DOI: 10.3901/JME.2019.05.001

气浮试验台重力卸载精度分析*

杨国永^{1,2} 王洪光¹ 姜勇¹ 凌烈¹ 常勇¹ 高峰³ 杨帆³

(1. 中国科学院沈阳自动化研究所 沈阳 110016;

2. 中国科学院大学 北京 100049;

3. 北京控制工程研究所 北京 100080)

摘要: 针对中继卫星天线驱动机构, 提出了一种在地面进行分级同步重力卸载的气浮试验台, 对卫星天线驱动机构的性能进行测试。介绍了分级同步重力卸载的机理和气浮试验台的结构, 通过运动学动力学推导, 计算了天线驱动机构两个关节的驱动力矩, 通过对其运行状态进行分析, 得到试验台稳定运行时的重力卸载精度影响因素, 包括可调弹簧机构的弹簧力、水平轴负载不平衡、同轴度偏差、气足和气浮主轴黏滞阻力和花岗岩平台的水平程度。对各个影响因素进行详细的分析, 确定其对重力卸载精度影响的程度, 采用层次分析法, 得到了气浮试验台的重力卸载精度。结果表明可调弹簧机构和水平轴负载的不平衡对重力卸载精度的影响较大, 因此在试验台调试阶段需要对这两项进行微调, 提高重力卸载精度。通过对试验台的测试, 证明了重力卸载的有效性, 同时得到各个因素对重力卸载精度的整体影响程度, 与理论分析结果相符。

关键词: 重力卸载; 气浮主轴; 气足; 重力卸载精度; 气浮试验台

中图分类号: TH69

Gravity Unloading Precision Analysis of Air Bearing Facility

YANG Guoyong^{1,2} WANG Hongguang¹ JIANG Yong¹ LING Lie¹ CHANG Yong¹
GAO Feng³ YANG Fan³

(1. Shenyang Institute of Automation, Chinese Academy of Sciences, Shenyang 110016;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049;

3. Beijing Institute of Control Engineering, Beijing 100080)

Abstract: A hierarchical and simultaneous gravity unloading facility is proposed. This facility is presented with air bearing to unload the gravity on the ground for testing the tracking and data relay satellite antenna pointing mechanism. The unloading method and the configuration are described and the running state is analyzed. The torque of two joints of antenna pointing mechanism is calculated by deriving the kinematics and dynamics models. The parameters which affect the gravity unloading precision are found: The force of the adjustable spring mechanism, the unbalance of the horizontal load, the deviation of concentricity, the viscous resistance of air bearing and level degree of granite platform. Those parameters are analyzed in detail with the influence on the gravity unloading precision. The theoretical unloading precision is derived by hierarchy analysis. The spring force and the unbalance of horizontal load are main parameters which reduce the precision, so those two parameters should be adjusted specially to improve the gravity unloading precision. The effectiveness of the gravity unloading method is proved with the test of the facility. The reduction of gravity unloading precision by those factors is got and the results match the analysis.

Key words: gravity unloading; air spindle; planar air bearing; gravity unloading precision; air bearing facility

0 前言

跟踪与数据中继卫星(简称中继卫星)被称为“卫星的卫星”, 可以为卫星、飞船等航天器提供数据中继和测控服务^[1]。中继卫星一般都配备了 1~2

个大型的星间链路天线, 为了完成对目标的捕获跟踪, 需要由两轴的天线驱动机构确定天线的指向^[2-3]。由于中继卫星天线尺寸大、跟踪精度高的特点, 天线驱动机构在负载能力、驱动性能、指向精度和可靠性等方面都有较高的要求^[4-5]。为保证天线驱动机构能够达到上述要求, 需要在发射卫星之前对其进行性能测试^[6-9], 为此需要搭建微重力试验台^[10]。由于气浮试验台的技术成熟、易于维护、试验时间

* 国家自然科学基金资助项目(51535008)。20180320 收到初稿, 20181011 收到修改稿

长等特点,被广泛用于微重力环境构建。试验台的重力卸载精度将会直接影响天线驱动机构的测试结果,需要对重力卸载精度的影响因素进行分析^[11-14]。许剑等^[12]对五自由度气浮平台的侧向干扰力进行研究,将模拟装置作为整体,分析了平面气浮轴承倾斜、支撑平面倾斜、平面气浮轴承粘性摩擦阻力、迎风阻力引起的侧向力的干扰。李延斌等^[15]在三自由度气浮台上进行了自重对转动惯量矩阵及惯量主轴方向的影响研究。杨秀彬等^[16]对三轴气浮台的台体水平、负载静平衡和气浮轴承的涡流力矩等干扰力矩进行了定性分析。TOMASZ 等^[17]分析了平台水平程度对重力卸载的影响。向东等^[18]分析了轴承座偏角对不平衡力矩的影响并提出了补偿的方法。杜冬等^[19]研究了气浮球心偏移对重力卸载的干扰。上述重力卸载气浮试验台,都是对目标飞行器(卫星)整体进行重力卸载,验证飞行器的姿态控制算法等问题,相关的重力卸载因素的分析也均是针对卸载对象整体进行的。本课题中,卫星天线驱动机构是两轴正交的驱动装置,为了对中继卫星的天线驱动机构进行地面测试,需要设计一种能够实现分级同步重力卸载的气浮试验台,对驱动机构两个关节的重力分别卸载,并保证两轴能够同时在微重力环境下转动。在此基础上,对各个因素对重力卸载精度的影响程度进行分析,进而为试验台调试提供理论支持。

1 气浮试验台构成及卸载机理

图 1 是天线驱动机构(Antenna pointing mechanism, APM)的示意图,该机构由两个正交关节组成。为了在地面测试其驱动性能,主要是两个关节的输出力矩和转角,需要模拟太空中的运行环境,其中重要的一项就是微重力环境的模拟。为了在地面真实的再现该机构运行时的微重力环境,需要进行重力卸载。为此,提出了一种分级同步重力卸载方法,利用气足和气浮主轴进行重力卸载(图 2)。试验台呈两

图 1 APM 结构

层式的结构,能够在地面模拟卫星天线驱动机构的微重力运行环境,在带载情况下,两轴同时运动时,对其驱动性能进行测试。

图 2 气浮试验台

对该驱动机构进行分析可知,由于竖直轴转子和水平轴定子是固连的,整个机构可以分为存在相互运动的三个部分,即竖直轴定子、竖直轴转子(包括与其固连的水平轴定子)、水平轴转子。为了完成该驱动机构的重力卸载,同时要实现驱动机构带载条件下的性能测试,需要对这三个部分以及负载进行重力卸除。其中负载和水平轴转子是固定连接的,可作为一个整体进行重力卸载。通过上述分析,对该驱动机构的重力卸载即是完成上述三个部分的重力卸载,同时保证两个转轴的转动自由度。根据对驱动机构的分析,考虑到结构的稳定和运动的自由度要求,采用气足和气浮主轴相结合的方式进行重力卸载。气浮试验台采用两层结构形式:下层为呈三角形分布的三个气足,上层为水平放置的气浮主轴。

首先,利用气浮主轴对负载和水平轴转子的重力进行卸除。如图 2 所示,气浮主轴水平放置,由转轴和轴套组成,二者之间由高压气体形成气膜。轴套固定在支撑平板上,转轴的两端连接 APM 水平轴转子和负载。水平轴转子和负载,以及其他的测试零部件均固定连接并同轴,通过气浮主轴中的气膜对这些零部件进行支撑,平衡其重力,释放了绕水平轴转动的自由度。

然后,水平轴定子(与竖直轴转子固连)的重力通过支撑板上的可调弹簧机构-1 进行卸除,通过对弹簧的标定和弹簧压缩量的调整机构,能够较精确地控制弹簧的卸载力,提高重力卸载的精度。支撑板通过三个气足下的气膜支撑在花岗岩平台上,在竖直轴转动时可以提供绕竖直轴转动的自由度,同时支撑气浮主轴及其上的负载绕竖直轴转动。

最后, 竖直轴定子, 通过可调弹簧机构-2 进行重力补偿, 弹簧同样经过标定并带有调整机构, 对竖直轴定子进行精确的重力卸载。由于气足和气浮主轴在气路通断时在竖直方向有一定量的升降, 因此为了对驱动机构进行保护, 使用直线导轨释放其竖直方向的自由度并约束其他方向的移动和转动。竖直轴定子作为驱动机构的基座驱动负载和试验台上的相关零部件转动。

通过上述重力卸载方法, 使得整个气浮平台能够保证在驱动机构两轴同时运动的状态下, 实时进行重力卸载。三个气足能够保证驱动机构绕竖直轴转动, 并实时对水平轴的定子、转子和负载进行重力卸除, 使竖直轴在近似无摩擦的状态下转动。气浮主轴固定于支撑板之上, 随着竖直轴的转动而运动, 同时能够完成对水平轴转子和负载的重力卸除, 并提供绕水平轴转动的自由度。

2 试验台运行状态和动力学分析

2.1 试验台运行状态

气浮主轴和气足在启停过程中, 随着气路的通断会产生竖直方向的升降, 这一过程伴随着气膜的产生和消除。在试验台稳定运行时, 供气保持稳定, 在竖直方向没有位移。因此整个气浮试验台在启停过程中和稳定运行时是两种不同的构型, 如图 3 所示。图 3a 是试验台启停过程中的状态, ①是导轨滑块机构, ②是 APM, ③是气浮主轴, ④是气足, ⑤⑥是两个可调的弹簧机构。在启停过程中气足和气浮主轴均有竖直方向的升降移动。图 3b 是试验台稳定运行时的状态, 气足和气浮主轴在竖直方向保持稳定, 只保留所需的卸载及 APM 运行需要的自由度。对试验台的重力卸载精度进行分析时, 需要在其稳定运行状态下进行, 因为对 APM 的测试均在试验台稳定运行的状态下进行。

图 3 气浮试验台的运行状态

2.2 运动学-动力学分析

APM 是两个正交轴的结构, 安装在试验台上以

后, 为了保护其不受气浮通断时产生的额外力, 在 APM 竖直轴定子和花岗岩平台立柱之间增加了导轨滑块机构, 形成了一个竖直移动的自由度。同时为了完成水平轴的重力卸载, 采用了气浮主轴, 增加了一个转动自由度。因此在试验台稳定运行时, 其机构简图如图 4 所示。

图 4 气浮试验台的机构简图

为了进行重力卸载, 采用了气浮垫、气浮主轴和两组可调弹簧机构, 因此连杆 2 和连杆 4 的受力状态发生了改变。 F_{e0} 、 F_{e0}' 、 F_{e1} 、 F_{e1}' 、 F_{e41} 、 F_{e42} 和 F_{e43} 都是额外力。其中 F_{e41} 、 F_{e42} 和 F_{e43} 是气浮垫作用在连杆 4 上的卸载力, F_{e0} 和 F_{e0}' 是为了卸载竖直轴定子重力而产生的作用在连杆 1 和连杆 0 之间的相互作用力, F_{e1} 和 F_{e1}' 是为了卸载竖直轴转子与水平轴定子重力而产生的作用在连杆 2 和连杆 4 之间的相互作用力。D-H 坐标如图 4 所示, 根据表 1 的 D-H 参数, 可以得到运动学方程

$${}^0_4T = {}^0_1T {}^1_2T {}^2_3T {}^3_4T \quad (1)$$

$${}^{i-1}_iT = \begin{pmatrix} c\theta_i & -s\theta_i & 0 & a_{i-1} \\ s\theta_i c\alpha_{i-1} & c\theta_i c\alpha_{i-1} & -s\alpha_{i-1} & -s\alpha_{i-1}d_i \\ s\theta_i s\alpha_{i-1} & c\theta_i s\alpha_{i-1} & c\alpha_{i-1} & c\alpha_{i-1}d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

式中, $s\theta_i$ 和 $c\theta_i$ 分别是 $\sin\theta_i$ 和 $\cos\theta_i$ 的简写。

表 1 连杆参数

连杆	α_{i-1}	a_{i-1}	d_i	θ_i
1	0	l_1	d_1	0
2	0	0	l_2	θ_2
3	90°	0	0	θ_3
4	0	0	l_3	$-\theta_3$

采用牛顿-欧拉法推导动力学模型, 由于在连杆 2 和连杆 4 上有额外力的作用, 因此对力平衡方程做出相应的调整, 以连杆 2 为例, 受到额外力 F_{e1} 的作用

$${}^2f_2 = {}^2R^3 f_3 + {}^2F_2 - {}^2F_{e1} \quad (2)$$

$${}^2n_2 = {}^2N_2 + {}^2R^3 n_3 + {}^2P_{c2} \times {}^2F_2 + {}^2P_3 \times {}^2R^3 f_3 + {}^2P_{F_{e1}} \times {}^2F_{e1} \quad (3)$$

式中, ${}^i f_i$ 和 ${}^i n_i$ 是关节 i 的力和力矩; ${}^i R$ 是从坐标系 $i+1$ 到坐标系 i 的转换矩阵; ${}^2 F_{e1}$ 是连杆 2 的卸载力在坐标系 2 中的表示; ${}^2 P_{F_{e1}}$ 是卸载力作用点位置矢量在坐标系 c_2 中的表示; ${}^i F_i$ 和 ${}^i N_i$ 是连杆 i 的惯性力和力矩; ${}^i P_{ci}$ 是连杆 i 的重心在坐标系 i 中的位置矢量; ${}^i P_{i+1}$ 是坐标系 $i+1$ 的原点在坐标系 i 中的位置矢量。

同理, 连杆 1 和连杆 4 也受到额外力, 对应的力和力矩平衡方程也需要作出相应的调整。得到 APM 两个关节和气浮主轴关节的力矩

$$\begin{aligned} \tau'_2 = & m_4 \ddot{\theta}_2 l_3^2 - 2m_4 l_3 l_{c4z} \ddot{\theta}_2 + m_2 \ddot{\theta}_2 l_{c2y}^2 + \\ & I_{yy3} \ddot{\theta}_2 + I_{zz2} \ddot{\theta}_2 (I_{xx3} - I_{yy3}) \ddot{\theta}_2 s^2 \theta_3 + \\ & m_3 \ddot{\theta}_2 l_{c3z}^2 + m_4 \ddot{\theta}_2 l_{c4z}^2 + \\ & I_{yy4} \ddot{\theta}_2 + 2(I_{xx3} - I_{yy3}) \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 s \theta_3 c \theta_3 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \tau'_3 = & I_{zz3} \ddot{\theta}_3 - F_{e42} l_{Fe42x} - m_4 l_{c4y} (l_3 - l_{c4z}) \ddot{\theta}_2 + \\ & F_{e43} l_{Fe42x} + (-I_{xx3} + I_{yy3}) \dot{\theta}_2^2 s \theta_3 c \theta_3 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\tau'_4 = (F_{e43} - F_{e42}) l_{Fe42x} - m_4 l_{c4y} (l_3 - l_{c4z}) \ddot{\theta}_2 \quad (6)$$

由于关节 4 是气浮主轴, 在工作状态下气浮主轴是一个被动关节, 由重力保证气浮主轴的轴套始终在水平状态, 因此关节 4 的力矩为 0, 相应的关节 3 的力矩需要进行调整

$$\begin{aligned} \tau''_2 = & \tau'_2 = \\ & m_4 \ddot{\theta}_2 l_3^2 - 2m_4 l_3 l_{c4z} \ddot{\theta}_2 + m_2 \ddot{\theta}_2 l_{c2y}^2 + \\ & m_3 \ddot{\theta}_2 l_{c3z}^2 + m_4 \ddot{\theta}_2 l_{c4z}^2 + \\ & I_{yy3} \ddot{\theta}_2 + I_{zz2} \ddot{\theta}_2 (I_{xx3} - I_{yy3}) \ddot{\theta}_2 s^2 \theta_3 + \\ & I_{yy4} \ddot{\theta}_2 + 2(I_{xx3} - I_{yy3}) \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 s \theta_3 c \theta_3 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\tau''_3 = \tau'_3 - \tau'_4 = I_{zz3} \ddot{\theta}_3 + (I_{yy3} - I_{xx3}) \dot{\theta}_2^2 s \theta_3 c \theta_3 \quad (8)$$

$$\tau''_4 = 0 \quad (9)$$

根据模型中的各项数据, 可计算得到两个关节的力矩

$$\tau''_2 = 0.192 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10)$$

$$\tau''_3 = 0.185 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (11)$$

若 APM 在空间环境中运行, 在携带同样负载的情况下, 两个轴的驱动力矩可用 $\tau = J\ddot{\theta}$ 计算, 带入转动角加速度 $\ddot{\theta} = 0.1^\circ/\text{s}^2$ 和两个轴负载的转动惯

量值: 水平轴 $J_H = 106 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 竖直轴 $J_V = 110 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 可求得两个轴的驱动力矩分别为水平轴 $\tau_H = 0.185 \text{ N} \cdot \text{m}$, 竖直轴 $\tau_V = 0.192 \text{ N} \cdot \text{m}$, 与推导的动力学模型结果相同。因此前述动力学模型的推导结果是正确的。

3 重力卸载精度分析

上述气浮试验台稳定运行时能够有效卸载重力。通过理论计算, 在无重力及给定加速的情况下竖直关节和水平关节的驱动力矩分别为 $0.192 \text{ N} \cdot \text{m}$ 和 $0.185 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。因此试验台的重力卸载精度 η 可由式(12)表示

$$\eta = \frac{T - \Delta T}{T} \quad (12)$$

式中, T 是关节的驱动力矩; ΔT 是影响卸载精度的因素在关节上产生的额外力矩。

因为加工和装配存在一定的误差以及气体的黏滞阻力等不可避免的因素, 重力卸载的精度受到下列各项的影响: 可调弹簧机构的弹簧力, 水平轴负载不平衡, 同轴度偏差, 气足和气浮主轴黏滞阻力, 花岗岩平台的水平程度。这些因素都将导致天线驱动机构两个关节产生额外力矩, 主要表现为两种形式, 一是直接产生额外力矩作用在两个关节上, 如水平轴负载不平衡、气足和气浮主轴黏滞阻力; 二是产生额外力, 作用在两个关节内的轴承上, 进而产生额外力矩, 如可调弹簧机构的弹力、同轴度偏差、花岗岩平台的水平程度。轴承的摩擦阻力矩一般可按式(13)计算

$$N = \frac{\mu F d}{2} \quad (13)$$

式中, N 是轴承摩擦阻力矩; μ 是轴承摩擦因数; F 是轴承载荷且 $F = \sqrt{F_a^2 + F_r^2}$, F_a 是轴向载荷, F_r 是径向载荷; d 是轴承内径。因为有不等式 $\sqrt{(F_a + F')^2 + F_r^2} - \sqrt{F_a^2 + F_r^2} \leq F'$ 恒成立, 因此额外力 F' 作用在轴承上产生的摩擦阻力矩 $N \leq \mu F' d / 2$ 。

各个因素对重力卸载精度的影响程度 λ 以式(14)表示

$$\lambda = \frac{\Delta T}{T} \quad (14)$$

以下分别对各个因素影响重力卸载精度的机理及影响程度进行分析。

3.1 可调弹簧机构的弹簧力

在对 APM 进行重力卸载的过程中, 采用了两处弹簧力卸载, 如图 5 所示, 此处是为了对 APM 的竖直关节定子和竖直关节转子分别卸除重力。

因此，此处弹簧力的精度对重力卸载精度的影响主要表现在残余重力或过大的弹簧力作用在APM两个关节上产生的APM轴承上的额外摩擦阻力矩。

图5 弹簧卸载力

由弹簧卸载力偏差引起的连杆2对连杆1的作用力为 ΔF_{21} ，连杆3与连杆2的作用力为 ΔF_{32} ，对连杆1和连杆2分别列出受力平衡方程

$$F_{e0} + \Delta F_{21} = m_1 \cdot g \quad (15)$$

$$F_{e1} + \Delta F_{32} - \Delta F_{21} = m_2 \cdot g \quad (16)$$

式中， F_{e0} 和 F_{e1} 分别是可调弹簧机构2和1的力； m_1 和 m_2 分别是连杆1和连杆2的质量； g 是重力加速度。

弹簧卸载力偏差引起的竖直轴额外摩擦力矩 N_{Vfe} 和水平轴额外摩擦力矩 N_{Hfe} 分别是

$$N_{Vfe} \leq \frac{\mu \Delta F_{21} d}{2} \quad N_{Hfe} \leq \frac{\mu \Delta F_{32} d}{2} \quad (17)$$

若要求在两个轴上的额外摩擦力矩影响不超过1%，则 $-24 \text{ N} \leq \Delta F_{21} \leq 24 \text{ N}$ ， $-23 \text{ N} \leq \Delta F_{32} \leq 23 \text{ N}$ ，即弹簧力的卸载偏差不得超过 $\pm 11.5 \text{ N}$ ，可以通过对弹簧的标定和微调达到这一要求。

3.2 水平轴负载不平衡

为了实现对驱动机构的带载测试，需要设计模拟负载代替卫星的链路天线。为了模拟天线的质量和转动惯量以及振动频率，在配重质量和支架尺寸两者之间取得平衡，配重采用三角形方式布置。三组配重之间需要保证平衡才能使得水平轴负载的质心位于水平关节的轴线上，但是由于加工装配精度的影响，三组配重之间很难达到完全平衡。水平轴负载不平衡导致的水平关节的驱动力矩变化有两方面，首先是由于三组配重不平衡导致存在一个额外力矩，其次在不同的转角位置，该额外力矩的大小不是恒定的，而是随着水平轴转动角度 β 而变化，如图6所示。

图6 水平轴负载不平衡

如图6所示，水平轴的负载主要是三组配重，由于加工精度的原因，三组配重的质量分别为 m_{31} 、 m_{32} 、 m_{33} ，支架长度分别为 r_1 、 r_2 、 r_3 ，从初始位置开始转角为 β ($-20^\circ \sim 20^\circ$)。三组配重对于转轴位置 O 的不平衡转矩为

$$N = m_{31} \cdot g \cdot r_1 \cdot \sin \beta + m_{32} \cdot g \cdot r_2 \cdot \cos(30^\circ + \beta) - m_{33} \cdot g \cdot r_3 \cdot \cos(30^\circ - \beta) \quad (18)$$

3.2.1 三组配重质量不相等，但是与水平轴的距离相等

不妨设 m_{31} 、 m_{33} 达到设计值， m_{32} 存在质量偏差，则随着转角的变化，该不平衡力矩的变化如图7所示。水平轴的驱动力矩为 $0.185 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，因此为保证在负载存在一定的不平衡时对水平关节驱动力矩的影响不超过10%，允许的一组配重存在的质量误差不得超过 $\pm 1 \text{ g}$ 。

图7 配重质量不等，距离相等

3.2.2 三组配重质量相等，但是与水平轴的距离不相等

不妨设 r_1 、 r_3 达到设计值， r_2 存在安装误差，则随着转角变化，不平衡力矩的变化如图8所示。为保证在负载存在一定的不平衡时对卸载精度的影响小于10%，距离差要小于 $\pm 0.1 \text{ mm}$ 。

图8 配重质量相等, 距离不等

距离和质量偏差两者共同影响对水平轴的力矩, 因此虽然二者单独的要求都比较严格, 允许的偏差范围较小, 但是在设备调试过程中, 可以在气浮主轴工作的状态下, 通过对水平轴负载的微调, 使整个水平轴负载达到平衡以提高重力卸载精度。

3.3 同轴度偏差

APM 的水平关节和竖直关节, 分别采用了气浮主轴和气足的重力卸载方式, 对于竖直关节, 由于气足在水平面上可以任意移动或绕竖直轴运动, 不存在同轴问题, 因此同轴度偏差对重力卸载精度的影响主要是指水平关节与气浮主轴的同轴度偏差。气浮主轴与花岗岩平台之间通过气足支撑, 可在水平面内运动, APM 通过两处卸载弹簧机构释放了竖直方向的自由度, 因此存在同轴度偏差 e 时, APM 上下运动, 水平轴负载和气浮支撑平板在水平方向运动, 如图 9 所示。 O_1 、 O_2 分别是气浮主轴和 APM 水平轴的轴线, 二者之间存在偏差 e , 设 O_1O_2 初始位置与水平轴夹角为 θ , 转过角度为 β , 角速度为 ω , 角加速度为 α 。

图9 同轴度偏差

由同轴度偏差引起的重力卸载精度主要表现在额外力作用在两个关节轴承上产生的摩擦力矩, 类似于式(2)、(5), 对于水平关节为额外力作用在轴承径向产生的额外摩擦力矩

$$N_{He} \leq \frac{\mu d}{2} [(m_1 + m_2)a_V + (m_3 + m_4)a_H] \quad (19)$$

式中, a_V 是由于同轴度偏差引起的额外力在竖直方向的分力, $a_V = a_r \cos(\theta + \beta) - a_t \sin(\theta + \beta)$, a_H 是由于同

轴度偏差引起的额外力在水平方向的分力, $a_H = a_t \sin(\theta + \beta) + a_r \cos(\theta + \beta)$, a_t 是切向加速度, $a_t = ae$, a_r 是向心加速度, $a_r = e\omega^2$ 。

对于竖直关节, 与水平关节的位置不同, 对于竖直关节为额外力作用在轴承径向和轴向产生的额外摩擦力矩

$$N_{Ve} \leq \frac{\mu d}{2} [(m_1 + m_2)a_V + (m_3 + m_4)a_H] \quad (20)$$

若要求由于同轴度偏差引起的重力卸载精度偏差不超过 0.01%, 计算得到 $e \leq 0.664 \text{ mm}$ (图 10)。此处允许的同轴度偏差较大, 主要是由于 APM 关节的角速度和角加速度非常低。按照正常的加工装配得到的同轴度偏差不会超过 0.664 mm, 即可完全满足重力卸载的要求, 对卸载精度的影响可以忽略不计。

图10 同轴度偏差的影响

3.4 气足和气浮主轴黏滞阻力

气浮元器件的黏滞阻力如图 11 所示, 气浮主轴的黏滞阻力矩和气足的黏滞阻力分别作用于水平关节和竖直关节。

图11 黏滞阻力

3.4.1 气浮主轴黏滞阻力

气浮主轴黏滞阻力 N_{Hn} 对水平关节产生影响。

$$N_{Hn} = T_1 + 2T_2 \quad (21)$$

式中, T_1 是径向轴承部分的摩擦力矩; T_2 是止推部分单个面的摩擦力矩。 $T_1 = \pi\mu D 3L\omega / (4c)$, μ 是动力黏度, D 是轴承直径, L 是轴承面长度, c 是轴承间隙, ω 是角速度。 $T_2 = \pi\mu\omega(r_2^4 - r_1^4) / (2h_0)$, r_1 是轴承面孔半径, r_2 是轴承面半径, h_0 是气膜厚度。代入数值可得 $N_{e5} = T_1 + 2T_2 = 4.731 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{m}$, 对水平轴的影响为 0.002 5%, 可以忽略不计。

3.4.2 气足黏滞阻力

气足黏滞阻力 N_{Vn} 对竖直关节产生影响

$$N_{Vn} = F_{e51} \cdot l_{e51} + F_{e52} \cdot l_{e52} + F_{e53} \cdot l_{e53} \quad (22)$$

式中, F_{e5i} 和 l_{e5i} 分别是对应气足的摩擦阻力和到竖直轴的距离, $F_{e5i} = \mu AV / b$, A 是气足面积, V 是气足移动速度, b 是气膜厚度。设 ω 是竖直角速度, 则: $N_{Vn} = \mu A \omega (l_{e51}^2 + l_{e52}^2 + l_{e53}^2) / b$ 。气膜厚度对黏滞阻力的影响如图 12 所示。气足浮起时气膜厚度在 5 μm 左右, 因此气足的黏滞阻力对竖直轴的影响小于 0.079%, 可以忽略不计。

图 12 气膜厚度对气足黏滞阻力的影响

3.5 花岗岩平台的水平程度

花岗岩平台作为整个气浮试验台的基础和支撑, 其水平程度对整个气浮试验台的重力卸载精度将会产生一定的影响。气足在花岗岩平台上可以沿平面自由移动或是绕平面的法线转动, 在理想状态下, 花岗岩台面绝对水平, 自足在台面上只受到重力和竖直向上的支撑力且二者平衡, 此时可以做到完全的重力卸载。但是实际安装过程中, 花岗岩台面会存在一定的倾斜, 导致气足在花岗岩台面上受到的重力和垂直于台面的支撑力不平衡, 在沿台面方向存在合力, 如图 13 所示。

建立如图所示坐标系 $OXYZ$ 和 $OX'Y'Z'$, 前者是理想状态下大理石台面的位置, 后者是存在安装误

图 13 花岗岩平台水平偏差

差的台面位置, 安装后可测得沿台面的长宽两个方向相对理想位置的倾角即水平程度。考虑到计算的简洁, 不妨设 Y' 轴线和 Y 轴线在同一竖直面内, 安装后台面和理想台面位置共原点。可得 X' 轴线与 XOY 面的夹角为 θ_1 , Y' 轴线与 Y 轴的夹角为 θ_2 , Z' 与 Z 轴的夹角为 θ_3 , 直线 AB 为面 XOY 和面 $X'OY'$ 的交线, 重力 G 与台面支撑力 N 的合力 F_θ 在台面 $X'OY'$ 内且垂直于两个平面的交线 AB , F_θ 与 Y' 的夹角为 θ_4 , Y' 与 AB 的夹角为 θ_5 。通过几何关系和受力分析, 可得到 $F_\theta = G \sqrt{\sin^2 \theta_1 + \sin^2 \theta_2}$, F_θ 沿 X' 和 Y' 的分力为 $F_{\theta X'} = G \sin \theta_1$, $F_{\theta Y'} = G \sin \theta_2$ 。花岗岩平台倾斜对重力卸载精度的影响仍然表现在 APM 的关节轴承摩擦力矩上。对于水平关节为额外力作用在轴承径向产生的额外摩擦力矩

$$N_{H\theta} \leq \frac{\mu d}{2} (F_{\theta X'} + F_{\theta Y'}) = \frac{\mu d}{2} [(m_3 + m_4) g (\sin \theta_1 + \sin \theta_2)] \quad (23)$$

对于竖直关节, 与水平关节的位置不同, 对于竖直关节为额外力作用在轴承径向和轴向产生的额外摩擦力矩

$$N_{V\theta} \leq \frac{\mu d}{2} F_\theta = \frac{\mu d}{2} [(m_2 + m_3 + m_4) g \sqrt{\sin^2 \theta_1 + \sin^2 \theta_2}] \quad (24)$$

花岗岩平台水平程度对重力卸载精度的影响如图 14 和图 15 所示。

图 14 花岗岩平台倾斜对水平关节的影响

图 15 花岗岩平台倾斜对竖直关节的影响

试验测得,气浮平台调整水平后, $\theta_1 = 5.3 \times 10^{-3}^\circ$, $\theta_2 = 1.4 \times 10^{-5}^\circ$ 。对水平轴卸载精度影响为 0.009%, 对水平轴卸载精度影响为 0.008%。

4 重力卸载精度影响因素比较

通过上述分析,气浮试验台上可调弹簧机构的弹力、水平轴负载平衡程度、水平关节与气浮主轴的同轴度、气足与气浮主轴的黏滞阻力、花岗岩平台的水平程度均会对重力卸载精度造成影响,额外力作用在 APM 的关节轴承上,导致关节存在额外的摩擦阻力矩,降低了重力卸载精度。

通过对比上述的分析结果,可调弹簧机构的弹力精度和水平轴负载平衡程度对重力卸载精度的影响较大。因此在安装调试的过程中,需要对弹簧进行标定并对可调结构进行精细的调整,使得弹簧的卸载力偏差不超过 $\pm 11.5 \text{ N}$,即可使其对卸载精度的影响不超过 1%。水平轴负载的平衡受到两个因素的影响:三组配重砝码的质量偏差和配重安装时与水平轴线的距离偏差。二者同时影响水平轴负载的平衡程度,因此在安装调试过程中,先对配重砝码进行质量标定,然后在气浮主轴供气状态下,对配重砝码的安装位置通过螺栓进行微调,使得水平轴负载在气浮主轴工作时达到平衡,以消除负载不平衡对重力卸载精度的影响。水平关节与气浮主轴的同轴度、气足与气浮主轴的粘滞阻力、花岗岩平台的水平程度对重力卸载精度的影响较小,均小于 0.1%。

采用层次分析法,对各个因素的权重进行计算,可得到试验台的整体重力卸载精度。根据对重力卸载精度有影响的五项因素(表 2),构造判断矩阵 A

$$A = \begin{matrix} & \begin{matrix} F_1 & F_2 & F_3 & F_4 & F_5 \end{matrix} \\ \begin{matrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \end{matrix} & \begin{pmatrix} 1 & \frac{1}{3} & 6 & 4 & 7 \\ 3 & 1 & 7 & 5 & 9 \\ \frac{1}{6} & \frac{1}{7} & 1 & \frac{1}{3} & 3 \\ \frac{1}{4} & \frac{1}{5} & 3 & 1 & 5 \\ \frac{1}{7} & \frac{1}{9} & \frac{1}{3} & \frac{1}{5} & 1 \end{pmatrix} \end{matrix} \quad (25)$$

用特征根法求各个因素的权重,求得判断矩阵 A 的最大特征根 $\lambda_{\max}$ 与特征矢量 w

$$\lambda_{\max} = 5.31 \quad (26)$$

$$w = [0.2858, 0.5026, 0.0597, 0.1193, 0.0326] \quad (27)$$

表 2 影响重力卸载精度的因素

代号	F_1	F_2	F_3	F_4	F_5
影响	可调弹簧	水平轴	水平关节	气足与气浮	花岗岩
因素	机构的	负载	与气浮主轴	主轴的	平台的
	弹力	平衡程度	的同轴度	粘滞阻力	水平程度

对于判断矩阵 A 进行一致性检验

$$CI = \frac{\lambda_{\max} - n}{n - 1} = \frac{5.31 - 5}{5 - 1} = 0.0775 \quad (28)$$

查表知平均随机一致性指标 RI,从而得到矩阵 A 的一致性比率指标

$$CR = \frac{CI}{RI} = \frac{0.2261}{1.12} = 0.0692 < 0.1 \quad (29)$$

则判断矩阵 A 的一致性是可以接受的,因此特征矢量 w 可以作为各个影响因素的权重。

因此可得气浮试验塔台的重力卸载精度为

$$\eta = 1 - \sum_{i=1}^5 \eta_i w_i = 94.68\% \quad (30)$$

5 试验测试

搭建试验台如下图所示,水平关节和竖直关节分别按照静止-加速-匀速-减速-静止的过程运动,加速度为 $\pm 0.1^\circ/\text{s}^2$ 。

读取运动过程中的竖直轴和水平轴的力矩传感器读数得到如图 17、18 所示结果。

两个关节的力矩在加速减速阶段读取的力矩值和理论值之间存在一定的偏差。测得的力矩经过滤波处理后,与理论值比较,可得重力卸载精度为 90%。由于安装调整过程中存在不可避免的误差,因此上述测试结果和理论计算的偏差的存在是合理的。

图 16 气浮试验台

图 17 竖直关节力矩

图 18 水平关节力矩

6 结论

为了在地面测试中继卫星天线驱动机构的性能,设计了一种分级同步重力卸载的气浮试验台。由于零件的加工与安装存在误差,会降低气浮试验台的重力卸载精度。经过试验台运行状态分析和运动学-动力学分析,得到稳定运行时 APM 两个关节的驱动力矩。通过对气浮试验台上可调弹簧机构的弹力、水平轴负载平衡程度、水平关节与气浮主轴的同轴度、气足与气浮主轴的黏滞阻力、花岗岩平

台的水平程度对重力卸载精度影响的分析,得到各项因素对卸载精度影响的程度,进而采用层次分析法得到试验台的重力卸载精度,为气浮试验台的安装调试提供了理论指导。最后通过试验测试,各个因素对关节力矩的影响在 10% 以内,与理论分析的结果相符。

参 考 文 献

- [1] ZOU F. TDRS based navigation system for flight vehicles in near space[C]// 2011 IEEE International Conference on Signal Processing, Communications and Computing (ICSPCC), Sept. 14-16, 2011, Xi'an, China. USA: IEEE Computer Society, 2011: 1-4.
- [2] 崔赓旻, 王典军. 跟踪与数据中继卫星星间链路天线驱动机构技术综述[J]. 空间控制技术与应用, 2010, 36(5): 32-37.
CUI Chengmin, WANG Dianjun. Survey of gimbal drive assembly mechanism of inter-orbit link antenna for tracking and data relay satellites[J]. Aerospace Control and Application, 2010, 36(5): 32-37.
- [3] 刘东. 月球轨道中继卫星星间链路的关键技术研究[D]. 成都: 电子科技大学, 2013.
LIU Dong. Research on key technology of inter-satellite link of lunar orbit relay satellite[D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2013.
- [4] 宋武生. 星载天线驱动机构末端位姿精度分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
SONG Wusheng. Space-borne antenna driven mechanism's end pose accuracy analysis[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012.
- [5] CHEN Wanqun, HUO Dehong, XIE Wenkun, et al. Integrated simulation method for interaction between manufacturing process and machine tool[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(6): 1090-1095.
- [6] 瞿智, 王跃科, 陈建云. 星间链路天线相对姿态的地面模拟[J]. 宇航计测技术, 2010, 30(6): 39-44.
QU Zhi, WANG Yueke, CHEN Jianyun. Ground simulation of relative attitude of satellite antenna[J]. Journal of Astronautic Metrology and Measurement, 2010, 30(6): 39-44.
- [7] SCHWARTZ J L, PECK M A, HALL C D. Historical review of spacecraft simulators[C]// Spaceflight Mechanics 2003: Proceedings of the AAS/AIAA Space Flight Mechanics Meeting, Feb. 9-13, 2003, Ponce, Puerto Rico. CA: Univelt Inc., 2003: 407-425.
- [8] MENON C, BYSOLO S, COCUZZA S, et al. Issues and solutions for testing free-flying robots[J]. Acta

- Astronautica, 2007, 60(12): 957-965.
- [9] XU Yundou, ZHANG Dongsheng, WANG Min, et al. Type synthesis of two-degree-of-freedom rotation parallel mechanism with two continuous rotational axes[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(4): 694-702.
- [10] 张立勋, 李来禄, 姜锡泽, 等. 柔索驱动的宇航员深蹲训练机器人力控与实验研究[J]. 机器人, 2017, 39(5): 733-741.
ZHANG Lixun, LI Lailu, JIANG Xize, et al. Force control and experimental study of a cable-driven robot for astronaut deep squat training[J]. Robot, 2017, 39(5): 733-741.
- [11] 李季苏, 曾海波, 李铁寿, 等. 多体卫星复合控制地面物理仿真试验系统[J]. 控制工程, 2002(6): 14-18.
LI Jisu, ZENG Haibo, LI Tieshou, et al. Ground physical simulation experiment system for combined control of multibody satellite[J]. Control Engineering, 2002(6): 14-18.
- [12] 许剑, 杨庆俊, 包钢, 等. 五自由度气浮台平动时侧向干扰力问题的研究[J]. 宇航学报, 2009, 30(5): 1823-1828.
XU Jian, YANG Qingjun, BAO Gang, et al. Research on lateral disturbance force of the 5-DOF air-bearing spacecraft simulator[J]. Journal of Astronautics, 2009, 30(5): 1823-1828.
- [13] 张明. 空气静压主轴回转误差测量技术研究[D]. 绵阳: 中国工程物理研究院, 2008.
ZHANG Ming. Aerostatic spindle error measurement technology[D]. Mianyang: China Academy of Engineering Physics, 2008.
- [14] 张楷田, 楼张鹏, 王永, 等. 日心悬浮轨道航天器编队飞行控制[J]. 信息与控制, 2016, 45(1): 114-128.
ZHANG Kaitian, LOU Zhangpeng, WANG Yong, et al. Control of spacecraft formation flying around heliocentric displaced orbits[J]. Information and Control, 2016, 45(1): 114-128.
- [15] 李延斌, 向东, 高有华. 重力引起的 3 自由度气浮台各类不平衡力矩关系及影响[J]. 机械工程学报, 2015, 51(21): 7-14.
LI Yanbin, XIANG Dong, GAO Youhua. Relation and influence of all kinds of unbalance torque of three degrees of freedom air-bearing spacecraft simulator caused by gravity[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(21): 7-14.
- [16] 杨秀彬, 金光, 徐开. 三轴气浮台自动调节平衡和干扰力矩测试[J]. 空间科学学报, 2009, 29(1): 34-38.
YANG Xiubin, JIN Guang, XU Kai. Adjust to the balance of three-DOF air-bearing test-platform and the research of disturber torque[J]. Chinese Journal of Space Science, 2009, 29(1): 34-38.
- [17] RYBUS T, SEWERYN K. Planar air-bearing microgravity simulators: Review of applications, existing solutions and design parameters[J]. Acta Astronautica, 2016, 120: 239-259.
- [18] 向东, 杨庆俊, 包钢, 等. 三轴气浮平台常值干扰力矩的分析与补偿[J]. 宇航学报, 2009, 30(2): 448-452.
XIANG Dong, YANG Junqing, BAO Gang, et al. Research on analysing and compensation of the steady disturbing torque of the three axis air bearing table[J]. Journal of Astronautics, 2009, 30(2): 448-452.
- [19] 杜冬, 王超, 赵川. 气浮台质心漂移干扰力矩及最优参数研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(19): 102-109.
DU Dong, WANG Chao, ZHAO Chuan. Research on the optimum parameters and unbalance torque based on the offset of mass-center of the air bearing testbed[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(19): 102-109.

作者简介: 杨国永(通信作者), 男, 1986 年出生, 博士研究生。主要研究方向为微重力环境模拟, 机器人机构学。

E-mail: ygy2316@163.com

王洪光, 男, 1965 年出生, 博士, 研究员, 博士研究生导师。主要研究方向为机器人机构学, 特种机器人和机电一体化技术等。

E-mail: hgwang@sia.cn

姜勇, 男, 1975 年出生, 博士, 副研究员。主要研究方向为机器人智能控制, 嵌入式系统, 特种机器人系统及应用。

E-mail: jiangyong@sia.cn