

doi: 10.7690/bgzdh.2021.11.003

基于 Ansys Workbench 的机电式自动调平装置设计

魏 国¹, 赵 益¹, 贺廿六¹, 边中琦¹, 纪 晓²

(1. 西南技术物理研究所, 成都 610041; 2. 成都理工大学核技术与自动化工程学院, 成都 610059)

摘要: 为实现装置的模块化和精准化设计, 并提高设备运行的安全性和稳定性, 设计一种车载自动调节调平装置。使用 Ansys Workbench 对机电式自动调平装置进行静载强度分析和模态分析, 以验证自动调平装置的强度性能, 确认装置支腿与光学平台不发生共振。结果表明: 该调平装置满足一般工况条件下的承载要求, 且其支腿和光学平台振型状态不会相互发生共振。

关键词: Ansys; 调平装置; 仿真分析; 静载强度分析; 模态分析

中图分类号: TM302 **文献标志码:** A

Design of Electromechanical Automatic Leveling Device Based on Ansys Workbench

Wei Guo¹, Zhao Yi¹, He Nianliu¹, Bian Zhongqi¹, Ji Xiao²

(1. Southwest Institute of Technical Physics, Chengdu 610041, China;

2. College of Nuclear Technology & Automation Engineering, Chengdu University of Technology, Chengdu 610059, China)

Abstract: In order to realize the modularization and precision design of the device, and improve the safety and stability of the equipment operation, a vehicle automatic adjustment and leveling device was designed. The static load strength analysis and modal analysis of the electromechanical automatic leveling device were carried out by ANSYS Workbench to verify the strength performance of the automatic leveling device and confirm that the device leg does not resonance with the optical platform. The results show that the leveling device meets the load bearing requirements under general working conditions, and the mode state of the leg and the optical platform does not resonance with each other.

Keywords: Ansys; leveling device; simulated analysis; static load strength analysis; modal analysis

0 引言

自动调平装置广泛应用于具有侦察探测功能的机动车和军事武器装备, 如机动雷达车、自行火炮车等。机动车辆到达预设位置, 需要快速自动调节光学平台水平度。传统人工调节方式效率低、耗时多, 已不满足现代信息化战争要求。目前, 自动调节平台有电机驱动和液压驱动 2 种驱动方式: 液压传动需要多次动力转换, 能量损失多, 效率低且结构复杂, 制造相对电机驱动昂贵, 存在漏油和维修困难等问题; 电机驱动结构简单, 易于设计, 方便对光学平台的调试, 且调平响应时间快, 便于维护。

西安交通大学的苏文斌等^[1]针对车载自动调平装置快速性和高精度的要求, 采用“以面调面”追逐最高支撑点的调平策略算法, 采用的控制算法抗干扰能力强, 同步精度高, 超调量小, 并且能够有效地减小系统运行过程中由未知因素影响而产生的同步误差, 从而提高了系统的同步精度; 华中科技大学的冯仪等^[2]对 4 点支撑机电式自动调平控制系

统做了深入研究, 实现了撑腿落地自动检测、撑腿行程自动反馈、撑腿过行程和过载保护等功能; 翟羽健等^[3]在分析刚性平台调平机理的基础上, 提出实现重型载体多点位追逐式自动调平方法, 并在工程实践中给出了雷达天线座车快速调平系统的结构特点及性能; 肖飞等^[4]对工程机械支腿的工作原理进行了研究, 分析了支腿工作过程, 提出了一种实现支腿自动调平的功能, 提高了设备的自动化程度和安全性; 李忠于^[5]对某雷达天线平台架设、自动调平、撤收过程中支撑腿的受力工况条件下进行了详细分析。

自动调平技术在工程领域上的应用日渐增多, 要求更加智能化、模块化、精准化; 但大多数研究未对自动调平装置结构强度进行校核和优化, 也极少对其模态进行分析, 不利于整体装置的模块化和精准化设计。在不同的运行环境下, 设备运行的安全性和稳定性也得不到理论验证。笔者将基于 Ansys Workbench 对机电式车载调平装置的静载强

收稿日期: 2021-07-03; 修回日期: 2021-08-20

作者简介: 魏 国(1986—), 男, 四川人, 硕士, 工程师, 从事系统总体结构研究。E-mail: zgqxweigu0854444@163.com。

度和模态进行分析, 确保结构设计满足强度要求的同时, 确认装置支腿与光学平台不发生共振, 并参考 GJB 150A-2009 军用装备实验室环境试验技术要求, 综合验证所设计调平装置的结构可靠性、安全性和稳定性。

1 有限元基本理论

有限元理论基础方法之一是加权余量法, 采用使余量的加权函数为零求得微分方程近似解。

问题的控制微分方程为:

在 V 域内:

$$L(u)-f=0, \quad (1)$$

在 S 边界上

$$B(u)-g=0. \quad (2)$$

式中: L 为微分方程; B 为边界条件中的微分子; f 、 g 为与未知函数 u 无关的已知函数域值; u 为问题待求的未知函数。

当利用加权余量法求近似解时, 首先在求解域上建立一个试函数 \tilde{u} 。

一般具有如下形式:

$$\tilde{u} = \sum_{i=1}^n C_i N_i = NC. \quad (3)$$

式中: C_i 为待定系数, 也可称为广义坐标; N_i 为取自完备函数集线性无关的基函数。

由于 \tilde{u} 是待求近似解, 代入式(1)、(2), 则有:

$$\left. \begin{aligned} R_I &= L(\tilde{u}) - f \\ R_B &= B(\tilde{u}) - g \end{aligned} \right\}. \quad (4)$$

R_I 、 R_B 反映了试函数与真实解之间的偏差, 分别被称作内部和边界余量。

若在域 V 内引入内部权函数 W , 在边界 S 上引入边界权函数 W_B 则可建立 n 个消除余量的条件, 一般可表示为:

$$\int_V W_{Ii} R_I dV + \int_S W_{Bi} R_B dS = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n). \quad (5)$$

不同的权函数 W_{Ii} 和 W_{Bi} , 反映了不同的消除余量的准则。从上式可以得到求解待定系数矩阵 C 的代数方程组。经解得待定系数, 由式(3)即可得所求解边值问题的近似解。

2 机电式自动调平装置设计

2.1 设计要求与指标

- 1) 系统调平精度: $\leq 3'$;
- 2) 显示精度: $0.1'$;
- 3) 单腿承载重量 ≥ 2 t;

- 4) 支腿调节行程 ≥ 300 mm;
- 5) 重量(4个调平支腿) ≤ 400 kg;
- 7) 支腿承载压力 20 000 N;
- 6) 调平所需时间小于 2 min。

2.2 自动调平装置结构设计

自动调平装置由 4 套支腿、1 套光学平台、4 套伺服电机驱动器以及 1 套自动调节控制系统等组成。其中支腿各由 1 套伺服电机、1 套丝杆螺母、1 套减速器、护板和调平撑腿等结构组成。撑腿布局如图 1 所示。

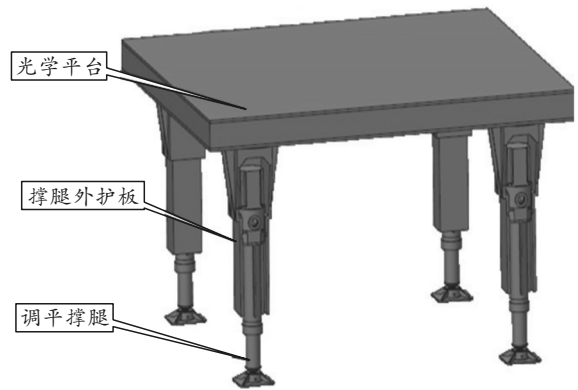


图 1 撑腿布局

1) 确定梯形螺纹中径

$$d_2 = \xi \sqrt{F/\varphi[p]}. \quad (6)$$

其中: 由支腿承载压力 $F=20\ 000$ N, 梯型丝杆的许用压强 $[p]$ 为 20 MPa, ξ 取 0.8; φ 取 2; 计算得到 $d_2 \geq 17.9$ mm。考虑到撑腿的承载和自锁能力, 取梯形丝杆公称直径 $d=40$ mm, 导程为 8 mm。

2) 根据负载计算电机和减速机的额定输出转矩系统各环节的效率为: 梯形丝杠效率 $\eta_1=0.5$, 减速机效率 $\eta_2=0.7$, 轴承效率 $\eta_3=0.99^3=0.97$, 系统总的传动效率 $\eta=\eta_1\eta_2\eta_3=0.5 \times 0.7 \times 0.97=0.339\ 5$ 。

$$F=(T \times 2\pi \times i \times \eta)/L. \quad (7)$$

其中: $F=20\ 000$ N; $i=119$ 为减速比; $L=8$ mm 为梯形丝杠导程。

计算得到减速机的额定输出转矩: $T_{\text{减}} > 182$ Nm, $T_{\text{电}} > 1.58$ Nm。

通过计算, 最终确定梯形螺纹中径 $d=40$ mm, 导程为 8 mm, 电机和减速器分别选用 MHMA 交流伺服电机, 型号 FC-A25-119。

3 自动调平装置的静载强度分析和模态分析

3.1 Ansys Workbench 的介绍

Ansys 软件是融结构、流体、电场、磁场、声

场分析于一体的大型通用有限元分析软件，其工程仿真应用广泛。Workbench 利用 Ansys 计算内核，具有装配体自动分析、自动网格划分、快捷的参数优化工具，为设计者提供了极大便利。软件能与大多数 3 维软件交换和共享数据，如 Solidworks、Cero、Autocad、inventor 等。通过自动化的仿真工作流程，让研究人员专注于解决项目设计问题，大大节约了建模和计算时间，是机械设计、校核检验最可靠的工具之一。

Ansys Workbench 进行静力学分析的基本步骤为：导入模型-添加材料属性-进行网格划分-添加载荷和约束-有限元分析-得出解和云图-比较验证-完善现有设计。对于固定形状，也可以直接进行参数的优化求解。

3.2 单个撑腿的静载强度和模态分析

1) 定义材料属性。

撑腿材料的选择，至关重要。在保证制造工艺和正常工作的前提下，需要关注经济效益。撑腿材料属性如表 1 所示。

表 1 材料的属性

零部件	材料	弹性模量/GPa	泊松比
调平撑腿	45	206	0.3
光学平台	45	206	0.3

2) 承载条件分析。

如图 2 所示，底部与地面支撑，底部设置约束为固定端；撑腿工作时极端条件下单个撑腿工作载荷 20 000 N；螺钉孔圆柱副约束。

W: Static Structural
Force
Time: 1 s
2020/8/15 21:31
A Forced Support
B Force: 20 000 N



图 2 撑腿承载条件

3) 接触类型和网格划分。

撑腿在工作状态和非工作状态下受力的接触类型不同，非工作状态撑腿处于悬空状态，不受外力。在工作状态时，撑腿与地面接触，受到了光学平台

垂直方向的压力。基于工况条件，需对工作部件(丝杠、推杆、支撑座、安装座等结构)合理划分六面体网格模型，网格数量 31 164，节点数 615 114。

4) 静载强度分析。

为验证撑腿在静态受载工况下，撑腿应力大小和形变程度是否合理，需对静载工况下的撑腿进行有限元仿真。静载强度分析一般有以下步骤：定义材料属性、划分合适的网格、设定约束和载荷、求解和得出云图。

如图 3 所示，撑腿工作状态的结构最大应力为 23.8 MPa，根据 45 结构钢屈服强度 355 MPa，撑腿结构强度满足要求。

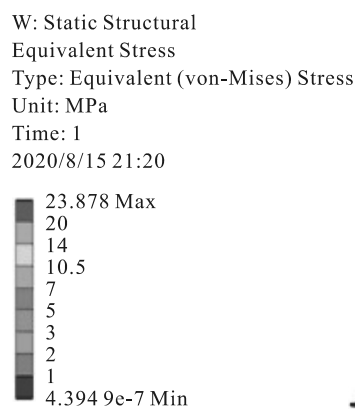


图 3 撑腿工作状态应力云图

5) 撑腿模态分析。

模态分析是研究结构动力特性的一种方法，用于确定零部件的振动特性(固有频率和振型的状态)。在工程应用上，振动会影响仪器仪表的正常工作，降低零部件的结构强度，甚至是损坏设备。有必要通过有限元仿真来分析和优化零部件的动态特性，减少共振的危害。

按模态分析方法步骤：模型导入到 Ansys workbench-定义单元类型-定义材料属性和划分网格-施加载荷和求解-扩展模态-模态分析的结果。文中计算了 6 阶固有模态，表 2 给出了前 6 阶的固有频率和振型，图 4 给出了前 6 阶的模态振型图。

表 2 撑腿的前 6 阶固有频率和振型

模态阶数	频率/Hz	振型说明
1	186.5	水平方向内的弯曲振动
2	188.2	水平方向内的弯曲振动
3	439.7	竖直方向内的扭转振动
4	484.1	竖直方向内的扭转振动
5	593.7	弯曲扭转为一体的混合振动
6	690.1	弯曲扭转为一体的混合振动

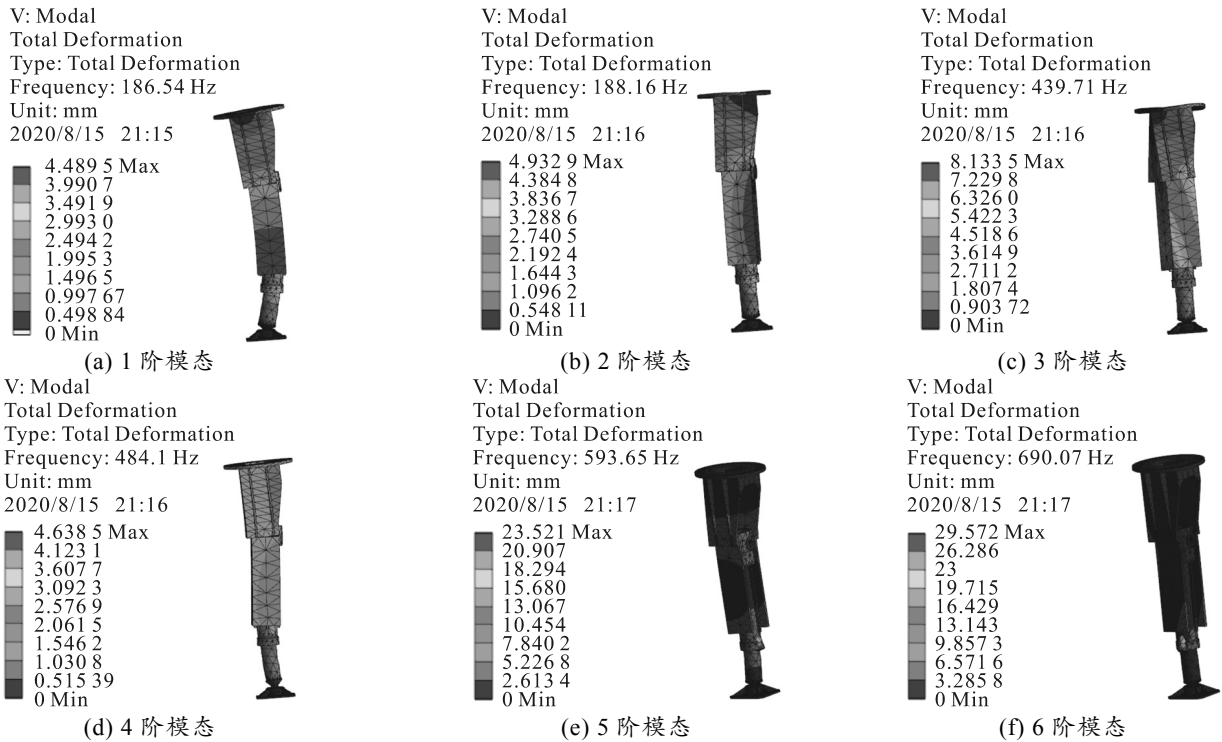


图 4 前 6 阶的固有振型

由计算得到的数据可以看出，撑腿的前 6 阶模态频率介于 186.5~690.1 Hz，光学平台前 6 阶模态频率介于 42.2~160.8 Hz，两者前 6 阶模态频率均互不相同；因此撑腿能够在不产生谐振状态下，满足光学平台运转状态需求。该支腿设计方案合理。

3.3 调平装置的静载强度和模态分析

1) 定义材料属性。

装置材料属性如表 1 所示。

2) 承载条件分析。

设置载荷质量点：2 450 kg，重心高 1 220 mm，

如图 5 所示。

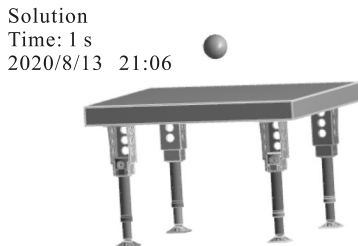


图 5 光学平台载荷质量点

3) 接触类型和网格划分。

光学平台始终受到 2 450 kg 载荷作用。非工作状态时，载荷主要通过光学平台作用在车体上。在工作状态过程中，载荷通过装置支腿受力传递到地面。划分模型六面体网格，网格数量 654 475，节点数 1 076 419。

4) 静载强度分析。

光学平台和撑腿的变形程度不仅取决于材料的强度、刚度，而且在于载荷重量、结构尺寸。装置的应力分布和形变程度需要仿真验证，以保证结构设计的安全可靠性。

由图 6 可得，光学平台和撑腿静载受力良好，最大应力为 13.567 MPa。按 45 号钢材料强度的屈服强度 355 MPa 远大于最大应力，证明该装置结构强度符合要求。

S: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
2020/8/15 21:25

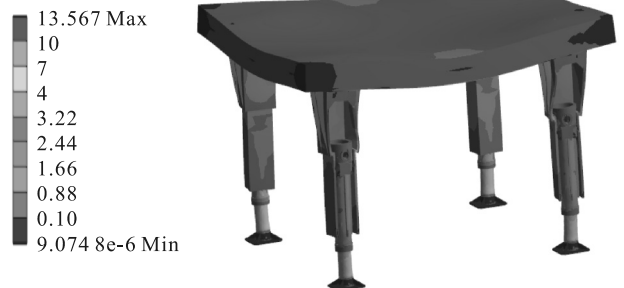


图 6 调平装置的应力云图

5) 模态分析。

笔者计算了 6 阶固有模态，表 3 给出前 6 阶的固有频率和振型，图 7 给出前 6 阶的模态振型图。

表 3 撑腿的前 6 阶固有频率和振型

模态阶数	频率/Hz	振型说明	模态阶数	频率/Hz	振型说明
1	42.20	水平方向内的弯曲振动	4	121.40	以光学平台为几何中心的收缩变形
2	49.20	水平方向内的弯曲振动	5	137.20	弯曲扭转为一体的混合振动
3	97.47	竖直方向内的扭转振动	6	160.80	弯曲扭转为一体的混合振动

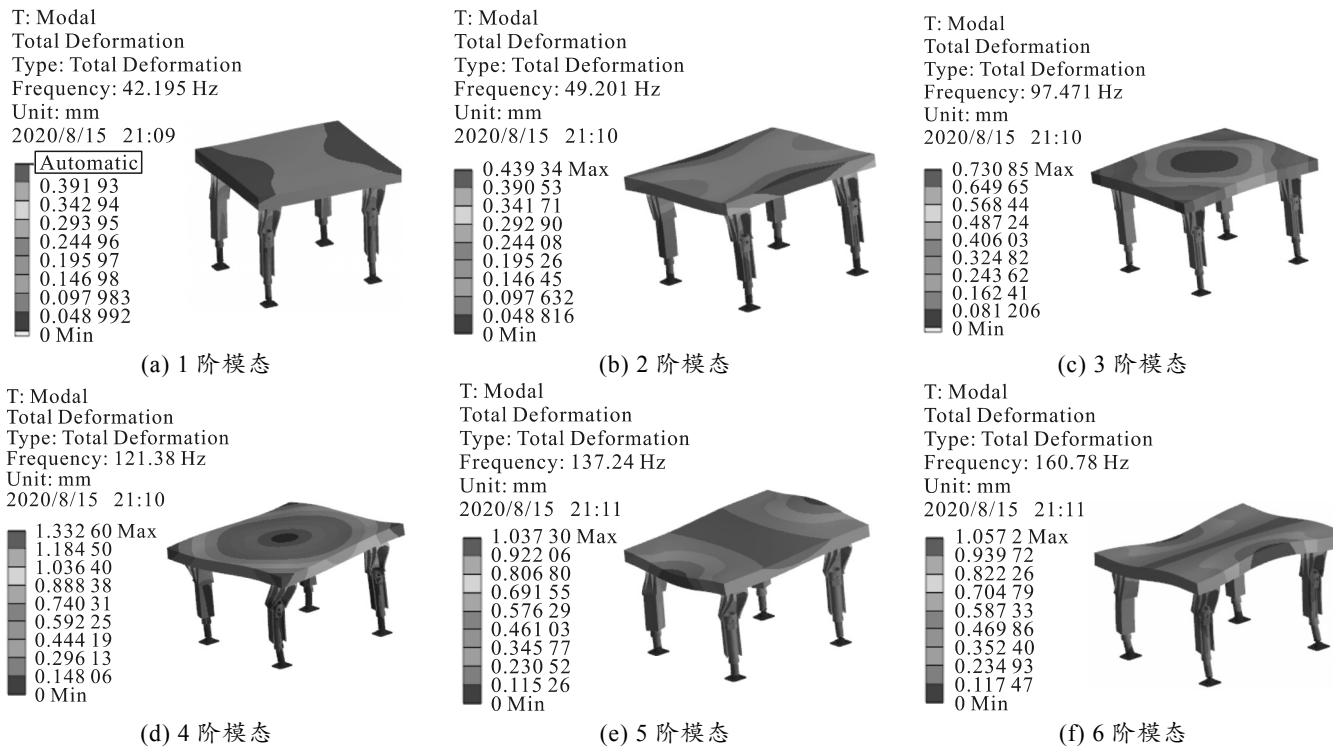


图 7 前 6 阶的固有振型

由计算得到的数据可以看出：调平装置的前 6 阶模态频率介于 42.2~160.8 Hz，而车辆主体振动的前 6 阶固有频率集中在 53~98 Hz^[6]，该装置与车辆主体的固有频率不同；因此，装置不会与车辆主体发生共振，证明该支腿结构设计方案是合理的。

4 结论

笔者设计了一种车载自动调节调平装置，对支腿和调平装置在工况条件下进行静力学和模态分析，分别得到了应力云图和 6 阶固有振型图，并得出如下结论：

1) 通过有限元静力分析可知，撑腿的最大应力为 23.8 MPa，调平装置的最大应力为 13.567 MPa，均满足材料的许用应力。在不同工况运行条件下，装置和支腿的强度满足使用要求。机电式自动调节装置总体设计是可行、可靠的。

2) 通过有限元模态分析得出，装置的固有频率和车辆主体的振动频率相差较大，在公路运输过程中，不会产生共振的现象。对装置和撑腿的固有频

率和振型状态的分析，也为后期结构的优化和改进提供了参考意见。

3) 利用 Ansys Workbench 快速分析设计的零部件是否可靠，降低了试验成本，缩短了产品的开发周期。

参考文献：

- [1] 苏文斌, 邓飙, 宋博仕, 等. 车载自动调平装置的快速调平策略及智能控制[J]. 机械科学与技术, 2014, 33(12): 1897-1901.
- [2] 冯仪, 陈柏金. 车载雷达机电式自动调平控制系统[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2004, 32(6): 66-68, 71.
- [3] 翟羽健, 倪江生. 重型载体多点位自动调平技术[J]. 中国机械工程, 1994(5): 62-63.
- [4] 肖飞, 张之善, 王顺. 工程机械支腿自动调平的研究[J]. 液压与气动, 2013(12): 47-51.
- [5] 李忠于. 雷达自动调平支撑腿力学工况分析[J]. 火控雷达技术, 2007(2): 90-93.
- [6] 王良模, 吴长风, 王晨至. 基于有限元的特种车辆方舱结构的力学分析[J]. 机械设计, 2009, 26(4): 54-56.