DOI: 10.3901/JME.2020.13.093

一种基于多并联单元协同工作均载稳定平台的设计与分析*

杜安 郭盛 陈亚琼
(北京交通大学机器人研究中心 北京 100044)

摘要: 以 6-PUS 并联机构为基本单元, 设计一种多并联单元协同工作均载稳定平台。建立均载稳定平台在特定工程问题下的受力模型, 并进行分析, 证明利用均载稳定平台可以有效改善冲击力对系统的破坏。对于构成均载稳定平台的 6-PUS 并联单元, 进行位置逆解的推导分析与仿真验证。运用旋量法对并联机构的运动学进行理论推导, 并通过雅可比矩阵给出驱动的速度、驱动力与动平台的速度、外载力之间的映射关系。针对经过改良的新型刚柔混合 6-PUS 并联机构进行冲击力学响应分析, 验证刚柔混合构造对于抵抗冲击力具有显著优势。最后, 分析了均载稳定平台在存在外部干扰和力控制延迟时模型的有效性。

关键词: 并联机构; 均载稳定平台; 运动学; 旋量法; 刚柔混合结构

中图分类号: TH112

Design and Analysis of a Load Balancing Stabilized Platform Based on Multi-parallel Units Cooperative Work

DU An GUO Sheng CHEN Yaqiong
(Research Center of Robot, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044)

Abstract: A load balancing stabilized platform based on multi-parallel units cooperative work is designed with 6-PUS parallel mechanism as the basic unit. The force model of the load balancing stabilized platform under the specific engineering condition is established and analyzed to prove that the load balancing stabilized platform can effectively improve the damage of the impact force to the system. As to the 6-PUS parallel unit, the derivation analysis and simulation verification of the positional inverse solution are carried out. Meanwhile, the kinematics of the parallel mechanism is theoretically derived by the spin method, and the relationship of velocity and force among the drive member and the moving platform is given by the Jacobian matrix. Moreover, the impact force analysis of the improved rigid-flexible hybrid 6-PUS parallel mechanism is carried out to verify the significant advantages of the rigid-flexible hybrid structure in terms of resistance to impact. Finally, the validity of the model for the balancing stabilized platform is analyzed in dealing with some external disturbances and the control-delay problem of force.

Key words: parallel mechanism; load balancing stabilized platform; kinematics; spin method; rigid-flexible hybrid structure

0 前言

调姿稳定平台已广泛应用于飞机、汽车和船舶等的动态性能试验, 驾驶员培训和各种娱乐设施项目的运动模拟中。由于并联机构^[1-5]具有刚度高、精度高、承载能力强和响应速度快等特点, 常用作该类调姿稳定平台的承载受力单元。

对于调姿稳定平台, 有学者基于 POC 集和 SOC

单元理论, 提出一种 1T3R 的并联稳定平台^[6]。刘晓等^[7]以折叠式 6 自由度并联机构为例, 提出一种非惯性系舰载稳定平台的建模与分析方法。孙石磊^[8]提出一种基于 6-SPS 的复合串联式舰载抗冲击稳定平台, 可以同时实现角运动扰动和平移运动扰动的隔离。赵星宇等^[9]设计了一种具有复合驱动的并联机构稳定平台, 能对高频扰动和低频扰动进行分离控制。李大泉等^[10]提出了一种基于柔性绳传动的稳定平台, 能够减轻平台自重、增大输出力矩。目前, 国内外并联式运动稳定平台普遍应用液压进行驱动, 李玉昆等^[11-12]针对 3 自由度液压驱动稳定平台进行了动态响应方面的分析。

* 国家自然科学基金(51875033)和中央高校基本科研业务费专项资金(2018JBM031)资助项目。20190918 收到初稿, 20200424 收到修改稿

殷金龙以海上火箭发射为背景,设计了一种抵消船身纵摇和横滚运动的单并联机构稳定平台^[13]。高峰等^[14-15]以多并联协同工作平台作为本体,进行步行和协作操作机器人的研究。但是,少有文献对多并联单元协同工作均载稳定平台进行设计和分析。本文基于多并联机构协同工作思想,设计一种用于重载工况下,可实现均载和姿态保持的多并联机构协同工作稳定平台,用以承载铁路导弹系统中导弹起竖和发射时极强的反作用力,从而避免对铁路路基和轮对产生的破坏。

对均载稳定平台并联机构的设计和分析方面,以往学者利用螺旋理论方法对特定自由度进行类设计,对 6-PUS 并联机构多采用驱动轴线或垂直或水平的平行式设计^[16-17]。针对 6-UPS 致动关节的受力缺陷,有学者利用 6-PUS 机构进行有效载荷转移方面的研究^[18]。谢志江等^[19]基于影响系数法对 6-PUS 进行逆向运动学的分析与研究。在动力学分析方面,孔令富等^[20]建立了基于牛顿-欧拉方法的 6-PUS 并联机构刚体动力学模型。学者们对于 6-PUS 机构,虽然已经在各个方面都进行了深入研究,但是针对将该机构应用于特殊工况,进行协同工作,实现均载任务,尚少见文献进行研究和分析。

本文为解决铁路导弹发射系统中起竖变载力和发射冲击力对轮对和路基的破坏问题,设计一种多并联单元协同工作均载稳定平台,给出并联单元在列车底部的配置,建立均载稳定平台的受力模型。针对均载稳定平台的 6-PUS 并联单元进行位置逆解、速度和静力学分析,并对可折叠刚柔混合结构进行阻尼力学响应分析。针对均载稳定平台对铁路导弹系统的改善效果,各并联单元在理想情况和非理想情况下的受力情况,单个并联机构位置速度和静力学及刚柔混合杆的阻尼力响应等进行数值仿真。最后,论证该均载稳定平台具备柔性,可以容忍外部干扰,在力控制实现上也具有控制裕量。

1 列车受力模型

1.1 列车静平衡受力模型

一般普通列车车厢由两个转向架和四对轮对构成其行走及载重系统。火车车厢、转向架、轮对可以简化为如图 1 所示的静平衡受力模型。

图1 列车受力模型

在图 1 中, O_o 是列车车厢底部中心点, F_o 与 M_o 是外部施加给车厢的所有作用力等效到点 O_o 的等效变载合力与等效变载合力矩, 而 A_o 与 B_o 是转向架对车厢作用力 F_{1o} 与 F_{2o} 的作用点, L_{1o} 与 L_{2o} 是 A_o 与 B_o 到 O_o 的距离。

根据平衡方程, 转向架对车厢底板的作用力 F_{1o} 与 F_{2o} 需要满足如下关系

$$\begin{cases} F_{1o} + F_{2o} = F_o \\ F_{1o}L_{1o} - F_{2o}L_{2o} = M_o \end{cases} \quad (1)$$

由式(1)得

$$F_{1o} = \frac{F_o}{2} + \frac{M_o}{2L_{1o}} \quad F_{2o} = \frac{F_o}{2} - \frac{M_o}{2L_{1o}} \quad (2)$$

1.2 起竖变载力动静平衡

在铁路导弹发射系统中, 对于考虑起竖过程变载因素的动静力平衡可简化为如图 2 所示的受力模型。图 2 中, 1 是导弹, 2 是起竖臂, 3 是推力油缸, 4 是调平平台, C_m 是导弹质心, G 是导弹重力, 起竖臂 2 的自身重力可以忽略不计。对起竖臂而言, F'_{2o} 与 F'_{3o} 是外界对起竖臂所施加的作用力。对导弹而言, 受到起竖臂的反作用力、自身的重力 G 以及与车厢连接底座的作用力 F'_{1o} 的共同作用。图中, θ 是起竖角度, l'_2 、 β_1 、 β_2 是与起竖角度相关的变量, γ_o 、 l'_1 、 l'_3 、 e_1 、 e_2 、 b_{1o} 、 b_{2o} 是结构参数。

图2 导弹起竖受力分析图

如图 2 所示, 以 A' 为原点建立坐标系, 在起竖角为 θ 的情况下, C' 点的坐标表示为

$$\begin{cases} x_{c'} = l'_1 \cos(\theta + \gamma_o) \\ z_{c'} = l'_1 \sin(\theta + \gamma_o) \end{cases} \quad (3)$$

根据起竖臂 2 的定长条件, 得 B' 点坐标

$$x_{b'} = x_{c'} + \sqrt{l_3'^2 - (z_{c'} + e_2)^2} \quad z_{b'} = -e_2 \quad (4)$$

求解可得

$$\begin{cases} \beta_1 = \arcsin\left(\frac{z_{c'} + e_2}{l'_3}\right) \\ \beta_2 = \arccos\left(\frac{l_1'^2 + l_3'^2 - (x_{b'}^2 + z_{b'}^2)}{2l_1'l'_3}\right) \end{cases} \quad (5)$$

在整个起竖过程中, 为导弹起竖加速度所额外提供的驱动力远小于支撑导弹的保持力, 整个系统在起竖的任意时刻都可以视作一种静平衡的状态来进行处理, 其受力模型如下

$$\begin{cases} G = F'_{1oz} + F'_{2oz} \\ F'_{1ox} = F'_{2ox} \\ F'_{2o} = F'_{3o} \end{cases} \quad (6)$$

对 A' 列力矩平衡方程可得

$$Gb_{2o} \cos \theta - Ge_1 \sin \theta = F'_{3o} b_{1o} \sin(\beta_2 + \gamma_o) \quad (7)$$

由式(7)得

$$F'_{3o} = \frac{Gb_{2o} \cos \theta - Ge_1 \sin \theta}{b_{1o} \sin(\beta_2 + \gamma_o)} \quad (8)$$

有

$$\begin{cases} F'_{1ox} = F'_{2ox} = F'_{2o} \cos \beta_1 \\ F'_{2oz} = F'_{2o} \sin \beta_1 \\ F'_{1oz} = G - F'_{2oz} \end{cases} \quad (9)$$

1.3 等效变载力与转向架受力

导弹和起竖机构对车厢连接座的作用力为 F'_{1o} 和 F'_{2o} 的反作用力。在 O_o 系中, 可以得到起竖过程中的等效合力 F_o 与等效合力矩 M_o 为

$$\begin{cases} F_o = G + G_c \\ M_o = F'_{1ox} z_{A'}^o - F'_{1oz} x_{A'}^o - F'_{2ox} z_{B'}^o - F'_{2oz} x_{B'}^o \end{cases} \quad (10)$$

G_c 是除导弹以外其余部分的总重, 其对 O_o 产生的力矩由对称性互相抵消。

在发射过程中, 导弹以小于 $0.6g$ 的加速度脱离均载平台, 并在 $2s$ 内恢复正常。可以得到在发射过程中的等效合力 F_o 与等效合力矩 M_o 为

$$\begin{cases} F_o = 0.8(72-t)G + G_c & 70 \leq t \leq 72 \\ M_o = 0.8(72-t)GL_{1o} & 70 \leq t \leq 72 \end{cases} \quad (11)$$

列车在正常行驶、起竖和发射整周期过程中所承受的等效合力与等效合力矩曲线如图3所示。

图中显示, 在起竖阶段 $10 \sim 70s$ 和发射阶段 $70 \sim 72s$ 之间, 系统存在等效合力矩, 且等效合力与等效合力矩在发射瞬间由于冲击力作用分别产生了 30% 和 66% 的剧增。

图3 正常行驶、起竖和发射整周期力与力矩曲线

车厢对转向架的作用力为 F_{1o} 和 F_{2o} 的反作用力, 应用式(2)可得转向架在整周期过程中的受力曲线如图4所示。

图4 转向架受力曲线

图4中左右转向架均有超出其正常运行最大承载力 $250kN$ 的情况, 而在发射瞬间左转向架所受承载力最大跳变至 $525kN$, 对轮对和路基会产生极大的破坏作用。

2 均载稳定平台受力模型

为解决上述铁路导弹发射系统在起竖和发射过程对轮对和路基的破坏问题, 本文设计一种多并联单元协同工作均载稳定平台来对转向架受力进行均载调控。

2.1 整体设计及布局

本文采用6-PUS并联机构作为均载稳定平台导弹发射一侧的承载单元, 该单元可根据工作需要保持收缩或伸展状态, 同时采用液压千斤顶作为非发射一侧的承载单元(图5、6)。

图5 6-PUS 0 式收缩折叠状态示意图

图6 6-PUS 1 式伸展工作状态示意图

对于并联单元的配置情况, 需要满足三条准则: ① 折叠收纳效果最优; ② 不超出车厢底部空间限制; ③ 单个并联单元的受力在允许的范围之内。

结合三条准则, 图7给出并联单元在靠近导弹发射一侧的配置情况。

图7 并联单元在车厢底部的配置情况

千斤顶作为均载系统的被动承载单元,主要用于起竖过程中的均载调控,图8给出千斤顶在非发射平台一侧的安装情况。

图8 千斤顶在车厢底部的安装情况

2.2 均载稳定平台静平衡受力模型

在均载稳定平台作用下火车车厢、转向架、轮对及均载系统之间可以简化为如图9所示的静平衡受力模型。

图9 均载稳定平台受力模型

图9中, l_{1o} 与 l_{2o} 是均载稳定平台对车厢的等效作用力 f_{1o} 与 f_{2o} 的等效作用点到 A_o 与 B_o 的距离。

根据平衡方程,此时转向架对车厢底板的作用力 F_{1o} 与 F_{2o} 需要满足如下关系

$$\begin{cases} F_{1o} + F_{2o} + f_{1o} + f_{2o} = F_o \\ F_{1o}L_{1o} - F_{2o}L_{2o} + f_{1o}(l_{1o} + L_{1o}) - f_{2o}(l_{2o} + L_{2o}) = M_o \end{cases} \quad (12)$$

2.3 调控条件

为实现对转向架受力的最优均载调控,综合考虑均载效果及工程实际,需要满足下述4个调控条件。

调控条件1: 均载条件

$$F_{1o} = F_{2o} \quad (13)$$

根据式(12)、(13)可得

$$F_{1o} = \frac{F_o(L_{1o} + l_{1o}) - f_{2o}(l_{1o} + l_{2o} + 2L_{1o}) - M_o}{2(L_{1o} + l_{1o})} \quad (14)$$

同时,有

$$f_{1o} = \frac{f_{2o}(L_{1o} + l_{2o}) + M_o}{L_{1o} + l_{1o}} \quad (15)$$

调控条件2: 受力极限条件

$$\begin{cases} \max\{f_{1o}\} < f_{1o\max} \\ \max\{f_{2o}\} < f_{2o\max} \end{cases} \quad (16)$$

根据式(16)可得

$$f_{2o} < \min\left\{f_{2o\max}, \frac{f_{1o\max}(L_{1o} + l_{1o}) - M_o}{L_{1o} + l_{2o}}\right\} \quad (17)$$

调控条件3: 最优组合 f_{1op} 、 f_{2op} 条件

$$\max\{f_{1op}, f_{2op}\} = \min\{\max\{f_{1ok}, f_{2ok}\}\} (k=1, 2, \dots) \quad (18)$$

此条件可以调控 f_{1o} 与 f_{2o} 使其峰值最小,又 f_{1o} 与 f_{2o} 为正相关关系,可以使用最小的 f_{1o} 与 f_{2o} 组合来实现对 F_{1o} 和 F_{2o} 的均载调控。

调控条件4: 并联单元工作时部分陷入地表,大地对其 x 和 y 方向的移动产生约束,此部分受力对模型不产生影响。因此,并联单元与大地之间的受力可以简化为只存在正压力。即

$$f_{1o} \geq 0 \quad f_{2o} \geq 0 \quad (19)$$

综合调控条件1~4可以得到一组等效作用力 f_{1o} 与 f_{2o} 的最优组合 f_{1op} 、 f_{2op}

$$\begin{cases} f_{1op} = 0 & f_{2op} = \frac{-M_o}{L_{1o} + l_{2o}} (M_o < 0) \\ f_{1op} = \frac{M_o}{L_{1o} + l_{2o}} & f_{2op} = 0 (M_o > 0) \end{cases} \quad (20)$$

3 并联单元分析

3.1 结构描述

如图10所示,6-PUS并联机构由动平台、静平台和六条结构相同的PUS分支组成。六条分支均通过P副和动平台导轨固接,并将其作为驱动副以改变

动平台的位置和姿态, 而支链的另一端则通过复合 S 副与静平台连接。其中, 每条 PUS 支链中 U 副和复合 S 副之间的连接为刚柔混合 0-1 式伸缩杆, 其完全收缩时的长度为 b_1 , 完全伸展时的长度为 b_2 。在轴线配置上, 六条 P 副的轴线汇交于一点 P 并完全对称分布; 而每个 U 副的轴线配置中第一条转轴与动坐标系的 z_p 轴和自身的 P 副轴线方向垂直, 第二条转轴则与前一个转轴垂直同时与自身的 P 副轴线相交。

在各个分支中, 过 U 副转动中心点作各自移动副轴线的垂线, 与 P 副轴线的交点为 A_i , B_i 是 U 副中心, C_i 是复合 S 副中心。

6-PUS 并联机构的定/动坐标系如图 10 所示。定坐标系 $Oxyz$ 的原点 O 为 C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 、 C_5 和 C_6 的中心点, 其中 y 轴与 OC_1 共线, z 轴垂直向上, x 轴按右手坐标系给定。动坐标系 $Px_py_pz_p$ 的原点 P 为 A_1 、 A_2 、 A_3 、 A_4 、 A_5 和 A_6 的中心点, 其中 y_p 轴与 OA_1 共线, z_p 轴垂直于动平台向上, x_p 轴按右手坐标系给定。6-PUS 并联机构的在伸缩状态下的各个结构参数为: $A_iB_i = a$, $B_iC_i = b_2$, $OC_i = R$ ($i=1,2,\dots,6$)。

图 10 6-PUS 并联机构单元示意图

3.2 位置逆解

并联单元 6-PUS 机构的位置逆解是已知 P 点坐标 (x_p, y_p, z_p) 和动系 P 相对于定系 O 的各个姿态角 (绕 x 轴旋转 α 、绕 y 轴旋转 β 和绕 z 轴旋转 γ)，求解各个驱动的问题。

如图 10 所示, 根据已知条件, 各个关节点为

$$\begin{cases} \boldsymbol{OC}_i^O = \left(R \cos\left(\frac{\pi}{6} + \frac{\pi}{3}i\right), R \sin\left(\frac{\pi}{6} + \frac{\pi}{3}i\right), 0 \right) \\ \boldsymbol{PA}_i^P = \left(l_i \cos\left(\frac{\pi}{3}i + \frac{\pi}{6}\right), l_i \sin\left(\frac{\pi}{3}i + \frac{\pi}{6}\right), 0 \right) \\ \boldsymbol{PB}_i^P = \left(l_i \cos\left(\frac{\pi}{3}i + \frac{\pi}{6}\right), l_i \sin\left(\frac{\pi}{3}i + \frac{\pi}{6}\right), -a \right) \end{cases} \quad (21)$$

动系 P 与定系 O 之间的转换关系为

$$\boldsymbol{T}_O^P = \boldsymbol{R}(x, \alpha) \boldsymbol{R}(y, \beta) \boldsymbol{R}(z, \gamma) \boldsymbol{T}(p_x, p_y, p_z) \quad (22)$$

可得 B_i 绝对坐标

$$\boldsymbol{OB}_i^O = \boldsymbol{T}_O^P \cdot \boldsymbol{PB}_i^P \quad (23)$$

为求驱动长度 l_i , 利用 B_iC_i 定长条件

$$(x_{ci} - x_{bi})^2 + (y_{ci} - y_{bi})^2 + (z_{ci} - z_{bi})^2 = b_2^2 \quad (24)$$

该方程是关于 l_i 的一元二次方程, 根据求根公式即可求解 l_i , 而根据机构的几何设计条件, l_i 取较大的正数。在求得驱动长度之后, 将其回代可得并联机构各个关节点 A_i 、 B_i 的坐标信息。

3.3 速度分析

针对第 i 条 PUS 支链而言, 建立如下螺旋关系

$$\begin{cases} \mathcal{S}_1^{(i)} = (0, 0, 0; 1, 0, 0) \\ \mathcal{S}_2^{(i)} = (0, 0, 0; 0, 1, 0) \\ \mathcal{S}_3^{(i)} = (0, 0, 0; 0, 0, 1) \\ \mathcal{S}_4^{(i)} = (0, 0, 0; l_{i1}, m_{i1}, n_{i1}) \\ \mathcal{S}_5^{(i)} = (0, 0, 0; l_{i2}, m_{i2}, n_{i2}) \\ \mathcal{S}_6^{(i)} = (l_{i3}, m_{i3}, n_{i3}; 0, 0, 0) \end{cases} \quad (25)$$

而动平台的速度用旋量法表示为

$${}^oV_{op} = \boldsymbol{G}_\phi^{P(i)} \dot{\phi}^{(i)} \quad (26)$$

式中, $\boldsymbol{G}_\phi^{P(i)} = [\mathcal{S}_1^{(i)}; \mathcal{S}_2^{(i)}; \mathcal{S}_3^{(i)}; \mathcal{S}_4^{(i)}; \mathcal{S}_5^{(i)}; \mathcal{S}_6^{(i)}]$, 第 i 条支链中驱动关节 6 的速度表示为

$$\dot{\phi}_6^{(i)} = [\boldsymbol{G}_\phi^{P(i)}]_6^{-1} {}^oV_{op} \quad (27)$$

将这 6 个方程合成一个矩阵

$$\dot{\boldsymbol{i}} = \boldsymbol{G}_H^q {}^oV_{op} \quad (28)$$

式中, $\dot{\boldsymbol{i}} = (\dot{\phi}_6^{(1)}, \dot{\phi}_6^{(2)}, \dot{\phi}_6^{(3)}, \dot{\phi}_6^{(4)}, \dot{\phi}_6^{(5)}, \dot{\phi}_6^{(6)})$ 为平台的输入速度, $\boldsymbol{G}_H^q$ 为 6 行 6 列的速度雅可比矩阵。

3.4 静力学分析

通过求得的速度雅可比矩阵, 得到相应的并联单元动平台受力平衡方程为

$$\boldsymbol{J}\boldsymbol{f} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{F}_i \\ \boldsymbol{M}_i \end{pmatrix} \quad (29)$$

若采用相同构造的 6-UPS 并联机构, 则同等情况下, 本 6-PUS 机构与 6-UPS 机构的驱动力大小之比为

$$\varepsilon = \frac{f_{PUS}}{f_{UPS}} = \frac{\sum_{i=1}^6 (|\boldsymbol{PA}_i| - |\boldsymbol{OC}_i|)}{\sum_{i=1}^6 |\boldsymbol{B}_i\boldsymbol{C}_i|} \quad (30)$$

在理想工作状态下, 所有支链情况相同, 有

$$\varepsilon = \frac{\sum_{i=1}^6 (|\boldsymbol{PA}_i| - |\boldsymbol{OC}_i|)}{\sum_{i=1}^6 |\boldsymbol{B}_i\boldsymbol{C}_i|} = \frac{(|\boldsymbol{PA}_i| - |\boldsymbol{OC}_i|)}{|\boldsymbol{B}_i\boldsymbol{C}_i|} \quad (31)$$

一般情况下, 均有 $|PA_i| < |B_i C_i|$, 易知 6-PUS 机构驱动受力小于 6-UPS 机构。在理想工作状态, 得 $\varepsilon = 0.1546$, 可见 6-PUS 的驱动受力要远远小于 6-UPS 的驱动受力。

3.5 阻尼力分析

刚柔混合结构部分采用双向作用筒式的液压阻尼器来实现抗冲减压。根据流体运动, 当流体通过阻尼孔时会产生粘滞阻力, 如果阻尼介质是牛顿流体, 不考虑局部损失的影响, 由流体力学知识可知, 阻尼孔两端的压差 Δp 为

$$\Delta p = \frac{32\mu l_h v_h}{d_h^2} \quad (32)$$

通过阻尼孔的流量为

$$q = \frac{d_h^2}{32\mu l_h} \Delta p A_h = v A \quad (33)$$

则活塞移动速度表示为

$$v = \frac{q}{A} = \frac{\pi d_h^4}{128\mu l_h A} \Delta p \quad (34)$$

式中, μ 是流体的动力粘度; l_h 是阻尼孔的长度; v_h 是液体在阻尼孔中的流速; d_h 是阻尼孔直径; A_h 是阻尼孔截面积且 $A_h = \frac{\pi d_h^2}{4}$; A 是工作腔截面积且

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad D \text{ 是缸筒内径, } d \text{ 是活塞杆直径。}$$

从式(34)知活塞移动速度 v 正比于阻尼孔两端的压差 Δp , 比例系数取决于流体性质及液压缸自身结构。

假设油液压力保持某一定值 p_0 , 则刚柔混合杆的两种工作模式描述为

$$\begin{cases} f_r < p_0 \frac{\pi d^2}{4} & \text{mode} = 0 \\ f_r > p_0 \frac{\pi d^2}{4} & \text{mode} = 1 \end{cases} \quad (35)$$

式中, 刚柔混合杆在 $\text{mode} = 0$ 时为刚性工作模式, 在 $\text{mode} = 1$ 时切换为柔性工作模式。

假设活塞杆的位移为 x , 有

$$f_r + p_1 A - p_2 (A + A_0) = m \ddot{x} \quad (36)$$

式中, f_r 是并联机构施加给活塞杆的作用力, p_1 是上腔油压, p_2 是下腔油压, m 是活塞整体质量且 $m = 23 \text{ kg}$, a 是活塞移动加速度。在刚性状态下, $p_1 = p_2 = p_0$, $a = 0 \text{ m/s}^2$; 在柔性状态下, $p_2 = p_0$, $p_2 - p_1 = \Delta p$, 于是有

$$f_r - \frac{128\mu l_h A^2}{\pi d_h^4} \dot{x} - p_2 A_0 = m \ddot{x} \quad (37)$$

4 数值算例

在图 3 所示的变载力下, 根据式(20)对图 4 所示的转向架受力进行均载调控予以改善, 得到图 11 所示的 f_{1o} 、 f_{2o} 最优力控制曲线和图 12 所示的转向架受力改善对比曲线。随后, 进一步分析得到单个并联单元和千斤顶在理想情况下的受力图 13 以及在非理想情况下的受力图 14。

图 11 有均载稳定平台作用下的转向架受力曲线

图 12 转向架受力改善对比图

图 13 理想情况下的并联单元与转向架受力曲线

图 14 非理想情况下的并联单元与转向架受力曲线

4.1 均载稳定平台作用下的转向架受力

图 11 是在安装均载稳定平台作用下的 f_{1o} 、 f_{2o} 和 F_{1o} 、 F_{2o} 在整周期中的受力曲线。图 11 显示在并联单元的调控下, 转向架受力在整周期过程中不超过 250 kN。

图 12 为转向架受力改善对比图,从图看出左侧转向架受力 F_{1o} 由 525 kN 改善到 250 kN,右侧转向架受力 F_{2o} 由 330 kN 改善到 250 kN。

4.2 并联单元与转向架受力

4.2.1 理想情况下的并联单元与转向架受力

在理想情况下,各并联单元力控制曲线与转向架受力曲线如图 13 所示。

图 13 显示多并联单元作用可以得到与 f_{1o} 和 f_{2o} 作用一致的转向架受力情况,同时每个并联单元在这种力规划下的最大受力为 50 kN。

4.2.2 非理想情况下的并联单元与转向架受力

非理想情况下,通过协调 6 个并联单元的力驱动,完成对转向架受力的均载调控。六个并联单元须满足如下关系

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^6 F'_i = f_{1o} \\ \sum_{i=1}^6 F'_i l_i = 0 \end{cases} \quad (38)$$

式中, F'_i 是第 i 个承载单元的力矢; $l_i (i=1,2,\dots,6)$ 是 F'_i 作用点相对于 f_{1o} 作用点的位矢。

假设 $F'_3 = 0$, 通过调控其余 5 个并联单元力驱动得到如图 14 所示的并联单元与转向架受力图。

图 14 显示在并联单元 3 不能工作的情况下,并联单元整体对转向架的改善效果与理想情况一致。

由第 2.3 节调控条件 4 中并联单元主作用力方向和式(38)可知,若不考虑并联单元的受力限制,最多允许三个并联单元同时不工作的情况出现。

4.3 并联单元仿真

为实现图 13 所示的均载效果,针对并联受力单元进行位置逆解、速度的仿真验证,进而得到单个并联单元在图 13 所示受力下的各驱动力控制曲线。

由图 15~17 可知,位置逆解、速度和驱动力仿真结果与理论计算结果一致。

图 15 位置逆解数值与仿真结果对比

图 16 驱动速度数值与仿真对比

图 17 驱动受力数值与仿真对比

4.4 阻尼力响应仿真

在图 17 中,单个并联单元的受力在发射瞬间有冲击力的作用,为减小冲击力对并联单元的破坏,利用刚柔混合杆产生的阻尼力来进行缓冲。

刚柔混合杆的最大受力为

$$f_{r\max} = \frac{f_{\max}}{\varepsilon} = 32.34 \text{ kN} \quad (39)$$

刚柔混合结构的活塞杆直径 $d=60 \text{ mm}$, A_0 为其截面积,所能承受的最大压强 $p_{\max}=25 \text{ MPa}$,故

$$F_{\max} = p_{\max} A_0 \approx 70.69 \text{ kN} > f_{r\max} \quad (40)$$

故此,可满足实际工程需求。对刚柔混合结构,给定 $p_o=10 \text{ MPa}$, $\mu=50 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $l_h=50 \text{ mm}$, $d_h=0.4 \text{ mm}$, $D=80 \text{ mm}$ 。则在 $f_{r\max}$ 作用下,刚柔混合杆阻尼力位移速度响应仿真如图 18 所示。

(a) 冲击力、阻尼力作用位移速度曲线

(b) 阻尼力作用回归位移速度曲线

图18 阻尼力作用下的位移速度响应曲线

图18a中,刚柔混合结构在冲击力作用下进入柔性模式,活塞速度最终在阻尼力作用下稳定在0.003 3 m/s;图18b中,冲击力作用结束后,活塞速度反向到达另一种平衡,最后回归刚性模式。

5 均载稳定平台柔性分析

实际工况中,均载平台在导弹起竖和发射过程中会受到各种外界的干扰,其中起竖风阻力干扰和导弹发射振动干扰是最主要的两种干扰。

导弹起竖风阻力干扰对等效外载力和力矩产生的扰动误差可以表示为

$$\begin{cases} e_{f1}(t) = a_{f1} \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + k_{f1}(t) \\ e_{m1}(t) = a_{m1} \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + k_{m1}(t) \end{cases} \quad (41)$$

导弹发射振动干扰对等效外载力和力矩产生的扰动误差可以表示为

$$\begin{cases} e_{f2}(t) = a_{f2} \sin(\omega_2 t + \varphi_2) + k_{f2}(t) \\ e_{m2}(t) = a_{m2} \sin(\omega_2 t + \varphi_2) + k_{m2}(t) \end{cases} \quad (42)$$

式中, $e_{f1}(t)$ 、 $e_{f2}(t)$ 表示在 t 时刻风阻力和导弹振动对等效外载力产生的扰动误差; $e_{m1}(t)$ 、 $e_{m2}(t)$ 表示在 t 时刻风阻力和导弹振动对等效外载合力矩产生的扰动误差; ω_1 、 ω_2 和 φ_1 、 φ_2 是与扰动频率和初相有关的常数; a_{f1} 、 a_{f2} 、 a_{m1} 、 a_{m2} 是振幅常数; $k_{f1}(t)$ 、 $k_{f2}(t)$ 、 $k_{m1}(t)$ 、 $k_{m2}(t)$ 是可以进行定量描述的扰动误差函数。

而总扰动误差用下式进行评估

$$\begin{cases} e_f(t) = |F_a(t) - F_t(t)| = |e_{f1}(t) + e_{f2}(t)| < f_e \\ e_m(t) = |M_a(t) - M_t(t)| = |e_{m1}(t) + e_{m2}(t)| < M_e \end{cases} \quad (43)$$

式中, $F_a(t)$ 、 $F_t(t)$ 表示在 t 时刻等效外载合力的理论值与实际值, f_e 是等效外载合力的最大波动误差。 $M_a(t)$ 、 $M_t(t)$ 表示在 t 时刻等效外载合力矩的理论值与实际值, M_e 为等效合力矩的最大波动误

差。图19是在风阻力干扰和发射振动干扰共同作用下的等效合力与等效合力矩曲线。

图19 风阻力干扰和振动干扰下的合力与合力矩曲线

在风阻力干扰、振动干扰以及均载平台内部驱动力控制有延迟误差的情况下,得到图20所示的一组转向架受力曲线。

图20 外部扰动与内部误差作用下的转向架受力曲线

图20显示转向架受力在外部扰动与内部误差的作用下产生波动,但其受力峰值是在允许的范围内,证明均载稳定平台对转向架受力改善具备柔性。

6 结论

(1) 为解决铁路导弹系统在发射时对路基和轮对的破坏问题,本文设计了一种多并联协同工作的均载稳定平台,为铁路导弹系统以及同类重载平台受力问题提供了新的解决方案。

(2) 对6-PUS构型进行了位置逆解、速度雅可比矩阵和静力学的相关分析,并进行相应的数值仿真验证,得到该新型机构的驱动配置相比较于同类机构在驱动力上远优于同类机构。

(3) 对可伸缩刚柔混合结构进行阻尼力响应分析,证明了该种结构适用于同类重载运动平台的抗冲击设计。

(4) 针对理想受力和复杂工况两种外部工作条件,对6-PUS并联机构单元的受力模型进行了分析和验证,得出了发射过程中转向架和轮对的受力结果,有效验证了均载稳定平台对转向架和轮对在整周期运行中的均载效果。

参考文献

- [1] WU Chuan, DING Huafeng, HAN Lei. A dynamic ocean

- wave simulator based on six-degrees of freedom parallel platform[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2017, 232(20): 3722-3732.
- [2] WANG G X, LIU H Z. Dynamics model of 4-SPS/CU parallel mechanism with spherical clearance joint and flexible moving platform[J]. Journal of Tribology-transactions of the ASME, 2017, 140(2): 1.
- [3] CHEN Xiulong, LIANG Xiaoxia, DENG Yu, et al. Rigid dynamic model and analysis of 5-DOF parallel mechanism[J]. International Journal of Advanced Robotic Systems, 2015, 12(7): 1.
- [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.
- HUANG Zhen, ZHAO Yongsheng, ZHAO Tieshi. Advanced spatial mechanism[M]. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [5] HUNT K H. Structural kinematics of In-parallel-actuated robot arms[J]. Asme of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 1978, 105: 705-712.
- [6] ZHANG X N, YUAN J H, AN L Z, et al. Research on position analysis of a new partly-DOF parallel stable platform1[J]. Journal of Intelligent and Fuzzy Systems, 2017, 33(5): 2793-2799.
- [7] 刘晓, 赵铁石, 李二伟, 等. 非惯性系折叠式并联稳定平台机构建模及分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(17): 101-109.
- LIU Xiao, ZHAO Tieshi, LI Erwei, et al. Modeling and analysis of foldable parallel stabilized platform in Non-inertial system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(17): 101-109.
- [8] 孙石磊, 刘芳华, 梁伟, 等. 一种复合式 6-SPS 舰载抗冲稳定平台的机械结构设计及性能分析[J]. 江苏科技大学学报, 2018, 32(4): 521-527.
- SUN Shilei, LIU Fanghua, LIANG Wei, et al. Mechanical structure design and performance analysis of a compound 6-SPS ship resistance and stable platform[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology, 2018, 32(4): 521-527.
- [9] 赵星宇, 赵铁石, 云轩, 等. 高低频复合驱动的并联调姿隔振平台的运动分析[J]. 机器人, 2018, 40(1): 24-36.
- ZHAO Xingyu, ZHAO Tieshi, YUN Xuan, et al. Kinematics analysis of parallel position adjustment and vibration isolation platform with high and low frequency compound drive[J]. Robot, 2018, 40(1): 24-36.
- [10] 李大泉, 洪华杰, 江献良, 等. 基于差动柔性绳传动的稳定平台设计与分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(13): 135-141.
- LI Daquan, HONG Huajie, JIANG Xianliang, et al. Design and analysis of differential cable-driven stabilized Platform[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(13): 135-141.
- [11] 李玉昆, 李永泉, 万一心, 等. 液压伺服驱动 3-UPS/S 并联稳定平台振动响应分析[J]. 中国机械工程, 2019, 30(4): 423-430.
- LI Yukun, LI Yongquan, WAN Yixin, et al. Analysis of 3-UPS/S parallel platform vibration responses under hydraulic servo drives[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(4): 423-430.
- [12] 张立杰, 王力航, 李少华, 等. 并联稳定平台电液驱动单元复合内模控制研究[J]. 中国机械工程, 2017, 28(5): 589-596.
- ZHANG Lijie, WANG Lihang, LI Shaohua, et al. Study on composite IMC of an electro hydraulic drive unit of parallel stable platform[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(5): 589-596.
- [13] 殷金龙. 海上火箭发射稳定平台的设计与仿真研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2016.
- YIN Jinlong. Design and simulation research of stable platform for launching rocket on the sea[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2016.
- [14] PAN Y, GAO F. Kinematic performance analysis for hexapod mobile robot using parallel mechanism[C]//ASME International Design Engineering Technical Conferences, Computers and Information in Engineering Conference, August 17-20, 2014, Buffalo, NY. ASME, 2014: 1.
- [15] SUGAHARA Y, OHTA A, HASHIMOTO K, et al. Walking up and down stairs carrying a human by a biped locomotor with parallel mechanism[C]//IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, August 2-6, 2005, Edmonton, CANADA. IEEE, 2005: 3425-3430.
- [16] 沈惠平, 杨廷力, 马履中. 6 自由度弱耦合并联机构机型设计及其方法[J]. 机械工程学报, 2004, 40(7): 14-19.
- SHEN Huiping, YANG Tingli, MA Lüzhong. Methodology for type synthesis of kinematic structures of 6-DOF weakly-coupled parallel mechanisms[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(7): 14-19.
- [17] 韩春胜, 孙皆宜. 6-PUS 并联机床的动态特性分析[J].

机械设计与制造, 2013(6): 161-164.

HAN Chunsheng, SUN Jieyi. Analysis of the dynamic characteristics on a 6-PUS parallel machine tool[J]. Machinery Design and Manufacture, 2013(6): 161-164.

- [18] NABAVI S N, AKBARZADEH A, ENFERADI J. A study on kinematics and workspace determination of a general 6-PUS robot[J]. Journal of Intelligent & Robotic Systems, 2017, 91(3-4): 351-362.

- [19] 谢志江, 王成非, 史浩明, 等. 基于影响系数的 6-PUS 并联机构逆向运动学分析[J]. 中国机械工程, 2014, 25(24): 3348-3352.

XIE Zhijiang, WANG Chengfei, SHI Haoming, et al. Inverse kinematic analysis for 6-PUS parallel mechanism based on influence coefficient[J]. China Mechanical

Engineering, 2014, 25(24): 3348-3352.

- [20] 孔令富, 张世辉, 肖文辉, 等. 基于牛顿—欧拉方法的 6-PUS 并联机构刚体动力学模型[J]. 机器人, 2004(5): 395-399.

KONG Lingfu, ZHANG Shihui, XIAO Wenhui, et al. Rigid body dynamics model of the 6-PUS parallel mechanism based on Newton-Euler method[J]. Robot, 2004(5): 395-399.

作者简介: 杜安, 男, 1995 年出生。主要研究方向为机器人机构学。

E-mail: 17121288@bjtu.edu.cn

郭盛(通信作者), 男, 1972 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机器人机构学。

E-mail: shguo@bjtu.edu.cn

陈亚琼, 男, 1983 年出生, 博士, 博士后。主要研究方向为机器人机构学。

E-mail: chenyaqiong@bjtu.edu.cn