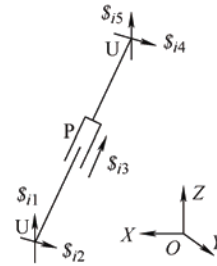


图 3 UPU 分支简图

UPU 分支的螺旋系为

$$\begin{cases} \mathbf{s}_{i1} = [0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T \\ \mathbf{s}_{i2} = [l_{i2} \ m_{i2} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T \\ \mathbf{s}_{i3} = [0 \ 0 \ 0 \ x_{i3} \ y_{i3} \ z_{i3}]^T \\ \mathbf{s}_{i4} = [l_{i4} \ m_{i4} \ 0 \ x_{i4} \ y_{i4} \ z_{i4}]^T \\ \mathbf{s}_{i5} = [0 \ 0 \ 1 \ x_{i5} \ y_{i5} \ 0]^T \end{cases} \quad (3)$$

式中, i 为机构的分支数目, 数字 1~5 表示从下到上的五个运动副。

根据式(3)求解出的分支反螺旋为

$$\mathbf{s}_{i1}^r = [0 \ 0 \ 0 \ l_{i12}^r \ m_{i12}^r \ 0]^T \quad (4)$$

且存在式(5)所示的对应关系

$$l_{i2}^r l_{i2}^r + m_{i2}^r m_{i2}^r = 0 \quad (5)$$

由式(4)可知分支反螺旋为力偶矢,约束了机构两个方向的转动。因此,6个分支对机构的约束可通过6个反螺旋力偶矢表示,且6个反螺旋力偶矢线性相关,求得机构的约束为

$$\begin{cases} \mathbf{s}_1^r = [0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0]^T \\ \mathbf{s}_2^r = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0]^T \end{cases} \quad (6)$$

由式(6)可知,6-UPU机构绕X轴和Y轴的转动被限制,机构可实现三维移动和绕Z轴的转动,即机构的自由度数为4。因此,6-U(P/H)U机构沿三维移动和绕Z轴转动时分支的H副不存在,即电动缸中螺母的运动为移动。因此,该6-U(P/H)U机构沿三维移动和绕Z轴转动时不存在分支螺旋误差。

2 6-U(P/H)U 机构分支螺旋转角求解

通过求解电动缸的螺旋转角,可对机构分支的螺旋误差进行补偿。U(P/H)U分支中两个U副的布置方式可分为平行、垂直和相交,当分支布置方式不同时,求解电动缸螺旋转角的方法也会发生变化。对于6-U(P/H)U机构,求解螺旋转角的方法可分为以下三种方式。

(1) 通过理论计算求解。理论计算是求解分支螺旋误差的最佳方式,将求解出的螺旋转角转化为位移代入机构反解,消除分支螺旋转角导致的位姿偏差。但机构的布置方式发生变化时,分支螺旋转角的求解方法也会改变。

(2) 借助仿真软件进行求解。在建立机构的三维模型后,可借助ADAMS等软件的运动仿真功能求解电动缸分支的螺旋转角。但该方式仅适用于特定的运动轨迹,且当机构的尺寸改变后,需要重新对模型进行仿真,操作较为繁琐。

(3) 借助角度传感器等测量装置进行辅助求解。但该方式对传感器的精度和实时性要求较高,同时会增加机构的生产成本。当测量装置的成本较高时,相较于Stewart机构,6-U(P/H)U机构不具有成本优势,因此该方式对测量装置的成本有一定的限制。

此外,采用上述的理论计算求解和仿真求解两种方式对机构进行分支螺旋误差补偿时都可能会产

生二次误差,这是因为在对分支螺旋误差进行补偿时,螺母有可能产生微小的螺旋运动从而导致分支位移误差,但二次误差值极小,可忽略不计。本文主要对上述前两种求解螺旋转角的方式进行分析。

2.1 基于理论计算的螺旋转角求解

由于电动缸两端的虎克铰和电动缸固连,因此,将电动缸的螺旋转角转化为求解电动缸两端转动副轴线方向的角度差。电动缸分支和两端虎克铰的三维模型以及分支简图如图4所示。

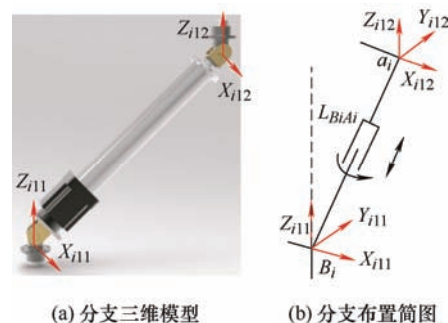


图4 电动缸分支布置图

如图4所示,分别在与电动缸两端相连接的虎克铰处建立坐标系,与电动缸下端相连接的转动副方向矢量设为 \mathbf{X}_{i11} ,与电动缸上端连接转动副矢量设为 \mathbf{X}_{i12} 。 \mathbf{Z}_{i11} 为定平台法矢量,同时也是与定平台相连接转动副的轴线方向矢量。同理, \mathbf{Z}_{i12} 为动平台的法矢量,也是动平台相连接转动副的轴线方向矢量。 \mathbf{a}_i 为与动平台虎克相连接的坐标点, \mathbf{a}_i 转化到定平台坐标系的坐标点为 \mathbf{A}_i , \mathbf{B}_i 为定平台虎克铰的坐标点。定平台的法矢量 \mathbf{Z}_{i11} 为 $(0, 0, 1)^T$,动平台的法矢量 \mathbf{Z}_{i12} 通过 \mathbf{Z}_{i11} 表示为

$$\mathbf{Z}_{i12} = \mathbf{T} \cdot \mathbf{Z}_{i11} \quad (7)$$

式中, \mathbf{T} 为动平台和定平台坐标系的变换矩阵。本文采用ZYX欧拉角变换,变化矩阵 \mathbf{T} 为

$$\mathbf{T} = \begin{pmatrix} c\beta c\gamma & -c\alpha s\gamma + s\alpha s\beta c\gamma & s\alpha s\gamma + c\alpha s\beta c\gamma \\ c\beta s\gamma & c\alpha c\gamma + s\alpha s\beta s\gamma & -s\alpha c\gamma + c\alpha s\beta s\gamma \\ -s\beta & s\alpha c\beta & c\alpha c\beta \end{pmatrix} \quad (8)$$

式中,c和s分别为余弦函数cos和正弦函数sin的简写, α 、 β 和 γ 分别表示动平台绕X轴、Y轴和Z轴转动的角度。

转动副方向矢量 \mathbf{X}_{i11} 通过分支矢量 \mathbf{L}_{BiAi} 和定平台法矢量 \mathbf{Z}_{i11} 的叉积进行求解

$$\mathbf{X}_{i11} = \mathbf{L}_{BiAi} \times \mathbf{Z}_{i11} \quad (9)$$

同理, \mathbf{X}_{i12} 为

$$\mathbf{X}_{i12} = \mathbf{L}_{BiAi} \times \mathbf{Z}_{i12} = \mathbf{L}_{BiAi} \times (\mathbf{T} \cdot \mathbf{Z}_{i11}) \quad (10)$$

利用空间矢量的夹角公式, 电动缸螺旋转角 φ 的计算式为

$$\varphi = \arccos \frac{(\mathbf{L}_{BiAi} \times \mathbf{Z}_{i11})(\mathbf{L}_{BiAi} \times (\mathbf{T} \cdot \mathbf{Z}_{i11}))}{|\mathbf{L}_{BiAi} \times \mathbf{Z}_{i11}| |\mathbf{L}_{BiAi} \times (\mathbf{T} \cdot \mathbf{Z}_{i11})|} \quad (11)$$

电动缸分支补偿位移 Δl 的绝对值为

$$|\Delta l| = \frac{|\varphi| P_h}{2\pi} \quad (12)$$

式中, P_h 为丝杠的导程。

由反余弦函数的特性, 当分支螺旋转角小于等于 90° 时, 求解出的螺旋转角 φ 均为正值。因此, 需要对缸杆相对缸体的转动方向进行判定, 对电动缸位移补偿值 Δl 的正负值进行判定。因此, 将矢量 \mathbf{X}_{i11} 和 \mathbf{X}_{i12} 作叉积

$$\mathbf{X}_{Li} = \mathbf{X}_{i11} \times \mathbf{X}_{i12} \quad (13)$$

将列矢量 \mathbf{X}_{Li} 表示为 $[a_i, b_i, c_i]^T$, 根据右手定则, 通过 c_i 的正负性对 Z 轴转动方向进行判定, 确定位移补偿值的正负性。 \mathbf{X}_{i12} 相对 \mathbf{X}_{i11} 逆时针转动时, Z 轴向上, c_i 值为正, 如图 5 所示。顺时针转动时, c_i 值为负。

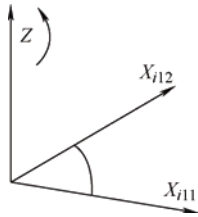


图 5 右手定则判定

在不考虑分支螺旋误差导致的杆长误差时, 6-U(P/H)U 机构的反解为

$$l_i = \sqrt{(\mathbf{T}\mathbf{a}_i + \mathbf{P})^2 - \mathbf{B}_i^2} \quad (14)$$

式中, \mathbf{P} 为动平台参考点在定平台的坐标值。

在式(14)的基础上, 考虑分支螺旋转角时, 6-U(P/H)U 机构的反解为

$$l'_i = l_i + \Delta l = \frac{\varphi P_h}{2\pi} \pm \sqrt{(\mathbf{T}\mathbf{a}_i + \mathbf{P})^2 - \mathbf{B}_i^2} \quad (15)$$

通过求解出考虑分支螺旋误差的反解, 从而消除了 6-U(P/H)U 机构分支螺旋转角导致的机构位姿误差。

2.2 基于模型仿真的螺旋转角求解

通过模型仿真求解电动缸分支的螺旋转角可验证计算方法的正确性, 也可对三维模型的建模精度进行验证。已知动平台绕 X 轴或 Y 轴转动时会产生

分支螺旋误差, 因此, 以动平台绕 X 轴转动为例进行仿真分析。

6-U(P/H)U 机构的基本参数设定如表 1 所示。由于分支长度的限制, 将机构绕 X 轴转动 15° 为例进行仿真分析。

表 1 6-U(P/H)U 机构的基本参数

动平台半径/mm	定平台半径/mm	平台初始高度/mm	定平台短边夹角/(°)	动平台短边夹角/(°)
874.605	621.718	808.517	4.591	53.535

根据机构的基本参数, 设计出 6-U(P/H)U 机构的简化模型并将其放入 ADAMS 软件中, 添加相应的运动副约束, 并将移动副作为驱动。机构绕 X 轴正向转动 15° 时模型如图 6 所示。

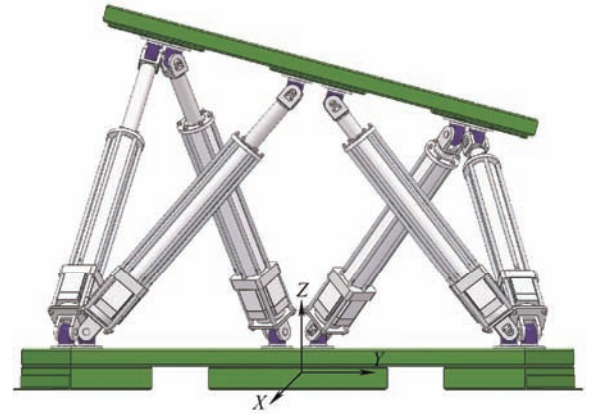


图 6 平台正向转动 15°

使用 ADAMS 进行模型仿真获取电动缸螺旋转角的步骤为: 采用不考虑螺旋转角的反解求出模拟平台在运动过程中各分支杆长的变化值, 将杆长变化作为位置驱动, 通过 ADAMS 中的运动副测量功能对电动缸分支的螺旋转角进行测量, 从而获取电动缸的螺旋转角。动平台从初始位姿沿 X 轴正向转动 15° 时各个电动缸分支的螺旋转角如图 7 所示。

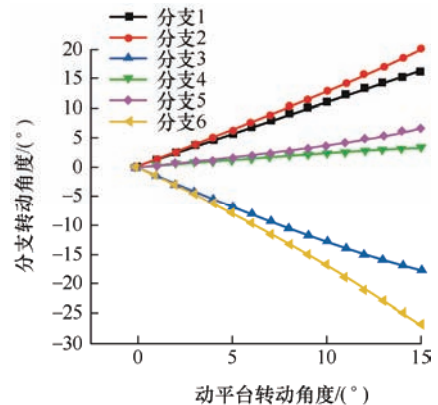


图 7 分支转动角度

分支螺旋角度的正负性由缸杆相对缸体的转动方向确定,从缸体看向缸杆,设定顺时针为正,逆时针为负。同时,采用计算方法求解出该机构绕 X 轴正向转动 15° 时电动缸的螺旋角。机构沿 X 轴转动到 15° 时各个电动缸分支螺旋角的计算值和仿真值如表 2 所示。

表 2 各分支螺旋转动角度

分支转角 /(°)	分支 1	分支 2	分支 3	分支 4	分支 5	分支 6
模型仿真 转角	16.261	19.999	-17.816	3.317	6.640	-26.857
理论计算 转角	16.261	19.999	-17.816	3.317	6.640	-26.857

由表 2 可知,在保留 3 位小数的情况下,通过理论计算和运动仿真求解出的分支螺旋角值完全一致,验证了理论计算的正确性。

2.3 分支螺旋误差对平台精度的影响

通过对分支螺旋误差转角进行求解,实现了对机构中各分支位移误差的补偿,并通过仿真验证了理论计算的正确性。与此同时,求解出的分支螺旋角也可用于确定对机构位姿的影响。确定分支螺旋角对机构位姿误差影响的分析步骤为:首先,确定机构的理论运动位姿,求解出各个电动缸分支的螺旋角,确定各个分支的杆长误差,计算出各个分支的实际杆长值;然后,通过 6-U(P/H)U 的正解求解出平台的实际位姿值;最后,通过平台的实际位姿值和理论值进行比较,获取分支螺旋误差对机构位姿影响。

已知动平台绕 X 轴正向转动 15° 时,各个电动缸分支的螺旋角如表 2 所示。因此,以动平台绕 X 轴正向转动 15° 为例进行分析。在动平台运动过程中,螺旋误差导致的杆长误差值、理论杆长值和实际杆长值如表 3 所示,其中螺旋电动缸中的丝杠导程为 20 mm。

表 3 分支杆长

电动缸 分支	分支 1	分支 2	分支 3	分支 4	分支 5	分支 6
杆长误差 值/mm	0.90	1.11	-0.99	0.18	0.37	-1.49
理论杆 长/mm	1 141.29	940.23	939.70	1 032.01	1 060.01	1 166.25
实际杆 长值/mm	1 142.19	941.34	938.71	1 032.19	1 060.38	1 164.76

根据各个分支的实际杆长,通过正解求解出的动平台的位姿如表 4 所示。

表 4 动平台中心点实际位姿值

平台 参数	X/mm	Y/mm	Z/mm	X 轴转 动角 /(°)	Y 轴转 动角 /(°)	Z 轴转 动角 /(°)
理论 位姿	0	0	0	15	0	0
实际 位姿	-2.59	0.11	-0.22	15.01	0.01	0.002

通过表 4 中机构位姿的实际值和理论值进行比较,得出动平台绕单方向转动时在各个方向的位姿均会出现误差。同时,由平台位姿的差值可知,该机构的动平台转角绕 X 轴转动 15° 时,分支螺旋误差对动平台的位姿误差影响较小。对模拟平台的运动精度要求较低时,例如用于娱乐场所的模拟平台,文中结构参数的机构在没有进行螺旋补偿时,也可满足使用要求。对于其他结构参数的 6-U(P/H)U 机构,则需要根据应用场合进行具体分析。

根据上述的理论分析和机构结构参数,并对机构进行细化设计,搭建出 6-U(P/H)U 机构的样机,如图 8 所示。

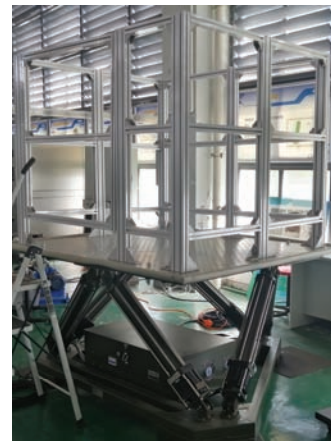


图 8 基于 6-U(P/H)U 机构的地震模拟平台

采用包含分支螺旋误差的反解,对该 6-U(P/H)U 机构进行控制。从而确定了采用六个螺旋电动缸进行驱动的 6-U(P/H)U 机构具有确定的运动,并可实现各个方向的运动。

3 结论

(1) 基于一种 UPU 分支和 Stewart 机构的布置方式,将螺旋电动缸作为驱动,提出一种 6-U(P/H)U 机构。相较于传统的 Stewart 机构,6-U(P/H)U 机构的驱动结构更为简单,同时减少了分支转动副关节,使得该机构的造价更低。

(2) 基于螺旋理论确定了 6-U(P/H)U 机构的自由度数为 6,6-UPU 机构的自由度为 4,从而确定了

6-U(P/H)U 机构沿三维移动和绕 Z 轴转动时不存在分支螺旋误差, 为求解机构分支的螺旋转角提供了依据。

(3) 提出了三种求解分支螺旋转角的方式, 并对其中的理论求解和仿真求解方式进行分析。通过将电动缸的螺旋转角转化为求解电动缸两端转动副轴线方向的角度差, 得出了 6-U(P/H)U 机构分支螺旋转角的理论计算公式, 并确定了 6-U(P/H)U 机构包含分支螺旋误差的反解公式, 从而消除了分支螺旋转角对机构运动位姿的影响, 并结合仿真计算验证了求解公式的正确性。通过分支螺旋转角的值确定其对机构的位姿误差影响较小, 在没有进行分支螺旋转角补偿时也可使用于对精度要求不高的场合。通过搭建样机, 验证了该机构的可行性。

参 考 文 献

- [1] FICHTER E F, KERR D R, REES-JONES J. The Gough-Stewart platform parallel manipulator: A retrospective appreciation[J]. ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science 1989-1996 (vols 203-210), 2009, 223(C1): 243-281.
- [2] STEWART D. A platform with six degrees of freedom[J]. Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 1966, 38(4): 30-35.
- [3] 李保坤, 曹毅, 张秋菊, 等. Stewart 并联机构位置奇异研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(9): 33-42.
LI Baokun, CAO Yi, ZHANG Qiuju, et al. Position-singularity analysis of the Stewart parallel mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 48(9): 33-42.
- [4] 程世利, 吴洪涛, 王超群, 等. 平面平台型 Stewart 并联机构的奇异性分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(9): 1-7.
CHENG Shili, WU Hongtao, WANG Chaoqun, et al. Singularity analysis of Stewart parallel mechanism with planar platform[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(9): 1-7.
- [5] NAG A, SAFAR V, BANDYOPADHYAY S. A uniform geometric-algebraic framework for the forward kinematic analysis of 6-6 Stewart platform manipulators of various architectures and other related 6-6 spatial manipulators[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 155: 104090.
- [6] TONG Z, GOSSELIN C, JIANG H. Dynamic decoupling analysis and experiment based on a class of modified Gough-Stewart parallel manipulators with line orthogonality[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 143: 103636.
- [7] 罗竹辉, 魏燕定, 周晓军, 等. 六自由度平台车辆运动模拟器变输入洗出算法[J]. 浙江大学学报, 2013, 47(2): 238-243.
LUO Zhuhui, WEI Yanding, ZHOU Xiaojun, et al. Research on variable input MCA for Stewart platform vehicle simulator[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2013, 47(2): 238-243.
- [8] URIBE J, RODRÍGUEZ B, REQUENA E A, et al. Control of a Stewart-Gough platform for earthquake ground motion simulation[M]. Industrial and Robotic Systems, 2019.
- [9] YC A, SZ A, WL B, et al. Sliding-mode control of ship-mounted Stewart platforms for wave compensation using velocity feedforward[J]. Ocean Engineering, 2021, 236: 109477.
- [10] EFTEKHARI M, KARIMPOUR H. Emulation of pilot control behavior across a Stewart platform simulator[J]. Robotica, 2018, 36(4): 1-19.
- [11] ZHAO J, WU D, GU H. Performance evaluation of Stewart-Gough flight simulator based on L1 adaptive control[J]. Applied Sciences, 2021, 11(7): 3288.
- [12] 王修文, 汪首坤, 王军政, 等. 基于异形 Stewart 平台的电动并联式六轮足机器人[J]. 机械工程学报, 2020, 56(13): 84-92.
WANG Xiuwen, WANG Shoukun, WANG Junzheng, et al. Parallel electric six-wheeled-foot robot based on special-shaped Stewart platform[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(13): 84-92.
- [13] 窦玉超, 姚建涛, 侯雨雷, 等. 65 米射电望远镜副面调整系统姿态精度监测与回零策略[J]. 机器人, 2012, 34(4): 399-405.
DOU Yuchao, YAO Jiantao, HOU Yulei, et al. Orientation precision monitoring and homing strategy of the subreflector adjusting system for 65 meters radio telescope[J]. Robot, 2012, 34(4): 399-405.
- [14] KAZEZKHAN G, XIANG B, WANG N, et al. Dynamic modeling of the Stewart platform for the NanShan Radio Telescope[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2020, 12(7): 2072263095.
- [15] 段清娟, 殷成熙, 段宝岩. FAST 50m 模型馈源支撑系统的结构参数优化[J]. 机械工程学报, 2017, 53(17): 31-35.
DUAN Qingjuan, YIN Chengxi, DUAN Baoyan.

- Parameter optimization of a feed structure for 50 m scaled model of the large spherical radio telescope[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(17): 31-35.
- [16] 姚蕊, 李庆伟, 孙京海, 等. FAST 望远镜馈源舱精度分析研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(17): 36-42.
- YAO Rui, LI Qingwei, SUN Jinghai, et al. Accuracy analysis on focus cabin of FAST[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(17): 36-42.
- [17] LIU Z, TANG X, WANG L. Research on the dynamic coupling of the rigid-flexible manipulator[J]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2015, 32: 72-82.
- [18] 叶鹏达, 尤晶晶, 仇鑫, 等. 并联机器人运动性能的研究现状及发展趋势[J]. 南京航空航天大学学报, 2020, 52(03): 363-377.
- YE Pengda, YOU Jingjing, QIU Xin, et al. Status and development trend of motion performance in parallel robot[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2020, 52(3): 363-377.
- [19] 邓琦. 行星滚柱丝杠电动缸应用现状[J]. 船舶工程, 2017, 39(S1): 143-146.
- DENG Qi. Applications status of on planetary roller screw electric cylinder[J]. Ship Engineering, 2017, 39(1): 143-146.
- [20] 许允斗, 仝少帅, 王增照, 等. 基于含复合转动直线驱动单元的并联机构运动原理分析[J]. 燕山大学学报, 2020, 44(03): 198-202.
- XU Yundou, TONG Shaoshuai, WANG Zengzhao, et al. Kinematic principle analysis of parallel mechanism based on compound rotary linear drive unit[J]. Journal of Yanshan University, 2020, 44(03): 198-202.
- [21] 丛明, 伍英华, 刘冬, 等. 基于 6-UHU 型并联机构的动载坦克模拟器螺旋耦合补偿[J]. 大连理工大学学报, 2012, 52(2): 209-214.
- CONG Ming, WU Huaying, LIU Dong, et al. Helical coupling compensation of dynamic load tank simulator based on 6-UHU type parallel mechanism[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2012, 52(2): 209-214.
- [22] DU S, SCHLATTMANN J, SCHULZ S, et al. Passive rotation compensation in parallel kinematics using quaternions[J]. PAMM, 2016, 16(1): 51-52.
- [23] DU S, SCHLATTMANN J, SCHULZ S, et al. Comparison of three methods of length compensation in a parallel kinematic and their equivalence conditions[C]// MATEC Web of Conferences, 2018, 198: 2003.
- [24] DU S, SCHLATTMANN J, SCHULZ S, et al. Passive rotation of rotational joints and its computation method[C]// IFToMM World Congress on Mechanism and Machine Science. Springer, Cham, 2019: 357-366.
- [25] HUANG Q, WANG P, LI B, et al. Analysis and compensation control of passive rotation on a 6-DOF electrically driven Stewart platform[J]. Mechanical Sciences, 2021, 12(2): 1027-1036.
- [26] 赵铁石, 陈江, 王家春, 等. 4-UPU 并联机器人机构及其运动学[J]. 中国机械工程, 2005, 16(22): 2034-2038.
- ZHAO Tieshi, CHEN Jiang, WANG Jiachun, et al. 4-UPU parallel manipulator mechanism and kinematics[J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(22): 2034-2038.

作者简介: 卢文娟, 女, 1983 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为机构学理论及应用、机器人技术。
E-mail: 2019123@dgut.edu.cn
曾达幸(通信作者), 男, 1978 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为并联机器人构型分析、型综合理论及应用。
E-mail: zengdx@dgut.edu.cn