

海上漂浮 2-HUS/U 并联平台动力学分析

谢克峰¹ 张合¹ 李豪杰¹ 丁立波¹ 李珂翔²

(1. 南京理工大学智能弹药技术国防重点学科实验室, 南京 210094;

2. 中国船舶重工集团 724 所, 南京 210003)

摘要: 针对小型化、灵活投放海上漂浮平台的平衡稳定控制需求, 提出了一种具备空间二维稳定的 2-HUS/U 并联平台, 其 HUS 支链为驱动支链, U 为恰约束从动支链, 采用滚珠丝杆驱动机构。设计的 2 自由度无冗余结构, 为平台的快速稳定平衡提供保证, 采用螺旋理论分析验证了 2-HUS/U 并联平台自由度; 根据平台的约束方程导出了位置逆解和 Jacobian 矩阵, 分析了平台的速度、加速度特性和可达工作空间, 利用刚体的拉格朗日方法对该平台进行了动力学分析。通过数值算例对并联平台的运动学和动力学分析结果进行了数值求解。结果表明, 该平台具备三级波浪 10°/s 波频的调平能力, 满足三级波浪 10° 波倾角的稳定需求; 在 45° 波倾角和 10°/s 的波频下, 负载需求驱动力为 15 000 N, 满足海上漂浮平台高负载的驱动需求。通过系统整体的分析, 表明所提出的海上平台满足三级海洋环境的需求。

关键词: 海上平台; 2-HUS/U 并联平台; 滚珠丝杆; 动力学

中图分类号: U674.38 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)01-0362-07

Dynamic Analysis of Offshore Floating 2-HUS/U Parallel Platform

Xie Kefeng¹ Zhang He¹ Li Haojie¹ Ding Libo¹ Li Kexiang²

(1. Ministerial Key Laboratory of ZNDY, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China

2. Inst. 724 of China Shipbuilding Industry Corporation, Nanjing 210003, China)

Abstract: For the balance and controlling demand of the small and flexible delivery offshore floating platform, a 2-HUS/U parallel platform was presented and it had space two-dimensional stable ability, which adopt ball screw mechanism. Its HUS-limbs were regarded as the driver and U-limb was regarded as the driven. It provided a guarantee for the fast and stable balance of platform, and the degree of freedom of the platform was verified by the screw theory. According to constraint equations of platform, the reverse solution and the Jacobian matrix of the platform was derived and its velocity, acceleration performance, and reachable workspace were analyzed. The whole dynamics of space parallel platform was analyzed by the Lagrange's formulation. The results of kinematics and dynamics analyses of parallel platform were solved as numerical example. The results show that the control of stability and balance is easily achieved by platform of less freedom. The platform has the stable ability of three-wave frequency of 10°/s, and meets the stable demand of three-wave angle of 10°. The maximum tilt angle of platform is 12°, and the workspace is symmetrical about the center axis. In the wave angle 45° and wave frequency 10°/s, the driving force for load is 15 000 N, and the platform meets the high load need of offshore floating platform. Through the whole analysis, it proves the offshore platform proposed meets the demand of three-wave environments, and it also proves certain theoretical basis for the platform optimization and control system design of such platforms.

Key words: offshore platform; 2-HUS/U parallel platform; ball screw; dynamics

收稿日期: 2015-06-08 修回日期: 2015-07-09

基金项目: 国家自然科学基金项目(51475243)和南京理工大学创新计划项目

作者简介: 谢克峰(1988—), 男, 博士生, 主要从事并联平台姿态控制研究, E-mail: xiekefeng.ok@163.com

通信作者: 张合(1957—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事智能探测与控制技术研究, E-mail: hezhangz@mail.njust.edu.cn

引言

目前海上无人平台主要分为民用平台和军用平台。石油钻井平台、风电设备^[1-3]这些资源开采平台平衡稳定性都较好,但是大多都具有根基,尺寸巨大,控制起来相对复杂,机动性和灵活性比较差。海上无人舰艇^[4]装备有先进的控制系统、通信系统等,能够进行海洋侦察和反潜作战,但是其一般都活动在近海海域,整体系统比较复杂。船载稳定平台^[5-6]主要为大型舰载无人机起降使用,其负载能力强,但通常以舰船为基座,不具备灵活性。因此目前并没有一种合适的能够在海面上灵活投放、快速稳定的小型平台。

海上平台由于受到海面波浪、强流的强烈干扰,会产生一定幅度的姿态偏转,主要有横摇、纵摇等多维运动^[7]。由文献[8]的仿真可知三级海浪的波倾角和波频能够达到 10°和 10°/s。对于海上圆形无根系统平台,纵摇和横摇对系统的影响没有分别。因此海上平台想要保持平衡稳定,必须具备一定波倾角和波频的调整能力^[9]。

针对小型化灵活投放的海上漂浮平台的需求,提出一种空间 2 自由度并联平台^[10],双 HUS 驱动支链,采用滚珠丝杆机构提高驱动能力,同时具有空间利用率高和空间占用体积小等优点。

1 2-HUS/U 并联无人平台特点分析

1.1 2-HUS/U 并联无人平台特点

并联平台原理图及对应坐标系如图 1 所示,该平台具有 2 个驱动支链(HUS 支链)和 1 个恰约束从动支链(U 支链)。2 个驱动支链均由 1 个螺旋副(H)、1 个虎克铰(U)和 1 个球面副(S)组成,恰约束支链由 1 个虎克铰(U)组成,且球面副和虎克铰的中心位于上平台。上平台靠 2 个球面副 A1、A2 和 1 个虎克铰 P 分别与基座和传动支链链接,并且 A1、A2 和 P 构成以 P 为直角的等腰直角三角形。在上下平台各建立坐标系,坐标系 $pxyz$ 原点 p 位于动平台中心,与上述三角形直角点重合, x_p 轴与

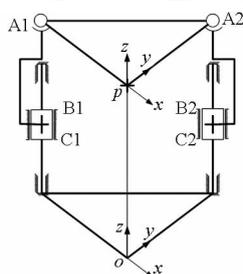


图 1 2-HUS/U 并联平台简图

Fig. 1 Diagram of 2-HUS/U parallel platform

A1P 重合, y_p 轴与 A2P 重合, z_p 轴垂直于动平台向上。坐标系 $oxyz$ 固连于下平台基座上,其原点位于下平台中心,在初始位置时方位与动坐标系重合。

1.2 2-HUS/U 并联无人平台自由度分析

该平台为空间平台,包含多个构件,存在冗余约束,采用修正的 Grubler-Kutzbach 公式^[11]计算平台的自由度

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

- 其中 $d = 6 - \lambda$ $v = t - k$
- 式中 M ——平台自由度数 d ——平台的阶数
 λ ——公共约束数
 n ——构件数目(包括机架)
 g ——运动副的数目
 f_i ——第 i 个运动副的自由度
 v ——多环并联平台在去除公共约束因素后的冗余约束数目
 t ——反螺旋数目
 k ——反螺旋系的最大无关组
 ξ ——平台中存在的局部自由度

根据图 1,各分支运动副轴线在坐标系 $oxyz$ 中可以用螺旋^[12]统一表示为

$$\begin{cases} \$_{i1} = (0, 0, 1; p_i, q_i, 0) \\ \$_{i2} = (0, 0, 0; 0, 0, 1) \\ \$_{i3} = (0, 0, 1; p_i, q_i, 0) \\ \$_{i4} = (0, 1, 0; u_i, 0, w_i) \\ \$_{i5} = (1, 0, 0; 0, v_i, w_i) \\ \$_{i6} = (1, 0, 0; 0, m_i, n_i) \\ \$_{i7} = (0, 1, 0; l_i, 0, n_i) \\ \$_{i8} = (0, 0, 1; l_i, m_i, 0) \end{cases} \quad (i = 1, 2) \quad (2)$$

- 式中 p_i, q_i ——第 1 运动副相对于坐标系 $oxyz$ 位置
 u_i, v_i, w_i ——第 2 运动副相对于坐标系 $oxyz$ 的位置
 l_i, m_i, n_i ——第 3 运动副相对于坐标系 $oxyz$ 的位置
 i ——分支序列

式(2)中的 8 个运动螺旋,其中 7 个线性无关;与该螺旋系相逆的反螺旋为

$$\$^r = (L', M', N'; P', Q', R') \quad (3)$$

通过式(3)由互易积可得 $\$_{ij} \circ \$^r = 0$ 方程无解,即没有反螺旋与该螺旋系相逆,说明该螺旋系没有对上平台产生任何约束作用。即该平台没有公共约束, $d = 6$ 。

在任意位置下,中间恰约束分支的运动螺旋在坐标系 $oxyz$ 中表示为

$$\begin{cases} \$_{31} = (0, 1, 0; n, 0, l) \\ \$_{32} = (1, 0, 0; 0, m, l) \end{cases} \quad (4)$$

该螺旋系的2个运动螺旋线性无关;设与该螺旋系相逆的反螺旋为

$$\$'_3 = (L'_3, M'_3, N'_3; P'_3, Q'_3, R'_3) \quad (5)$$

通过式(5)由互易积可得 $\$_{3j} \circ \$'_3 = 0$, 由式(5)解得线性无关的反螺旋为

$$\begin{cases} \$'_{31} = (1, 0, 0; 0, 0, 0) \\ \$'_{32} = (0, 1, 0; 0, 0, 0) \\ \$'_{33} = (0, 0, 1; 0, 0, 0) \\ \$'_{34} = (0, 0, 0; 0, 0, 1) \end{cases} \quad (6)$$

即该螺旋系限制了上平台的3个移动自由度和1个转动(绕 z 轴)自由度。

根据式(6)求得反螺旋数 $t = 2, k = 2$, 所以 $v = t - k = 0$, 即该平台没有过约束平台。由图1可知该平台各驱动支链均存在一个局部自由度, 即 $\xi = 2$ 。则根据式(1)平台自由度为: $M = 6(8 - 9 - 1) + 16 + 0 - 2 = 2$, 即上平台具有2个转动(绕 x 轴、 y 轴)自由度。

对于2自由度平台, 应该有2个主动输入, 在本平台中确定C1、C2为驱动输入支链, 选择该两支链上的螺旋副作为平台的驱动副。通过改变各驱动支链的转动角度, 运动上平台就会围绕铰点P实现空间转动, 从而实现上平台的俯仰和横摇运动。通过螺旋理论验证了该平台的自由度, 结果表明: 该平台自由度少, 无被动驱动链, 驱动控制系统相对简单, 在负载的海洋环境下容易实现快速稳定平衡控制。

2 2-HUS/U 并联平台运动分析

2.1 运动位置逆解

对于图1所示并联平台, 运动学位置逆解^[13]就是已知上平台绕固定坐标系的空间姿态角(α, β), 求解支链C1、C2与下平台相连的2个丝杆螺帽的输入位移(L_1, L_2)。设上平台球铰链与转动中心虎克铰链的距离为 R , 定长杆的长度为 L 。 α, β 为动坐标系 $pxyz$ 绕定坐标系 $oxyz$ 转动的角位移。

则 A_i 点在坐标系 $pxyz, oxyz$ 中的坐标分别为(A_{ix}, A_{iy}, A_{iz})和(A_{ix}, A_{iy}, A_{iz}); B_i 点在坐标系 $oxyz$ 中的坐标为(B_{ix}, B_{iy}, B_{iz}); 根据坐标转换建立方程

$$[A_{ix} \ A_{iy} \ A_{iz}]^T = T[A_{ix} \ A_{iy} \ A_{iz}]^T + P \quad (7)$$

式中 T ——绕固定坐标系 x, y 轴的旋转变换矩阵

P ——动坐标系原点的方位矩阵

$$T = \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & -\sin\beta \\ -\sin\alpha\sin\beta & \cos\alpha & -\sin\alpha\cos\beta \\ \cos\alpha\sin\beta & \sin\alpha & \cos\alpha\cos\beta \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$P = [X_p \ Y_p \ Z_p] \quad (9)$$

当结构参数 R, L, P 确定后, 若给出上平台姿态参数 α, β , 则由式(7)可求出 A_i 点在坐标系 $oxyz$ 中的坐标值。可求得平台的位置约束方程为

$$L_i = \sqrt{(A_{ix} - B_{ix})^2 + (A_{iy} - B_{iy})^2 + (A_{iz} - B_{iz})^2} \quad (10)$$

式中 L_i ——定长支撑杆的长度

由式(10)可得

$$B_{iz} = A_{iz} - [L_i^2 - (A_{ix} - B_{ix})^2 - (A_{iy} - B_{iy})^2]^{1/2} \quad (11)$$

$$\dot{B}_{iz} = \dot{A}_{iz} - [L_i^2 - (\dot{A}_{ix} - B_{ix})^2 - (\dot{A}_{iy} - B_{iy})^2]^{1/2} \quad (12)$$

\dot{B}_{iz} 即为平台支链螺帽的运动输入速度。

2.2 并联平台雅可比矩阵

HUS支链的螺旋副作为广义输入记为 $B = [B_1 \ B_2]^T$, 广义输入速度为 $\dot{B} = [\dot{B}_1 \ \dot{B}_2]^T$; 平台上平台广义输出记为 $\varphi = [\alpha \ \beta]^T$, 广义输出速度表示为 $\dot{\varphi} = [\dot{\alpha} \ \dot{\beta}]^T$ 。将广义输出速度转换至平台基座坐标系

$$\dot{\varphi}' = T_E \dot{\varphi}$$

其中

$$T_E = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \cos\alpha \\ 0 & \sin\alpha \end{bmatrix}$$

动平台上铰链点 A_1, A_2 的运动速度为

$$V_{Ai} = V_o + \dot{\varphi}' \times R_{Ai} \quad (13)$$

由速度投影定理可知: $\dot{B}_i \cdot L_i = V_{Ai} \cdot L_i$, 进一步推导可得

$$\begin{cases} \dot{B}_1 \cdot L_1 = R_{A1} \times L_1 \cdot \dot{\varphi}' \\ \dot{B}_2 \cdot L_2 = R_{A2} \times L_2 \cdot \dot{\varphi}' \end{cases} \quad (14)$$

则有关系式

$$L \cdot \dot{B} = J^\circ \cdot \dot{\varphi} \quad (15)$$

$$\text{其中 } L = \begin{bmatrix} l_{1z} & 0 \\ 0 & l_{2z} \end{bmatrix}_{2 \times 2}, \quad J^\circ = \begin{bmatrix} R_{A1} \times L_1 \\ R_{A2} \times L_2 \end{bmatrix}_{2 \times 3} \cdot T_E$$

因为 L 和 J° 均为满秩矩阵, 所以 L^{-1} 和 $J^{\circ-1}$ 为非奇异矩阵, 根据公式(15)可得

$$\begin{cases} \dot{B} = J \dot{\varphi} \\ \dot{\varphi} = J^{-1} \dot{B} \end{cases} \quad (16)$$

式中 J ——该平台的运动雅可比矩阵

$$J = L^{-1} J^\circ \quad (17)$$

2.3 加速度分析

式(15)对时间 t 求导可得广义输出加速度 $\ddot{\varphi} = [\ddot{\alpha} \ \ddot{\beta}]^T$ 与广义输入加速度 $\ddot{B} = [\ddot{B}_1 \ \ddot{B}_2]^T$ 之间的

关系为

$$\ddot{\varphi} = J^{-1}\ddot{B} + \dot{J}^{-1}\dot{B} \quad (18)$$

通过式(18)可以求得稳定平台的加速度。

2.4 数值计算

设上平台 $R = 250 \text{ mm}$, 连杆长度 $L = 300 \text{ mm}$, 上平台动坐标系与下平台动坐标系原点的距离 $P = 600 \text{ mm}$, 则 B_1, B_2 相对于固定坐标系的坐标为 $(-R, 0, B_{1z}), (0, R, B_{2z})$, A_1, A_2 相对于动坐标系的坐标为 $(-R, 0, 0), (0, R, 0)$ 。以上确定了平台的参数, 若令上平台的两自由度转角 α, β 为输出, 当给定不同的输出转角、速度和角速度时, 可反解求得定平台两螺帽相应的输入也不相同。

相应图中动平台的输出转角为 α, β , 此时下平台螺帽的输入为 (L_1, L_2) ; 设输出的角速度为 α, β , 运动规律为

$$\begin{cases} \alpha(t) = \frac{\pi}{4} \sin(\omega t + t_0) \\ \beta(t) = \frac{\pi}{4} \sin\omega t \end{cases}$$

则图 2 为输入螺帽位移随时间的变化曲线, 图 3 为输入螺帽速度随时间的变化曲线, 图 4 为输入螺帽加速度随时间的变化曲线。

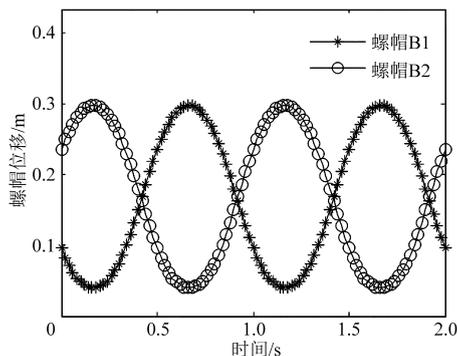


图 2 螺帽位移随时间变化曲线

Fig.2 Displacement of screw cap

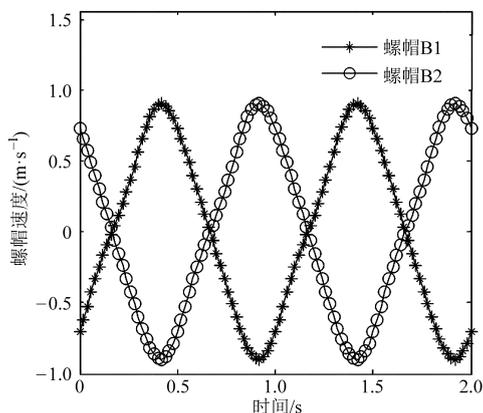


图 3 螺帽速度随时间变化曲线

Fig.3 Velocity of screw cap

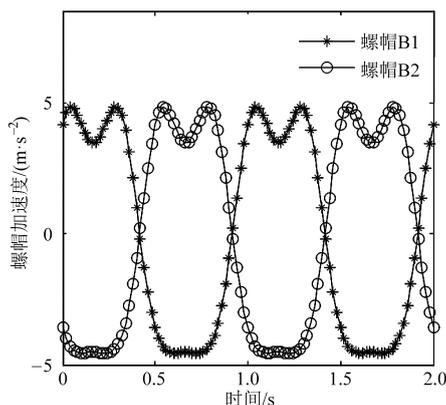


图 4 螺帽加速度随时间变化曲线

Fig.4 Acceleration of screw cap

照正余弦规律变化, 与动平台运动规律吻合, 螺帽位移中心在 0.165 m 附近, 与实际值相符, 同时每个螺帽的位移、速度、加速度曲线也相对应, 验证了所建立模型的正确性。由图 3 可以看出螺帽最大调平速度为 $12^\circ/\text{s}$, 具有三级海洋环境下 $10^\circ/\text{s}$ 波频的调平能力。

3 并联平台可达工作空间分析

并联平台的位置工作空间^[14]是指上平台在空间可以达到的关于下平台定坐标系的位置集合, 影响并联平台可达工作空间的主要因素有: 螺帽位置、球面副转角限制、负载允许最大转角和平台之间的干涉。考虑运动学模型(11), 当给定平台参数时, 平台工作空间为满足以下条件的集合。

$$\begin{cases} \max(z_i) \leq z_{\max} \\ \min(z_i) \geq z_{\min} \\ \max(\theta_{i_i}) \leq \theta_1 \\ \max(\alpha, \beta) \leq (\alpha_1, \beta_1) \end{cases} \quad (19)$$

式中 θ_1 ——球面副的需用转角

z_{\max}, z_{\min} ——传动螺帽的最高、最低位置

α_1, β_1 ——平台 2 自由度允许的最大转角

当 z_i 在允许的区间内变化时, 显然这是两个包络面方程, 而并联平台的可达空间就是这两个包络面的交集。给定平台参数, 利用数值求解工作空间的边界, 通过 Matlab 软件搜索不同姿态下并联平台的三维工作空间, 计算出的可达工作空间如图 5。

由仿真结果可以看出, 并联平台的最大位置坐标为: $(-175, 12, 519), (-175, -12, 519), (-175, 12, 610), (-175, -12, 10)$ 。最大倾斜角 12° , 工作空间绕轴对称, 并联平台的工作空间由上部和下部包围而成, 证明该小型结构拥有相对充足的工作空间, 在三级海洋 10° 波倾角的情况下, 该平台能够实现平衡稳定。

由图可知, 螺帽的位移、速度、加速度曲线均按

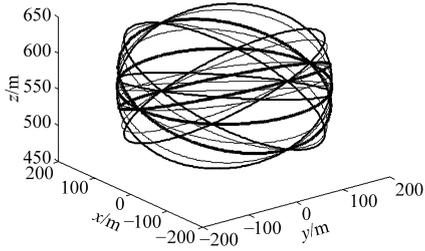


图5 2-HUS/U 并联平台的可达工作空间

Fig. 5 Reachable workspace of 2-HUS/U parallel platform

4 2-HUS/U 并联平台动力学建模分析

分析并联平台运动过程中各螺帽的驱动力变化情况,动力学问题中涉及多构件的受力分析,选用分析较为简单的拉格朗日方法^[15-16],虽然增加了一定的计算量,但是克服了牛顿-欧拉法在多约束力分析中繁杂的特点。刚体的拉格朗日方程,即系统动力学方程为

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i$$

其中 $L = T - V$

式中 L ——Lagrange 函数

T ——平台的动能

V ——平台的势能

q_i ——系统广义坐标

Q_i ——作用在第 i 个坐标上的广义力或广义力矩

选取动平台的角度和角速度为广义坐标,由动平台的位置信息来表示滑块与支撑杆的位置,计算系统的动能和势能,由拉格朗日方法通过雅可比转换求取作用在运动螺帽上的广义力,即驱动力。

4.1 传动支链的动能与势能

为了对每条支链进行详细分析,将各支链分为两部分:相对于基座固定的部分(螺帽);移动部分(螺帽)和转动部分(支撑杆)。图6为系统一条支链示意图。

螺帽只有绕自身 z 轴的转动,螺帽的转动动能

$$T_c = \frac{1}{2} \dot{\varphi}^T M_c \dot{\varphi} \quad (20)$$

其中 $M_c = J^T \begin{bmatrix} m_c \\ m_c \end{bmatrix} J$ $m_c = I_c \frac{1}{d_s^2}$

式中 I_c ——螺帽转动惯量

d_s ——丝杆螺距

势能 $V_c = m_s g P_c$

式中 P_c ——丝杆重心与原点的距离

丝杆螺帽沿螺帽上下运动,只有沿螺帽 z 轴的线速度,丝杆螺帽的动能为

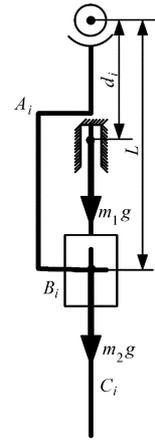


图6 系统支链示意图

Fig. 6 Schematic diagram of system branch

$$T_m = \frac{1}{2} m_m v_{mi}^2 = \frac{1}{2} \dot{\varphi}^T M_m \dot{\varphi} \quad (21)$$

$$M_m = J^T \begin{bmatrix} m_m \\ m_m \end{bmatrix} J$$

式中 m_m ——螺帽的质量

势能 $V_m = mg(B_1 + B_2)$ (22)

支撑杆同时具有绕质心的转动和质心移动两种运动,支撑杆上端球铰的运动规律与动平台对应点的运动情况相同,下端虎克铰的运动规律与丝杆螺帽对应点的运动情况相同。支撑杆两端点的速度分别为

$$\begin{cases} V_{A_i} = (T \cdot \dot{\varphi}) \times R_{A_i} = J_{VA} \times \dot{\varphi} \\ V_{B_i} = J_{VB} \cdot \dot{\varphi} \end{cases} \quad (23)$$

其中

$$J_{VA} = R_{A_1} \times L_1 \cdot T \quad J_{VB} = J$$

则支撑杆质心的角速度和线速度为

$$\omega_{zi} = \frac{V_{A_i} - V_{B_i}}{L} \quad v_{zi} = \frac{R_{OB}}{L} V_{A_i} + \frac{R_{AO}}{L} V_{B_i}$$

则支撑杆的动能为

$$T_z = \frac{1}{2} m v_z^T v_z + \frac{1}{2} \omega_z^T \begin{bmatrix} I_z \\ I_z \\ I_z \end{bmatrix}_{6 \times 6} \omega_z \quad (24)$$

其中 $v_z = \begin{bmatrix} v_{z1} \\ v_{z2} \end{bmatrix}$ $I_z = \begin{bmatrix} I_{xx} & & \\ & I_{yy} & \\ & & I_{zz} \end{bmatrix}$ $\omega_z = \begin{bmatrix} \omega_{z1} \\ \omega_{z2} \end{bmatrix}$

支撑杆势能

$$V_z = m_s g (P_{z1} + P_{z2}) \quad (25)$$

4.2 上平台与负载的动能与势能

动平台只有2个转动自由度,即广义坐标 φ ,动平台的特征量有:动平台的质量 m_s ;动平台在自身坐标系中的惯性张量 I_s ;动平台在定坐标系中的角速度 $\omega_s = R \dot{\varphi}$ 。则上平台的动能为

$$T_s = \frac{1}{2} \dot{\varphi}^T M_s \dot{\varphi} \quad (26)$$

其中

$$\mathbf{M}_s = \mathbf{T}_E^T \mathbf{I}_s \mathbf{T}_E$$

$$\mathbf{I}_s = \begin{bmatrix} I_{xx} & & \\ & I_{yy} & \\ & & I_{zz} \end{bmatrix} \quad \mathbf{T}_E = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \cos\alpha \\ 0 & \sin\alpha \end{bmatrix}$$

上平台的势能

$$V_s = m_s g h_s \quad (27)$$

式中 h_s ——上平台中心与下平台中心的距离

负载设备与上平台运动规律相同,但是负载设备的重心较高,在运动过程中势能会随运动状态不断改变,则其动能为

$$T_f = \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\varphi}}^T \mathbf{M}_f \dot{\boldsymbol{\varphi}}$$

其中

$$\mathbf{M}_f = \mathbf{T}_E^T \mathbf{I}_f \mathbf{T}_E$$

$$\mathbf{I}_f = \begin{bmatrix} I_{xx} + m_f d^2 & & \\ & I_{yy} + m_f d^2 & \\ & & I_{zz} + m_f d^2 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{T}_E = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \cos\alpha \\ 0 & \sin\alpha \end{bmatrix}$$

负载设备的势能为

$$V_f = m_f g h_f$$

4.3 系统的动力学方程

由上述可知,系统平台总动能: $T = T_c + T_m + T_z + T_s + T_f$,在定坐标系下,原点 O 为势能原点,则系统平台总势能为

$$V = V_c + V_m + V_z + V_s + V_f$$

根据虚功原理得到动力学方程

$$L = T - V = \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\varphi}}^T \mathbf{M}_c \dot{\boldsymbol{\varphi}} + \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\varphi}}^T \mathbf{M}_m \dot{\boldsymbol{\varphi}} + \frac{1}{2} m \mathbf{v}_z^T \mathbf{v}_z + \frac{1}{2} \boldsymbol{\omega}_z^T \begin{bmatrix} I_z \\ I_z \end{bmatrix}_{6 \times 6} \boldsymbol{\omega}_z + \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\varphi}}^T \mathbf{M}_s \dot{\boldsymbol{\varphi}} + \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\varphi}}^T \mathbf{M}_f \dot{\boldsymbol{\varphi}} - m_g g P_c - mg(B_1 + B_2) - m_z g(P_{z1} + P_{z2}) - m_s g h_s - m_f g h_f \quad (28)$$

根据拉格朗日方程可得

$$\begin{cases} Q_1 = \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial L}{\partial \alpha} \\ Q_2 = \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial L}{\partial \beta} \end{cases} \quad (29)$$

广义驱动力 Q_i 实际上是作用在螺帽上的驱动力,根据虚功原理, \mathbf{J} 为平台的雅可比矩阵,则系统的驱动力为

$$[F_1 \quad F_2]^T = (\mathbf{J}^T)^{-1} [Q_1 \quad Q_2]^T \quad (30)$$

若给定动平台运动规律,则由式(29)求得数据代入式(30)中,即可以求得系统2个螺帽的驱动力。

4.4 数值计算

平台各部分惯性参数如表1所示,假设2自由度连续转动, α, β 的运动规律为

$$\begin{cases} \alpha(t) = \frac{\pi}{4} \sin(\omega t + t_0) \\ \beta(t) = \frac{\pi}{4} \sin \omega t \end{cases}$$

表1 平台各构件参数

Tab. 1 Parameters of each part

构件	质量/kg	$I_{xx}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$I_{yy}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$I_{zz}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
螺杆	4.3			0.0007
螺帽	7.5			0.02
支撑杆	10	0.04	0.04	0.005
上平台	30	0.47	0.47	0.95
负载	160	20.70	20.70	26.72

根据公式(28)描述的驱动力方程,得到如图7所示的驱动力曲线,2自由度驱动力曲线呈正弦规律变化。

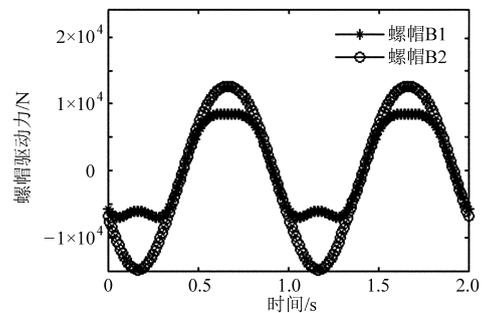


图7 并联平台两螺帽的驱动力

Fig. 7 Driving force of two screw caps

从仿真可以看出,螺帽驱动的变化规律近似正弦变化,与平台上平台两广义自由度运动规律相符,螺帽的最大驱动力出现在螺帽速度为零时,而滑块速度最大时驱动力在零附近,如图8,螺帽1的最大驱动力为8600 N,对应的螺帽速度为零。丝杆最大驱动力为15000 N,常用的直线电动机驱动能力不足,本文选用的滚珠丝杆平台能够承受该驱动力,完全满足该平台负载的稳定平衡需求,同时验证了本

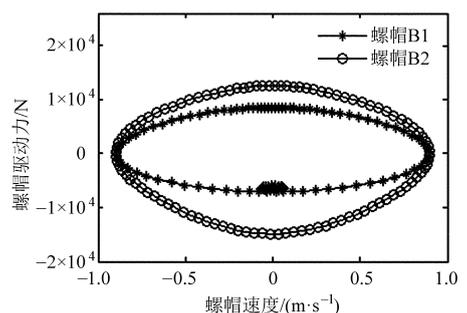


图8 螺帽驱动力随速度变化曲线

Fig. 8 Relationship between driving force and velocity of two screw caps

文动力学方程模型的正确性。

5 结论

(1) 提出了一种空间两维稳定海上漂浮平台,能够满足海面上小型化、灵活式投放的需求。

(2) 基于广义坐标建立平台位置逆解模型,通过雅可比矩阵分析了平台的速度、加速度和可达工作空间,结果表明满足三级海洋环境 10° 波倾角和 $10^\circ/\text{s}$ 波频的稳定平衡需求。

(3) 通过计算各构件的动能和势能,对并联平台进行拉格朗日动力学分析,得到平台的输入驱动力曲线,可以看出输入驱动力与动平台运动规律一致,同时滚珠丝杆驱动机构能够满足海面大负载的驱动需求。

(4) 通过对提出的海上平台系统的分析,可以看出该平台具有适应三级海洋的能力,为该类海上平台的平台优化和稳定控制系统设计提供一定的理论依据。

参 考 文 献

- 1 王振宇,张彪,刘国华. 浮式海洋结构的应用与背景[J]. 中国海洋平台,2009,24(1):10-14.
Wang Zhenyu, Zhang Biao, Liu Guohua. Application and foreground of the floating structures[J]. China Offshore Platform,2009,24(1):10-14. (in Chinese)
- 2 邓慧静. 海上浮式风机平台稳性与锚泊系统性能研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2012.
Deng Huijing. Study on stability and mooring system performance of offshore floating turbine foundation[D]. Harbin: Harbin Engineering University,2012. (in Chinese)
- 3 卢其进,杨和振. 海洋风电支撑结构的随机性动力优化设计[J]. 振动与冲击,2013,32(17):46-51.
Lu Qijin, Yang Hezhen. Probabilistic dynamic optimization design for support structure of offshore wind turbines[J]. Journal of Vibration and Shock,2013,32(17):46-51. (in Chinese)
- 4 胡自伟,陈晖,刘江平. 踏浪精灵——水面无人舰艇[J]. 现代军事,2004,32(17):46-51.
- 5 任天辉. 舰载稳定平台伺服系统设计与研究[D]. 厦门:厦门大学,2014.
Ren Tianhui. Design and research of servo system of shipboard stabilized platform[D]. Xiamen: Xiamen University,2014. (in Chinese)
- 6 刘晓,赵铁石,高佳伟. 非惯性系下舰载稳定平台动力学建模及特性分析[J]. 机器人,2014,36(4):411-418.
Liu Xiao, Zhao Tieshi, Gao Jiawei. Dynamic modeling and analysis of ship-based stabilizing platform in non-inertial system[J]. Robot,2014,36(4):411-418. (in Chinese)
- 7 元志明. 浮式海洋平台机构运动耦合分析[D]. 镇江:江苏科技大学,2010.
Yuan Zhiming. Coupled analysis of floating structures with mooring lines[D]. Zhenjiang: Jiangsu University of Science and Technology,2010. (in Chinese)
- 8 郭惜久,程翔. 随机海浪模型仿真[J]. 四川兵工学报,2010,31(8):134-136.
Guo Xijiu, Cheng Xiang. Simulation for random ocean state model[J]. Journal of Sichuan Ordnance,2010,31(8):134-136. (in Chinese)
- 9 Hilkert J M. Inertially stabilized platform technology concepts and principles[J]. IEEE Control Systems Magazine,2008,28(1):26-46.
- 10 李珂翔,张合. 一种并联式稳定平台的运动仿真[J]. 计算机仿真,2013,30(8):212-215.
Li Kexiang, Zhang He. Motion simulation of stabilized platform with parallel mechanism[J]. Computer Simulation,2013,30(8):212-215. (in Chinese)
- 11 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.
- 12 王卫忠,赵杰,高永生,等. 基于螺旋理论的可重构机器人动力学分析[J]. 机械工程学报,2008,44(11):99-104.
Wang Weizhong, Zhao Jie, Gao Yongsheng, et al. Dynamics analysis of reconfigurable robots based on screw theory[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2008,44(11):99-104. (in Chinese)
- 13 王庚祥,原大宁,刘宏昭,等. 空间4-SPS/PU 并联机构运动学分析[J]. 农业机械学报,2012,43(3):207-212,199.
Wang Gengxiang, Yuan Daning, Liu Hongzhao, et al. Kinematics analysis of spatial 4-SPS/PU parallel mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(3):207-212,199. (in Chinese)
- 14 季晔,刘宏昭,原大宁. 4-SPS/PPU 型并联机构工作空间与尺度分析[J]. 农业机械学报,2013,44(11):322-328.
Ji Ye, Liu Hongzhao, Yuan Daning. Workspace and scale analysis of 4-SPS/PPU parallel mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(11):322-328. (in Chinese)
- 15 贾晓辉,田延岭,张大卫. 3-PRR 柔性机构动力学分析[J]. 农业机械学报,2010,41(10):199-203.
Jia Xiaohui, Tian Yanling, Zhang Dawei. Dynamics analysis of 3-PRR compliant parallel mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2010,41(10):199-203. (in Chinese)
- 16 王鑫,袁晓光,杨星. 基于拉格朗日方法的飞行器多体分离姿态动力学分析研究[J]. 西北工业大学学报,2014,32(1):18-22.
Wang Xin, Yuan Xiaoguang, Yang Xing. Research on multi-body separation dynamics using lagrange method[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University,2014,32(1):18-22. (in Chinese)