

DOI:10.19659/j.issn.1008-5300.2019.05.002

高精单轴伺服转台结构设计*

孟鹏, 顾立彬, 赵选荣

(中国电子科技集团公司第二十研究所, 陕西西安710068)

摘要:文中从总体需求出发,设计了一台高精单轴伺服转台。根据总体技术指标要求,确定转台与安装平台及负载的接口尺寸;通过计算转台承受的负载和实际工况,选择直流力矩电机直接套轴驱动的传动方式;依据光栅测角传感器特点,选择单光栅与2个读数头结合的方式来提高测角精度。采用有限元分析方法完成转台的静力学性能分析和动力学模态分析,得出在仿真条件下转台的应力分布和位移分布情况以及转台前6阶振型和固有频率。结果表明,该型转台满足系统的技术指标要求,设计合理可行。

关键词:单轴;伺服转台;静力学分析;模态分析

中图分类号:TN820.3 文献标识码:A 文章编号:1008-5300(2019)05-0004-05

Structure Design of High Accuracy and Single-axis Servo Turntable

MENG Peng, GU Li-bin, ZHAO Xuan-rong

(The 20th Research Institute of CETC, Xi'an 710068, China)

Abstract: A high precision single axis-servo turntable is designed from the overall requirement in this paper. According to the requirements of the overall technical index, the interface sizes of the turntable, the installation platform and the loads are determined. By calculating the load of the turntable and the actual work conditions, the transmission mode of direct sleeve shaft drive of the DC torque motor is selected. According to the characteristics of the grating angle measuring sensor, the combination of a single grating and two reading heads is selected to improve the angle measuring accuracy. The static performance analysis and dynamic modal analysis of the turntable are completed by finite element analysis method. The stress distribution and displacement distribution of the turntable as well as the first six vibration modes and natural frequencies of the turntable are obtained under simulation conditions. The results show that the turntable meets the technical requirements of the system and the design is reasonable and feasible.

Key words: single axis; servo turntable; static analysis; modal analysis

引言

随着国防工业及现代装备制造业的高速发展,伺服转台的应用范围也日益广泛。转台常用于搭载精密仪器,在稳定设备的同时增加了设备的自由度,并进一步拓展了设备的工作空间^[1]。它既可应用于墙面、房顶和大型机器设备等固定平台,也可以在车辆、飞行器、卫星、舰船等移动平台上使用^[2]。伺服转台是一种典型的伺服系统,要求整个转台系统运动具有稳定性,能够精确快速地跟踪信号,因此要求转台加工精度

高,驱动设备反应灵敏,传动轴系误差小,结构刚度足够大^[3]。

本文设计的伺服转台是一套精密程控机电设备,具有方位电控旋转功能。其设计目标是转台在最大负载条件下,各项功能指标能够满足系统总体对转台的性能指标要求。

系统总体对转台的主要技术指标要求见表1。

* 收稿日期:2019-09-16

表 1 转台主要技术指标

指标名称	具体要求
工作范围/(°)	-180 ~ +180
谐振频率/Hz	≥ 550
角位置定位精度/(")	≤ ±10
水平调整剩余误差/(")	≤ 6

1 转台总体结构设计

1.1 转台总体方案

根据转台的技术指标要求进行总体方案设计,转台设计主要包括 2 大部分:一是转台台体结构设计,主要用于承受负载,同时为电机、圆光栅、读数头等相关设备提供安装位置与平台;二是控制系统设计,主要完成转台的供电、驱动、测量和输出等功能。本文主要讨论转台台体的结构设计部分。该型转台为单轴转台,传动方式采用力矩电机直接套轴驱动。这种传动方式主要有以下特点:

- 1) 容易保证伺服系统的稳定性和精度;
- 2) 摩擦损耗小,传动效率高;
- 3) 直接套轴驱动方式结构体积小,重量轻;
- 4) 容易保证整个转台的谐振频率要求;
- 5) 结构形式简单,容易保证装配精度。

角度数据采集选用“圆光栅+读数头”方式。圆光栅通过光栅安装架直接套轴安装于转台内部转轴上。为了减小轴向尺寸,选用高精度、承载大的交叉滚子轴承,该轴承安装于转轴内部配合端面上^[4]。高精度圆光栅和直驱电机共同构成高精度闭环系统,可使转台系统的转角精度达到秒级。单轴伺服转台二维总装图及三维总装模型如图 1 和图 2 所示。

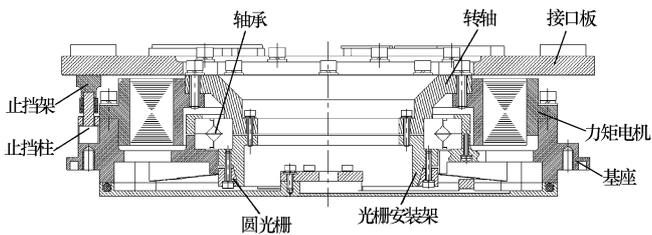


图 1 伺服转台二维总装图

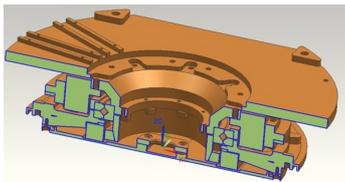


图 2 伺服转台三维总装模型图

1.2 转台主要零部件结构设计

根据转台总体方案的概述,该型转台的零部件主要包括基座、轴系零部件、接口板等。外购件包括力矩

电机、圆光栅、光栅读数头、轴承等元器件。

基座作为整个转台的主要支撑零件,是力矩电机、整个转台轴系零部件的安装基体。转台轴系零部件是转台的运动部件,包括转轴、轴承、轴承压板、力矩电机转子、光栅安装架等,是整个转台的关键部分。光栅安装架主要作为轴承及光栅的安装平台,整个转台的回转精度也是由它和光栅配合保证。基座与光栅安装架的结构如图 3 和图 4 所示。

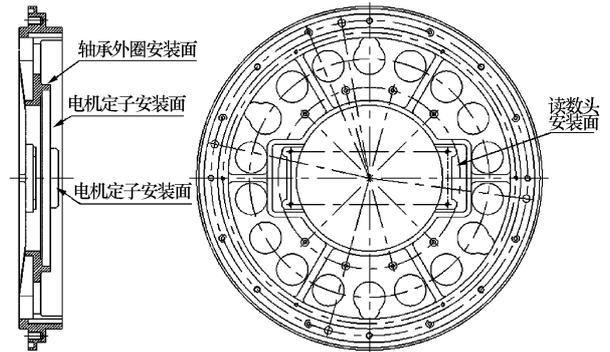


图 3 基座结构图

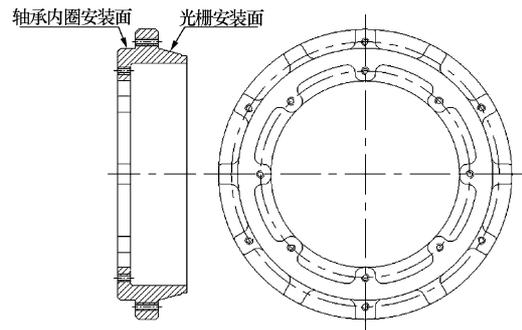


图 4 光栅安装架结构图

转台的工作角度范围是 $-180^{\circ} \sim +180^{\circ}$ 。为了满足该项指标要求,设计了止挡架,通过“止挡架+销钉”配合的方式保证转台的实际转动范围在 $-182^{\circ} \sim +182^{\circ}$ 之间,其结构外形如图 5 所示。限于篇幅,转台其他零件不再详述。

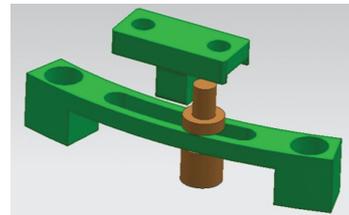


图 5 止挡架模型图

1.3 力矩电机选型

依据转台的工作环境与条件分析,单轴伺服转台承受的载荷主要包括惯性力矩、摩擦力矩及静不平衡力矩。因此,所选力矩电机必须能够克服转台的主要

载荷,电机输出的转矩需大于这3种载荷之和。

(1) 惯性力矩

作用于转轴上的惯性力矩 M_1 为:

$$M_1 = J\varepsilon \quad (1)$$

式中: J 为转台绕轴转动部分的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; ε 为转台最大角加速度, rad/s^2 。

(2) 摩擦力矩

转台摩擦力矩主要来源于轴承,轴承在负载条件下的摩擦力矩 M_2 为:

$$M_2 = \frac{1}{2} fFd \quad (2)$$

式中: f 为摩擦因数,近似取 $f = 0.01$; F 为轴承所受外载荷, N ; d 为轴承外径, m 。

(3) 静不平衡力矩

静不平衡力矩主要因为转台重心与转轴存在距离偏差,其计算公式为:

$$M_3 = mgh \quad (3)$$

式中: m 为转台最大负载, kg ; h 为转台重心与转轴水平差值, m ; g 为重力加速度。

经计算得出,转台的最大启动力矩为:

$$M_{\text{启}} = M_1 + M_2 + M_3 = 6.98 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4)$$

转台正常工作力矩为:

$$M_0 = (M_1^2 + M_2^2 + M_3^2)^{1/2} = 5.53 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5)$$

根据计算结果,选取满足条件的直流力矩电机,其主要技术指标见表2。

表2 电机主要技术指标

指标名称	具体数值
峰值堵转电压/ V	28 ± 3.4
峰值堵转力矩/ $(\text{N} \cdot \text{m})$	≥ 25
连续旋转力矩/ $(\text{N} \cdot \text{m})$	11.5

根据电机参数,画出如图6所示的电机特性曲线图。

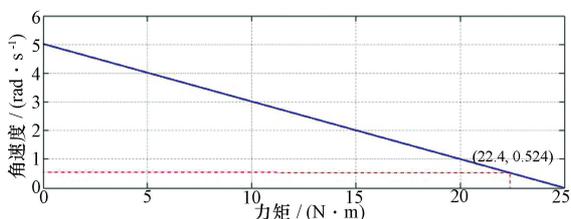


图6 电机特性曲线图

由图6可知,转台力矩电机峰值堵转力矩为 $25 \text{ N} \cdot \text{m}$,大于转台最大启动力矩 $6.98 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。当转台以最大调转加速度调转、调转速度达到最大值 $0.52 \text{ rad}/\text{s}$ 时,电机可输出的最大力矩为 $22.4 \text{ N} \cdot \text{m}$,大于转台正常工作负载力矩 $5.53 \text{ N} \cdot \text{m}$,因此所选力矩电机能够满足转台实际使用要求。

1.4 转台精度分析

本文所设计的转台为一维单轴转台,其工作方式主要是在水平状态下绕方位轴 360° 回转。根据转台工作原理及其结构总体装配关系分析,影响转台输出精度的主要因素包括方位轴不铅垂引起的误差和圆光栅的角位置定位精度误差。

1.4.1 由方位轴不铅垂引起的误差

从转台的运动状态考虑,导致方位轴不铅垂的因素主要有2个:一是转台在调平过程中产生的水平调整剩余误差;二是由转台轴承的制造误差及在装配过程中发生的轴承内外圈滚道的变形引起的方位轴回转晃动误差^[5]。

水平调整剩余误差包括调平误差和轴承晃动误差。调平误差取决于所用测量设备的精度、转台的结构刚度及测量方法的精确度,晃动误差取决于方位轴承的精度^[6]。

1) 轴承的轴向跳动误差为:

$$\alpha_1 = \arctan(2/d) \times 3600'' \approx 1.47'' \quad (6)$$

轴承选用洛阳轴承厂的交叉滚子轴承 RB10016UUC0P2,精度为P2级,轴向跳动误差小于 $2 \mu\text{m}$,轴承外径为 140 mm 。

2) 调平剩余误差 $\alpha_2 \approx 1.03''$ 。

故此水平调整剩余误差为 $\alpha = \sqrt{\alpha_1^2 + \alpha_2^2} = 1.79''$,满足转台的指标要求($\leq 6''$)。

1.4.2 圆光栅角位置定位精度

角度检测装置采用雷尼绍生产的宽温度范围的绝对式光栅 RESA30USA115B,有2个读数头,型号为 RA26BEA115B10F,通过直流电机直驱,闭环控制,圆光栅角位置定位精度可达 $\pm 2.44''$,满足转台的指标要求($\leq 10''$)。

2 转台主要承载件静力学分析

转台的主要承载件包括基座、转轴和接口板,其结构性能的优劣会直接影响整个伺服转台的输出精度,因此需要对其进行结构静力学分析,以确保设备安全及转台各项功能技术指标正常。转台在工作状态下和运输过程中,始终承受着自重及来自外部的负载,如风载、振动冲击带来的载荷等。由于本伺服转台在舱内环境下工作,风载荷可忽略,因此转台的主要载荷来自工作时的平台振动及运输过程中产生的颠振等冲击载荷。

2.1 NX NASTRAN 有限元分析

工程结构形式通常都比较复杂,设计过程中无法用经典弹性力学通过求解微分方程的方法得到其解析

解。有限元法则避免了求解微分方程,是一种获得工程问题近似解的数值分析方法,有利于求解形状、结构、和边界条件复杂的工程问题^[7],也是目前工程结构中应用较广的一种辅助设计分析方法。本文主要应用 Siemens 公司的 NX NASTRAN 有限元分析模块对转台进行仿真分析,主要步骤包括^[8]:

1) 设置仿真分析环境 (Static Structural)。确定仿真解算方案为 Sestatic 101,即静力学分析,模态频率响应的解算方案为 Semodes 103,即动力学分析。

2) 定义材料、属性单元 (Engineering Data)。在 NX 材料库中对各个模型赋予材料属性,并创建模型的物理属性。

3) 进行网格划分及检查 (Meshing and Checking)。将有限元模型进行离散化,划分为若干四面体网格并检查网格生成情况,确定所有网格划分正确,无失败网格。

4) 确定边界条件及施加载荷 (Boundary Condition and Loading)。根据转台的实际工况确定边界条件,施加约束条件,确定载荷类型、大小和方向。

5) 求解 (Solution)。根据前述步骤中设置的解算方案进行求解。

6) 后处理 (Results)。解算完成后即可进入后处理,调出各个方向的位移和应力云图,确定最大、最小极值点,并对有限元分析结果进行评价。

分析模型在实际工况条件、边界约束和施加载荷的条件下引起的最大位移变形,不能超过设计要求的允许值,判断方法为:

$$\delta_{\max} < \delta_0 \quad (7)$$

式中: δ_{\max} 为解算完成后的实际变形位移最大值; δ_0 为零件根据产品整体刚度需求和精度要求,参考经验、试验和同等类比等方法确定的数值。

分析模型在实际工况、边界约束和施加载荷的条件下引起的最大应力响应值,不能超过零件材料自身的许用应力值,其判断方法为:

$$\sigma_{\max} < \sigma_0 \quad (8)$$

式中: σ_{\max} 为有限元解算完成后的实际最大应力值,一般选择最大主应力或者最大冯氏应力 (Von Mises) 作为评判指标; σ_0 为材料的许用应力值,实际上还需考虑一个安全系数 n ,根据 $\sigma_0 < \sigma_s/n$ 确定 σ_0 的值 (σ_s 为零件材料的屈服强度或抗拉极限强度,为材料的固有属性值; n 为零件设计时兼顾可靠性和经济性而制定的一个值,即安全系数。)

2.2 主要承载件静力学分析校核

转台 3 个主要承载件材料均选用防锈铝材 5A06,

根据转台的实际工况,结合上述 NX NASTRAN 有限元分析步骤对 3 个零件分别进行静力学分析校核,得到 3 种零件在最大负载条件下的应力-应变结果,见表 3。

表 3 转台 3 大支撑件的最大应力及最大变形

支撑件	最大应力/MPa	最大变形/mm
接口板	5.31	0.50
转轴	13.07	0.01
基座	44.03	0.04

在转台承受最大负载 35 kg、最大加速度 20g 条件下,其主要承载件所受的最大应力为 44.03 MPa。3 种承载件均选用铝合金板材 5A06 经机加工而成,查表可得其抗拉强度为 315 MPa,均大于材料的实际应力,零件强度满足使用要求,设计安全可靠。

3 转台总体结构模态分析

模态分析是动力学分析的基础,主要研究系统在无阻尼状态下自身的固有振动频率与振型等振动特性^[8-9],避免产品及关键零部件的固有频率与其输入频率或外界强迫作用的激励频率一致,致使产品发生损坏。

为改善网格划分的质量,对转台模型进行简化处理,去掉对模型分析结果影响不大的特征,如倒角、螺钉、垫片等特征。将模型导入 NX NASTRAN 中进行计算,通过模型设置、零件材料分配、添加约束、网格划分、解算等步骤获得分析结果。因低阶频率对整个转台系统的影响比高阶大,因此,本文提取转台在约束状态下的前 6 阶固有频率值,见表 4。前 6 阶固有频率振型如图 7 所示。

表 4 转台前 6 阶固有频率 Hz

阶数	1	2	3	4	5	6
频率	787.5	810.8	889.5	1 023	1 209	1 452

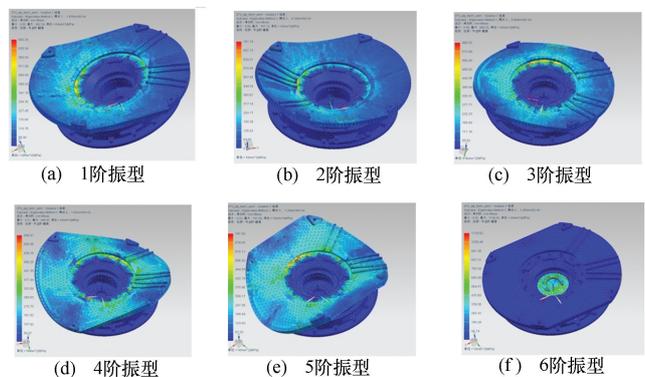


图 7 转台前 6 阶固有频率振型图

从分析结果可知,转台前 6 阶固有频率值均大于 550 Hz,设计满足指标要求,保证了转台使用的稳定性

和安全性,同时验证了转台设计的合理性。

4 结束语

本文依据总体需求设计了一种高精度单轴伺服转台,选择了高精度的圆光栅作为测角传感器,高精度交叉滚子轴承用于回转支承,永磁直流力矩直接抱轴驱动,使得整个转台精度高,结构设计紧凑,重量轻,集成度较高。文章主要进行了如下工作:

1)介绍了转台的总体布局及主要零部件的结构设计情况;

2)对转台进行了静力学分析,得到了转台主要承载件在负载条件下的应力分布、位移变形等力学特征;

3)对转台进行了动力学模态仿真分析,得到了转台在约束条件下的前6阶振型及相应固有频率,验证了转台设计的安全性和动力学性能。

仿真结果表明,转台总体布局合理,结构强度和刚度均满足系统的各项指标要求。

鉴于文中涉及的转台主要应用在机载平台下,后期还需根据机载设备的特点要求进行优化设计,如减重、尺寸优化等工作均有待突破。

参考文献

[1] 叶艳,王德奎.精密双轴光电转台结构设计[J].产品开发与设计,2014,41(12):43-46.

(上接第3页)

天线高频仓空间,稳定天线电信号,有效保护高频仓内电缆等设备。本文还分析了该种换馈方法的关键技术,并结合工程实例进行阐述,得到以下结论:

1)传统换馈方法均为直接切换馈源,副面旋转换馈法与传统方法相比最大的不同点在于能够通过旋转副面实现天线工作馈源的切换。

2)副面旋转换馈法的理论基础是天线赋型面的设计,与传统赋型面设计的不同之处在于,使用该种方法进行换馈时,需要对副面进行二次赋型,将天线馈源相心偏置,同时将副面修正成非对称副面。

3)副面旋转换馈法的实现方法是设计一套高精度的换馈机构,能够快速、准确将副面旋转到理想位置,并精准定位。

4)副面旋转换馈法的运行基础是具有高刚性的副面支撑结构,不仅有很好的抗弯刚度,以减小天线低仰角时的下垂量,同时还需要有很好的抗扭刚度,为副面旋转提供稳定的基础。

5)副面旋转换馈法换馈速度快、精度高,大大提高了天线使用率,有效释放天线高频仓空间,并保护高

[2] 富晓杰.高精度伺服云台的机械结构与控制系统研究[D].杭州:浙江大学,2014.

[3] 江炜,周维虎,劳达宝,等.多光栅测角系统精密转台轴系设计[J].仪表技术与传感器,2018(9):24-28.

[4] 张瑞丽.精密滚动轴承在精密轴系设备中的应用[J].哈尔滨轴承,2007,28(1):42-43.

[5] 何瑞红.转台式天线座轴系误差和载荷的分析研究[D].西安:西安电子科技大学,2014.

[6] 龚振邦.伺服机械传动装置[M].北京:国防工业出版社,1980.

[7] 黄琼琼.车载雷达天馈系统风荷的有限元分析[J].机械强度,2016,38(2):419-424.

[8] 沈春根,聂文武,裴宏杰,等.UG NX8.5有限元分析入门与实例精讲[M].北京:机械工业出版社,2017.

[9] 任军辉,徐和林.基于ANSYS的转台强度与模态分析[J].机械制造,2010(9):19-21.

孟鹏(1986—),男,工程师,主要从事雷达传动系统结构设计与研究工作。

顾立彬(1986—),男,高级工程师,主要从事雷达传动系统结构设计与研究工作。

赵选荣(1969—),男,研究员级高级工程师,主要从事雷达结构总体设计、传动系统结构设计与研究工作。

频仓内设备,方便人员维护。

6)该种换馈方法已经在某25 m天线上成功使用,为行业的发展提供了新的思路和参考,但并未推广到其他天线,其实际使用效果需要进一步验证。

参考文献

[1] 王宇哲.大型射电望远镜多馈源切换机构的设计[J].无线电工程,2010,40(5):52-53,64.

[2] 段玉虎.副反射面再赋形技术在多频段天线中的应用[C]//2017年全国天线年会论文集,2017:115-120.

[3] 孙桓,陈作杰,葛文杰.机械原理[M].北京:高等教育出版社,2006.

[4] 濮良贵,纪名刚.机械设计[M].北京:高等教育出版社,2004.

[5] 叶尚辉,李在贵.天线结构设计[M].西安:西北电讯工程学院出版社,1986.

[6] 李燕.40 m天线换馈机构结构设计及有限元分析[J].电子机械工程,2017,33(2):22-26,30.

李燕(1988—),女,硕士,主要从事天线结构设计和力学分析工作。