2 自由度驱动冗余摇摆台的设计

罗中宝, 杨志东, 丛大成, 张 辉, 郭 佳

(哈尔滨工业大学机电工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 为使摇摆台具备工作空间大、承载能力强、驱动间内力耦合小的特点, 提出了一种新型驱动冗余的 2 自由度摇摆台, 并对该摇摆台的总体设计方法进行了探讨. 采用 ZYX 欧拉角描述平台的位姿, 推导了摇摆台运动学、动力学参数的矩阵表示形式. 在动力学分析中, 通过减少驱动力数量, 求取了各自由度的协同出力. 然后在每个自由度上将单对称阀控制两个非对称缸简化为单对称阀控制单对称缸, 并进一步提出了偏心负载的等效方法, 分析了偏心负载刚度对系统控制性能的影响. 最后, 结合运动学、多体动力学模型, 完成了摇摆台动力机构的设计及负载匹配校验.

关键词: 冗余驱动; 摇摆台; 动力学分析; 负载匹配

中图分类号: TP242

文献标识码: A

文章编号: 1002-0446(2012)-05-0574-07

Design of 2DOF Motion Simulator with Actuation Redundancy

LUO Zhongbao, YANG Zhidong, CONG Dacheng, ZHANG Hui, GUO Jia

(School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: A 2DOF (degree of freedom) motion simulator with actuation redundancy is designed, which is characterized by larger workspace, heavier load capacity and less internal driving force coupling. In addition, the design method for the whole system is also introduced. The ZYX Euler angle is adopted to describe the pose of motion simulator, and the parameters of the kinematics and dynamics are deduced in matrix form. In the dynamics part, the number of driving forces is reduced to achieve the cooperative force of each freedom. The driving system that one symmetric valve controls two asymmetric cylinders is simplified to be that one symmetric valve controls one symmetric cylinder in each freedom. Furthermore, the equivalent principle of eccentric load is introduced to study the influence of this load's stiffness on system's control performance. Finally, the design of whole driving mechanism and the verification of load matching for this motion simulator are accomplished by combining the kinematics and multibody dynamics model.

Keywords: redundant actuation; motion simulator; dynamics analysis; load matching

1 引言 (Introduction)

摇摆台作为一种环境模拟设备, 广泛应用于海况、路况等复杂运动环境的模拟. 而基于并联机构的摇摆台, 因其高刚度、大负载、高精度等特点, 已引起中外学者的广泛关注. 其中, 基于 Gough-Stewart 机构的 6 自由度运动平台的研究最为深入和系统^[1]. 而对于少自由度, 特别是 2 自由度并联机构的研究相对较少^[2-3].

并联机构的冗余主要分为运动学冗余和驱动冗余, 其中运动学冗余是指系统所能提供的自由度大于要求的自由度, 而驱动冗余是指驱动的数量大于系统运动的自由度. 相比而言, 驱动冗余的并联机构应用得更加广泛. 但驱动冗余的并联机构在设计上存在众多难点, 主要表现为广义速度到支腿伸缩

速度的雅可比矩阵不再是一个方阵, 不能直接对雅可比矩阵求逆获得各支腿出力. 文 [4] 针对 8PSS 驱动冗余的 6 自由度并联机构进行了运动学、动力学分析, 并采用 Moore-Penrose 逆矩阵得到了各支腿出力的最优解. 文 [5] 对冗余驱动的平面 3 自由度机构采用最小平方方法得到了驱动力的最优解. 文 [6] 对冗余驱动的 2 自由度运动平台采用驱动力的最小值最小的优化原则得到了冗余驱动力矩的最优解. 但在实际情况下, 由于加工精度、驱动一致性等因素引起的内力耦合较大, 这些方法计算得到的最优驱动力偏于保守. 因此, 在驱动冗余并联机构的设计阶段, 如何设计合理的机械结构和驱动方式来减少驱动间的内力耦合是该领域又一难题. 除此之外, 文 [7-8] 也对驱动冗余并联机构的运动学、动力学和

控制方法等问题进行了深入探讨。

为研究和验证油舱中液体燃料在六级海况下的静电产生情况以及氮气充压保护的可行性和可靠性,需准确模拟船舶在海面上的运动情况。为此,本文提出了一种驱动冗余的新型2自由度摇摆台,通过在结构和油路上的优化设计,大大降低了驱动系统间的内力耦合。

2 2自由度摇摆台的结构、驱动设计 (Design of two DOF motion simulator's structure and driving method)

新型2自由度摇摆台的3维实体模型如图1所示,系统由上平台、中心十字铰、4条液压支腿(4#支腿位于基座之后)、基座、2套伺服阀及连接铰等组成,平台的连接铰均采用虎克铰。1#和3#液压支腿协同驱动实现横摇运动;2#和4#液压支腿协同驱动实现纵摇运动;1#~4#液压支腿同时运动,实现上平台横摇、纵摇的复合运动。该并联机构具有2个自由度、4条驱动支腿,是典型的冗余驱动的并联机构。该2自由度摇摆台在结构上进行了如下3点改进:(1)添加中心十字铰结构;(2)对称布置上、下铰点;(3)分散安装驱动支腿。

(1)添加中心十字铰结构:十字铰结构使平台的横摇和纵摇自由度变得相互独立,避免了各自由度驱动间的内力耦合。每个自由度采用2条液压支腿驱动,增加了系统的承载能力,同时避免了平台的奇异,增大了系统的工作空间,3维实体模型如图2所示。

(2)对称布置上、下铰点:文中摇摆台的上、下铰点对称布置,而文[7]中的摇摆台铰点采用非对称布置。对称布置可保证平台单自由度运动时,协同驱动的2条支腿的速度方向相反、大小近似相等,也可保证在一定运动范围内2条支腿出力对铰点中心的力臂近似相等。这种铰点布置方式是2条非对称支腿等效为1条对称支腿的前提。

(3)分散安装驱动支腿:驱动横摇运动的1#、3#支腿的上端连接到十字铰的长轴上,2#、4#支腿的上端连接到平台上。相比文[7]中所有支腿都连接在平台上的结构,可减少上、下铰点的加工误差引起的扭转力矩卡死平台的现象。

对于液压驱动的摇摆台,为使系统结构更加紧凑,一般采用单出杆的非对称缸来驱动,文中摇摆台的驱动系统采用了4条单出杆的非对称支腿。由于摇摆台结构中添加了十字铰结构,横摇和纵摇运动变得相互独立,1#、3#支腿与2#、4#支腿的内力

耦合比较小。而如何解决每个自由度驱动间的内力耦合问题,便是此类摇摆台驱动设计的关键。

(1)上平台;(2)中心十字铰;(3)液压支腿;(4)水泥基座
(5)上虎克铰;(6)下虎克铰;(7)地基

图1 新型2自由度摇摆台的结构

Fig.1 Structure of the novel 2 DOF motion simulator

(1)上平台支座;(2)轴承及附件;(3)长轴;(4)底座

图2 十字铰的3维实体模型

Fig.2 Three dimensional solid model of cross hinge

为减少各自由度驱动间的内力耦合,如横摇运动时1#支腿与3#支腿的内力耦合,文中借鉴了风洞尾撑系统中单对称阀控制两非对称缸的驱动形式^[9]。具体实现方法如下:将1#支腿的有杆腔与3#支腿的无杆腔连通,3#支腿的有杆腔与1#支腿的无杆腔连通,1#、3#支腿由一个伺服阀进行供油,这样便可以保证1#、3#支腿的速度方向始终相反,通过这种驱动方式彻底解决了横摇自由度的内力耦合问题,纵摇自由度类似。

综上所述,文中提出的2自由度摇摆台通过添加十字铰,避免了横摇驱动、纵摇驱动间的内力耦合,又通过设计合理的液压油路使每个自由度驱动间的耦合达到最小。

3 摇摆台的运动学分析 (Kinematics analysis on the motion simulator)

惯性坐标系和体坐标系的坐标原点均建立在十字铰中心处,惯性坐标系记为 $\{g\}$: $O_b-X_bY_bZ_b$,与大

地相连. 体坐标系记为 $\{p\}$: $O_p-X_pY_pZ_p$, 与上平台相连. 上铰、下铰中心在惯性坐标系下的矢径分别记为 $\mathbf{a}_i$ 、 $\mathbf{b}_i$ ($i=1, \dots, 4$). 上、下铰点在坐标系中的分布如图 3 所示 (各铰点对称分布).

文中采用 ZYX 欧拉角来描述 2 自由度摇摆台的位姿. 基于 ZYX 欧拉角的位姿描述包括 3 次连续绕体坐标系相应坐标轴的旋转, 旋转角度分别为偏航角 ψ 、纵摇角 θ 、横摇角 φ . 对于 2 自由度摇摆台而言, 中心十字铰限制了平台的偏航运动, 偏航角 $\psi \equiv 0$. 令广义位姿矢量 $\bar{\Theta}$ 的坐标 $\bar{\Theta} = [\varphi \ \theta]^T$, 该矢量唯一确定了上平台的位姿空间.

(a) 上铰点在体坐标系下的分布 (b) 下铰点在惯性坐标系下的分布

图 3 摇摆台坐标系

Fig.3 The coordinate of the motion simulator

为公式推导的方便, 对矢量的表示方法规定如下: 矢量 $\mathbf{a}_i$ 在惯性系下的坐标表示为 $\bar{\mathbf{a}}_i$, 与 $\bar{\mathbf{a}}_i$ 对应的反对称矩阵为 $\tilde{\mathbf{a}}_i$; 在体坐标系的坐标表示为 $\mathbf{a}_i^b$, 与 $\mathbf{a}_i^b$ 对应的反对称矩阵为 $\tilde{\mathbf{a}}_i^b$; $\dot{\mathbf{a}}_i$ 表示矢量 $\mathbf{a}_i$ 的 1 阶导数, $\ddot{\mathbf{a}}_i$ 表示矢量 $\mathbf{a}_i$ 的 2 阶导数; $(\bar{\mathbf{a}}_i)_x$ 表示矢量 $\mathbf{a}_i$ 在惯性系下的 X 坐标, 同理矢量 $\mathbf{a}_i$ 的 Y 坐标和 Z 坐标分别记为 $(\bar{\mathbf{a}}_i)_y$ 和 $(\bar{\mathbf{a}}_i)_z$; 其他矢量依此类推.

定义广义速度矢量为 $\bar{\Theta} = \omega$, 其中 ω 表示体坐标系相对于惯性系的角速度矢量, ω 在惯性系下的坐标表示形式 $\bar{\omega}$ 如式 (1) 所示. 式中 $c\theta$ 表示 $\cos \theta$, $s\theta$ 表示 $\sin \theta$:

$$\bar{\omega} = \begin{bmatrix} c\theta & 0 \\ 0 & 1 \\ -s\theta & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} \quad (1)$$

上铰点的速度矢量、加速度矢量在惯性坐标系下的坐标如式 (2)、(3) 所示:

$$\bar{\mathbf{v}}_{a_i} = \bar{\omega} \bar{\mathbf{a}}_i = -\tilde{\mathbf{a}}_i \bar{\omega} = -T \tilde{\mathbf{a}}_i^b T^T \bar{\omega} = J_{av_i} \bar{\Theta} \quad (2)$$

$$\bar{\ddot{\mathbf{v}}}_{a_i} = J_{av_i} \ddot{\bar{\Theta}} - |\omega|^2 P_{\omega_n} T \tilde{\mathbf{a}}_i^b \quad (3)$$

$$P_{\omega_n} = (I - \bar{\omega}_n \bar{\omega}_n^T)$$

式中, T 为体坐标系到惯性系下的旋转变换矩阵; J_{av_i} 为平台广义速度到上铰点速度的雅可比矩阵,

$J_{av_i} = -T \tilde{\mathbf{a}}_i^b T^T$; P_{ω_n} 是以 ω_n 为法向量的平面的投影矩阵, ω_n 为角速度 ω 的单位方向向量.

支腿 i 的长度矢量 $\mathbf{l}_i$ 在惯性系下的坐标 $\bar{\mathbf{l}}_i$ 、伸缩速度 $|\dot{\mathbf{l}}_i|$ 可表示为式 (4):

$$\bar{\mathbf{l}}_i = T \mathbf{a}_i^b - \bar{\mathbf{b}}_i$$

$$|\dot{\mathbf{l}}_i| = \frac{\mathbf{l}_i}{|\mathbf{l}_i|} \cdot \mathbf{v}_{a_i} = (\mathbf{a}_i \times \frac{\mathbf{l}_i}{|\mathbf{l}_i|}) \cdot \omega = (T \tilde{\mathbf{a}}_i^b T^T \bar{\mathbf{l}}_{n_i})^T \bar{\Theta} \quad (4)$$

式中 $\bar{\mathbf{l}}_{n_i}$ 为液压缸长度矢量 $\mathbf{l}_i$ 的单位方向向量.

令支腿伸缩速度 $\dot{\mathbf{L}} = [|\dot{\mathbf{l}}_1| \ |\dot{\mathbf{l}}_2| \ |\dot{\mathbf{l}}_3| \ |\dot{\mathbf{l}}_4|]^T$, 支腿伸缩速度与平台广义速度之间的关系如式 (5):

$$\dot{\mathbf{L}} = \begin{bmatrix} (T \tilde{\mathbf{a}}_1^b T^T \bar{\mathbf{l}}_{n_1})^T \\ (T \tilde{\mathbf{a}}_2^b T^T \bar{\mathbf{l}}_{n_2})^T \\ (T \tilde{\mathbf{a}}_3^b T^T \bar{\mathbf{l}}_{n_3})^T \\ (T \tilde{\mathbf{a}}_4^b T^T \bar{\mathbf{l}}_{n_4})^T \end{bmatrix} \bar{\Theta} = J_{lq} \bar{\Theta} \quad (5)$$

式中 J_{lq} 为并联机器人广义速度到支腿伸缩速度的雅可比矩阵.

图 4 摇摆台的支腿结构简图

Fig.4 The schematic diagram of motion simulator's leg

如图 4 所示, 活塞杆质心 r_{ci} 、缸筒质心 t_{ci} 的速度矢量、加速度矢量可表示为式 (6) ~ (9), 其中 ω_{a_i} 、 ξ_{a_i} 表示支腿绕下铰点的角速度和角加速度, r_{rc_i} 、 r_{tc_i} 分别表示活塞杆质心到上铰点的距离和缸筒质心到下铰点的距离.

$$\bar{\mathbf{v}}_{rc_i} = \left(I - \frac{r_{rc_i}}{|\mathbf{l}_i|} P_{l_{ni}} \right) \bar{\mathbf{v}}_{a_i} = J_{rc_i, a_i} \bar{\mathbf{v}}_{a_i} \quad (6)$$

$$\bar{\ddot{\mathbf{v}}}_{rc_i} = \bar{\ddot{\mathbf{v}}}_{a_i} + r_{rc_i} \bar{\mathbf{l}}_{n_i} \bar{\xi}_{a_i} - \frac{r_{rc_i}}{|\mathbf{l}_i|} \bar{\omega}_{a_i} P_{l_{ni}} \bar{\mathbf{v}}_{a_i} \quad (7)$$

$$\bar{\mathbf{v}}_{tc_i} = (r_{tc_i}/|\mathbf{l}_i|) P_{l_{ni}} \bar{\mathbf{v}}_{a_i} = J_{rc_i, a_i} \bar{\mathbf{v}}_{a_i} \quad (8)$$

$$\bar{\ddot{\mathbf{v}}}_{tc_i} = -r_{tc_i} \bar{\mathbf{l}}_{n_i} \bar{\xi}_{a_i} + (r_{tc_i}/|\mathbf{l}_i|) \bar{\omega}_{a_i} P_{l_{ni}} \bar{\mathbf{v}}_{a_i} \quad (9)$$

式中 J_{rc_i, a_i} 为支腿 i 的上铰点速度到活塞杆质心速度的雅可比矩阵; J_{rc_i, a_i} 为支腿 i 的上铰点速度到缸筒

质心速度的雅可比矩阵; $\mathbf{P}_{lni}$ 为以 $\mathbf{l}_{ni}$ 为法向量的平面的投影矩阵。

4 基于减少驱动力的多体动力学模型 (Multi-body dynamics model based on the reduced driving forces)

在摇摆台的动力学分析过程中, 首先建立单刚体动力学模型, 并对各个支腿的动力学进行了分析, 最后结合负载的单刚体模型和支腿的动力学模型, 得到系统的多刚体动力学模型。

4.1 单刚体动力学模型

在 2 自由度摇摆台的动力学分析中, 选择对十字铰中心取动量矩。欧拉方程的矩阵表示形式如式 (10) 所示:

$$\mathbf{J}_{\text{iq}}^T \dot{\mathbf{f}}_a + \dot{\mathbf{r}}_c \bar{\mathbf{G}} + \bar{\mathbf{M}}_J = \bar{\mathbf{J}}_o \ddot{\boldsymbol{\theta}} + \ddot{\boldsymbol{\omega}} (\bar{\mathbf{J}}_o \ddot{\boldsymbol{\omega}}) \quad (10)$$

式中 $\dot{\mathbf{f}}_a$ 为支腿出力, $\dot{\mathbf{f}}_a = [f_1 \ f_2 \ f_3 \ f_4]^T$, 其中 f_i 为第 i 条液压缸出力大小; $\mathbf{r}_c$ 为综合质心到十字铰中心的方向矢量; $\bar{\mathbf{G}}$ 为摇摆台上平台和负载的重力矢量; $\bar{\mathbf{M}}_J = [0 \ 0 \ m_J]^T$ 为中心十字铰提供的反力矩在惯性系下的坐标; $\bar{\mathbf{J}}_o$ 为上平台及负载对十字铰中心处的惯性张量在惯性系下的坐标表示, $\bar{\mathbf{J}}_o = \mathbf{T} \mathbf{J}_o^b \mathbf{T}^T$ 。

该方程可在 3 个垂直坐标方向上建立 3 个独立的代数方程, 方程中却包含了 5 个未知数, 方程中 5 个未知数不能同时求得。本文针对该 2 自由度摇摆台的特点, 通过减少驱动力的数量, 来求取各支腿的出力。因此令 3[#]、4[#] 支腿随动, 仅由 1[#]、2[#] 支腿出力, 引入变换矩阵 $\boldsymbol{\Omega}$ 、 $\boldsymbol{\Gamma}$, 式 (10) 可改写为式 (11):

$$\mathbf{J}_{\text{iq}}^T \boldsymbol{\Omega}^T \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} + \bar{\mathbf{M}}_J = \mathbf{M}_p(\bar{\boldsymbol{\theta}}) \ddot{\bar{\boldsymbol{\theta}}} + \mathbf{C}_p(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}}) \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}} + \mathbf{G}_p(\bar{\boldsymbol{\theta}}) \quad (11)$$

$$\boldsymbol{\Gamma} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\Omega} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

式中 $\mathbf{G}_p(\bar{\boldsymbol{\theta}}) = -\dot{\mathbf{r}}_c \bar{\mathbf{G}}$, 为重力项矩阵; $\mathbf{C}_p(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}}) = \ddot{\boldsymbol{\omega}} \bar{\mathbf{J}}_o$, 为哥氏力项系数矩阵; $\mathbf{M}_p(\bar{\boldsymbol{\theta}})$ 为广义质量矩阵, $\mathbf{M}_p(\bar{\boldsymbol{\theta}}) = \bar{\mathbf{J}}_o$ 。

4.2 支腿动力学模型

根据文 [10] 中支腿动力学的推导过程, 4 条支腿在十字铰中心的广义惯性力之和如式 (12) 所示:

$$\dot{\mathbf{f}}_1^* = \mathbf{M}_1(\bar{\boldsymbol{\theta}}) \ddot{\bar{\boldsymbol{\theta}}} + \mathbf{C}_1(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}}) \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}} + \mathbf{G}_1(\bar{\boldsymbol{\theta}}) \quad (12)$$

$$\mathbf{M}_1(\bar{\boldsymbol{\theta}}) = \sum_{i=1}^4 \mathbf{J}_{\text{av}_i}^T (\mathbf{M}_{r_i} + \mathbf{M}_{l_{r_i}}) \mathbf{J}_{\text{av}_i}$$

$$\mathbf{C}_1(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}}) = \sum_{i=1}^4 \left[\mathbf{J}_{\text{av}_i}^T (\mathbf{C}_{r_i} + \mathbf{C}_{l_{r_i}}) \mathbf{J}_{\text{av}_i} \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}} \right] - \sum_{i=1}^4 \left[\mathbf{J}_{\text{av}_i}^T |\dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}}|^2 (\mathbf{M}_{r_i} + \mathbf{M}_{l_{r_i}}) \mathbf{P}_{\boldsymbol{\omega}_n} \mathbf{T} \bar{\mathbf{a}}_i^b \right]$$

$$\mathbf{G}_1(\bar{\boldsymbol{\theta}}) = \sum_{i=1}^4 \mathbf{J}_{\text{av}_i}^T \bar{\mathbf{G}}_{l_i}^{a_i}$$

式中 $\mathbf{M}_{r_i}$ 为支腿 i 活塞杆平移运动在上铰点处的等效质量矩阵; $\mathbf{C}_{r_i}$ 为支腿 i 活塞杆平移运动在上铰点处的等效阻尼矩阵; $\mathbf{M}_{l_{r_i}}$ 为支腿 i 活塞杆、缸筒定轴转动在上铰点处的等效质量矩阵; $\mathbf{C}_{l_{r_i}}$ 为支腿 i 活塞杆、缸筒定轴转动在上铰点处的等效阻尼矩阵; $\bar{\mathbf{G}}_{l_i}^{a_i}$ 为支腿 i 活塞杆、缸筒质量在上铰点处的等效重力项。

4.3 单刚体动力学与支腿动力学的综合

根据 Kane 方程: 系统的广义主动力与广义惯性力平衡。系统多刚体动力学模型如式 (13):

$$\mathbf{J}_{\text{iq}}^T \boldsymbol{\Omega}^T \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} + \bar{\mathbf{M}}_J = \mathbf{M}_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}) \ddot{\bar{\boldsymbol{\theta}}} + \mathbf{C}_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}}) \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}} + \mathbf{G}_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}) \quad (13)$$

式中, $\mathbf{G}_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}})$ 为多刚体动力学的广义重力项矩阵, $\mathbf{G}_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}) = \mathbf{G}_p(\bar{\boldsymbol{\theta}}) + \mathbf{G}_1(\bar{\boldsymbol{\theta}})$; $\mathbf{C}_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}})$ 为多刚体动力学的广义哥氏力项系数矩阵, $\mathbf{C}_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}}) = \mathbf{C}_p(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}}) \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}} + \mathbf{C}_1(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}})$; $\mathbf{M}_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}})$ 为多刚体动力学的广义质量矩阵。

考虑到支腿出力对十字铰中心的矩仅仅在惯性系的 X 轴、 Y 轴上有分量; 另外重力与惯性系的 Z 轴平行, 所以重力也不会对 Z 轴产生力矩; 而中心十字铰只能提供沿 Z 轴转动的反力矩, 根据以上 3 点可以将式 (13) 分解成式 (14) 的形式:

$$\boldsymbol{\Gamma} \mathbf{J}_{\text{iq}}^T \boldsymbol{\Omega}^T \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} = \mathbf{M}'_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}) \ddot{\bar{\boldsymbol{\theta}}} + \mathbf{C}'_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}}) \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}} + \mathbf{G}'_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}) \quad (14)$$

$$m_J = [\bar{\mathbf{J}}_o \ddot{\boldsymbol{\omega}} + \ddot{\boldsymbol{\omega}} (\bar{\mathbf{J}}_o \ddot{\boldsymbol{\omega}})]_z + (\dot{\mathbf{f}}_1^*)_z$$

$$\mathbf{G}'_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}) = \boldsymbol{\Gamma} \mathbf{G}_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}), \quad \mathbf{C}'_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}}) = \boldsymbol{\Gamma} \mathbf{C}_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}})$$

$$\mathbf{M}'_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}) = \boldsymbol{\Gamma} \mathbf{M}_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}})$$

式中 $\mathbf{C}'_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}})$ 为修正后的多刚体的广义重力项矩阵, $\mathbf{C}'_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}}, \dot{\bar{\boldsymbol{\theta}}})$ 为修正后的多刚体的广义哥氏力项系数矩阵, $\mathbf{M}'_{\text{pl}}(\bar{\boldsymbol{\theta}})$ 为修正后多刚体的广义质量矩阵。

通过式 (14) 便可以根据用户需求, 求出 1[#]、2[#] 支腿的出力。值得注意的是: 动力学模型虽然求解出的是 1[#]、2[#] 支腿的出力, 但是实际上是每个自由度的协同出力, 即求得的 1[#] 支腿的出力实际是 1[#]、3[#] 支腿在铰点 1 处的等效协同出力。

5 动力元件及负载的等效分析 (Equivalent analysis on power unit and system load)

以横摇自由度为例, 单对称阀控制两非对称缸的原理如图 5. 如文 [9] 所述, 单对称阀控制两非对称缸在两缸速度、力臂大小近似的情况下, 两非对称缸的出力可以等效为作用在 1# 铰点处对称缸的出力, 该对称缸的活塞面积等于非对称缸大、小腔的活塞面积之和. 通过将两个非对称液压缸等效为一个对称液压缸, 结合经动力学分析得到的各自由度协同出力, 便可利用对称液压缸的设计方法来确定等效对称缸的活塞面积. 通过查阅液压缸手册, 便可以选择到合适的非对称液压缸, 满足大、小腔活塞面积之和大于等效对称缸的活塞面积.

图 5 一个对称阀控制两个非对称缸的原理简图

Fig.5 The schematic diagram for one symmetrical servo valve controlling two asymmetric cylinders

一旦选定伺服阀及两个非对称液压缸的型号, 便可利用上述的等效原则, 来确定动力元件的输出特性. 根据液压缸的运行速度、各自由度的协同出力便可以对选定的动力元件进行负载匹配校验. 但在设计摇摆台的控制系統时, 还必须明确摇摆台的负载类型, 因为负载类型对系統控制特性有影响. 比如当仅为惯性负载时, 对称阀控制对称液压缸为一型系統, 而当负载包含惯性负载和弹性负载时, 对称阀控制对称液压缸为零型系統, 且跟踪位置信号时会产生静差.

摇摆台的负载为半充满液体燃料的油舱, 在运动过程中既有惯性负载, 又有由燃料流动所带来的偏心负载, 且有运动油液对油舱壁的冲击. 文中摇

摆台的转动过程较为平稳, 且油舱中还配备相应结构来减少液体晃动, 所以在负载特性分析时将不考虑液体冲击.

文中油舱是一个规则的长方体, 平台运行到任意位置时, 可通过计算舱中油液的几何质心来确定负载综合质心距油舱几何中心的偏心, 然后根据多体动力学模型来对偏心负载进行等效. 以横摇为例, 绘制 1# 等效对称液压缸的位移与偏心负载之间的关系, 如图 6 所示. 从图中可看出, 在 $-45^\circ \sim 45^\circ$ 范围内, 偏心负载可等效为变刚度的弹性负载; 而在 $-20^\circ \sim 20^\circ$ 内, 偏心负载可以等效为刚度恒定的弹簧. 分析上述现象的原因, 可以归纳为以下两个方面: (1) 随着转动角度的增加, 负载偏心与平台转动角度呈近似线性增加; (2) 随着转动范围的增大, 支腿出力对回转中心的力臂剧烈减小. 在 $-20^\circ \sim 20^\circ$ 范围内, 力臂的变化范围为 $1.35 \text{ m} \sim 1.45 \text{ m}$; 在 $-45^\circ \sim 45^\circ$ 范围内, 力臂的变化范围为 $0.82 \text{ m} \sim 1.45 \text{ m}$. 综合以上两点, 在 $-45^\circ \sim 45^\circ$ 范围内力臂的剧烈减小促使了支腿出力在该范围内急剧增加, 负载刚度也急剧增加. 而在 $-20^\circ \sim 20^\circ$ 内力臂仅变化了 7%, 可近似认为在该范围内力臂保持恒定; 而负载偏心又随转动角度按线性规律变化, 所以在 $-20^\circ \sim 20^\circ$ 范围, 偏心负载与液压缸位移呈近似线性关系, 即偏心负载可等效为一个刚性负载, 本系统的弹簧刚度约为 $4.13 \times 10^5 \text{ N/m}$.

图 6 等效位移与偏心负载间的关系

Fig.6 The relationship between equivalent displacement and eccentric load

综上所述, 等效对称液压缸的负载包括惯性和弹性负载, 且弹性负载是系统的主要负载, 但负载的弹簧刚度比液压弹簧刚度小很多 (液压弹簧刚度为 $5.2 \times 10^7 \text{ N/m}$). 从控制角度来讲, 弹性负载在对称阀控制对称液压缸的传递函数中加入了惯性环

节, 因刚度很小, 其惯性环节的转折频率非常低, 对系统频宽的影响小, 但需考虑静差。

6 仿真计算 (Simulative calculation)

本节对摇摆台做横摇 20° 、纵摇 10° 的正弦复合运动时 2 自由度摇摆台运动学、动力学、负载匹配等情况进行仿真, 仿真参数如下所示:

$$\bar{\mathbf{a}}_1^b = [0 \quad -1.45 \quad 0]^T \text{ m}, \quad \bar{\mathbf{a}}_2^b = [-1.45 \quad 0 \quad 0]^T \text{ m}$$

$$\bar{\mathbf{a}}_3^b = [0 \quad 1.45 \quad 0]^T \text{ m}, \quad \bar{\mathbf{a}}_4^b = [1.45 \quad 0 \quad 0]^T \text{ m}$$

$$\bar{\mathbf{b}}_1 = [0 \quad -1.41 \quad 3.099]^T \text{ m}$$

$$\bar{\mathbf{b}}_2 = [-1.41 \quad 0 \quad 3.099]^T \text{ m}$$

$$\bar{\mathbf{b}}_3 = [0 \quad 1.41 \quad 3.099]^T \text{ m}$$

$$\bar{\mathbf{b}}_4 = [1.41 \quad 0 \quad 3.099]^T \text{ m}$$

$$\mathbf{J}_0^b = \text{diag}[2.35 \quad 2.08 \quad 1.12] \times 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\mathbf{G} = [0 \quad 0 \quad 4.96]^T \times 10^5 \text{ N}$$

$\bar{\mathbf{r}}_c^b = [x_c \quad y_c \quad -1.63 \text{ m}]^T$, x_c 、 y_c 与转动角度成正比且当摇摆台位于中位时, 液压缸的初始长度为 3.1 m , 受文中篇幅所限, 多体动力学的参数未一一列举。

通过运动学分析, 得到了各条支腿的运行速度曲线, 如图 7 所示。从图看出, 1#、3# 支腿的速度方向相反, 速度近似相等, 2#、4# 支腿同理。这也验证了第 5 节中速度相等假设的合理性。

图 7 4 条支腿的运行速度曲线

Fig.7 The velocities of 4 legs

通过多刚体动力学分析, 得到各个自由度需要两液压缸协同出力, 如图 8 所示。参照液压缸样本, 在每个自由度配置两套活塞直径为 125 mm 、活塞杆直径为 90 mm 的单出杆非对称液压缸 (油源压力 21 MPa 下, 可满足平台横摇 20° 、纵摇 20° 的要求, 协同最大出力 38 t)。结合支腿的运行速度曲线和活塞面积选择合适的伺服阀和油源。参照伺服阀、油

源样本, 选用阀压降 7 MPa 下流量为 450 L/min 的伺服阀, 采用 370 L 的油源, 并配备 1 台 70 L 的蓄能器补充系统瞬时流量。

图 8 各自由度的协同出力

Fig.8 The cooperative force of each freedom

最后, 绘出动力元件的输出特性及负载特性, 如图 9 所示。从图中可以看出, 已设计的动力机构满足系统需求。

图 9 各自由度负载匹配

Fig.9 Load matching at each freedom

7 结论与展望 (Conclusion and prospect)

文中提出了一种能够减少内力耦合的冗余 2 自由度摇摆台, 并通过在液压油路和机械结构上的优化, 减少了该摇摆台的内力耦合。然后, 针对该摇摆台的运动学、动力学模型进行了详细的推导, 并对单对称阀控制两个非对称缸的驱动方式进行等效, 最后完成了系统动力元件的设计和负载匹配校验。虽然, 本文针对该摇摆台已经获得了一定的成果, 但是还有以下 3 个问题值得进一步研究:

(1) 动力元件等效的局限性: 文中单对称阀控制两个非对称液压缸等效为对称阀控制对称液压缸的

条件有以下 2 点: ① 两非对称液压缸的运行速度相等; ② 两液压缸出力对铰点中心的力臂相等. 这两点依赖于摇摆台的铰点布置、液压缸的初始长度和运动范围 3 个因素. 液压缸的初始长度越长, 运动范围越小, 上下铰点的布置越接近, 以上两个条件越容易满足. 但当运动范围过大时, 这种动力元件的等效方法不再适用, 单对称阀控制两个非对称液压缸仅能等效为阀控制非对称缸, 系统将会出现压力突跳等问题. 而对本文的 2 自由度摇摆台而言, 虽然进行了动力元件的等效, 但也仅是近似等效, 在控制过程中仍会出现对称阀控制非对称缸的一些特点.

(2) 摇摆台的内力耦合位置: 在平台运动的过程中, 单自由度的两条非对称支腿间是没有内力耦合的, 但是当平台伺服闭环处于某特定位置时, 两支腿的出力方向一致, 都是推着平台使其保持静止, 此时有一定的内力耦合. 该问题将在以后实验中进行验证, 并对其内力耦合特性进行分析.

(3) 油液冲击负载的等效: 文中已完成了惯性负载、弹性负载的等效, 而从经验上来说液体冲击负载与平台转动的角速度相关, 应可以等效为阻尼负载, 其具体的等效方法还需进一步研究. 对于文中的摇摆台, 转动角速度比较小, 冲击负载可以忽略. 但是对于在零位附近工作的摇摆振动台而言, 惯性负载和油液冲击负载为主要负载, 弹性负载可以忽略, 油液冲击负载的等效方法对该类问题的解决具有重要作用.

参考文献 (References)

- [1] Koekebakker S. Model based control of a flight simulator motion system[D]. Delft, Holland: Delft University of Technology, 2001.
- [2] 彭利坤, 肖志权, 邢继峰, 等. 新型数字液压 2 自由度摇摆台建模与试验研究 [J]. 机械工程学报, 2011, 47(3): 159-165.
Peng L K, Xiao Z Q, Xing J F, et al. Modeling and experiment study of a novel digital hydraulic 2-DOF motion platform[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(3): 159-

165.

- [3] 赵新通, 韩俊伟, 何景峰, 等. 船用两自由度运动平台控制策略研究 [J]. 船舶工程, 2008, 30(3): 57-59.
Zhao X T, Han J W, He J F, et al. Study on the control strategy of marine 2-DOF platform[J]. Ship Engineering, 2008, 30(3): 57-59.
- [4] Zhao Y J, Gao F. Dynamic formulation and performance evaluation of the redundant parallel manipulator[J]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2009, 25(4/5): 770-781.
- [5] Wu J, Wang J S, Wang L P, et al. Dynamics and control of a planar 3-DOF parallel manipulator with actuation redundancy[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(4): 835-849.
- [6] 郝登运. 空间两自由度冗余驱动摇摆台的关键技术研究 [D]. 天津: 天津大学, 2010.
Hao D Y. Development of the 2-DOF spacial parallel platform with actuation redundancy[D]. Tianjin: Tianjin University, 2010.
- [7] Zhu Z S, Dou R L. Optimum design of 2-DOF parallel manipulators with actuation redundancy[J]. Mechatronics, 2009, 19(5): 761-766.
- [8] Zhang D, Lei J H. Kinematic analysis of a novel 3-DOF actuation redundant parallel manipulator using artificial intelligence approach[J]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2011, 27(1): 157-163.
- [9] 陈斌. 双非对称液压缸驱动风洞尾撑系统偏航角及其控制的研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 1995.
Chen B. Research on dual asymmetric cylinders driving deviant course angle of wind tunnel empennage brace system and its control[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 1995.
- [10] 何景峰, 叶正茂, 姜洪洲, 等. 基于关节空间模型的并联机器人耦合性分析 [J]. 机械工程学报, 2006, 42(6): 161-165.
He J F, Ye Z M, Jiang H Z, et al. Coupling analysis based on joint-space model of parallel robot[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(6): 161-165.

作者简介:

- 罗中宝 (1986-), 男, 博士生. 研究领域: 两自由度摇摆台, 离心振动台.
- 杨志东 (1980-), 男, 讲师. 研究领域: 振动台振动控制策略及振动实验方法.
- 丛大成 (1972-), 男, 教授, 博士生导师. 研究领域: 电液伺服控制系统, 液压振动台, 液压摇摆台, 液压加载设备等.

(上接第 573 页)

作者简介:

- 朱心科 (1980-), 男, 博士. 研究领域为: 水下机器人智能采样.
- 俞建成 (1976-), 男, 博士, 副研究员. 研究领域为: 水下

机器人导航、控制, 载体设计.

- 王晓辉 (1968-), 男, 研究员, 博士生导师. 研究领域为: 水下机器人控制系统体系结构、智能控制, 及其工程化实现.