

doi: 10.11823/j.issn.1674-5795.2021.02.14

扭矩标准机新型杠杆支承系统设计

杨仁杰^{1,2}, 秦海峰², 王磊²

(1. 中国矿业大学(北京)机电与信息工程学院, 北京 100083;

2. 航空工业北京长城计量测试技术研究所, 北京 100095)

摘要: 扭矩标准机是扭矩量值传递的标准仪器, 主要用来校准高精度的扭矩传感器, 其复现量值的不确定度是应用效果的重要保证。目前, 国内外扭矩标准机的力臂杠杆部位大多采用刀口刀承支承方式或小孔节流原理整体式气体轴承支承方式, 通过分析这两种支承结构的局限性, 改进设计了一种新型杠杆支承系统, 采用组合式静压气体轴承支承杠杆, 有效控制摩擦力矩的同时还降低了实现难度和故障率, 进而实现了整机性能的提升。同时, 本组合结构还可将力臂杠杆改进为单梁双臂对称式框架结构, 从而在降低杠杆加工装配难度的基础上使力臂杠杆的测量准确度得到有效保证。本文基于 Fluent 软件对多孔质静压气浮轴承进行流体仿真, 研究供气压力、多孔质材料渗透率、轴承体厚度对其静态性能的影响, 对轴承的选型提供理论依据和数据支持。

关键词: 扭矩标准机; 杠杆支承系统; 多孔质材料; 静压气浮轴承; 计算流体力学

中图分类号: TB93

文献标识码: A

文章编号: 1674-5795(2021)02-0107-06

Design of New Lever Support System for Torque Standard Machine

YANG Renjie^{1,2}, QIN Haifeng², WANG Lei²

(1. School of Mechanical Electronic and Information Engineering, China University of Mining and Technology, Beijing 100083, China;

2. Changcheng Institute of Metrology & Measurement, Beijing 100095, China)

Abstract: Torque standard machine is a standard instrument for the transmission of torque value, which is mainly used to calibrate high precision torque sensors. The uncertainty of the repeatability value is an important guarantee for the application effect. At present, most of the lever parts of the torque standard machines in China and abroad adopt the knife-edge and knife-bearing support method or the integral air-bearing support based on small hole throttling principle. By analyzing the limitations of the two support structures, a new type of lever support is designed and optimized. The system adopts a combined static pressure air-bearing to support the lever, which effectively controls the friction torque while reducing the difficulty of realization and the failure rate, thereby realizing the improvement of the performance of the whole machine. At the same time, the combined structure can also improve the moment arm-lever into a single-beam double-arm symmetrical frame structure, so that the measurement accuracy of the moment arm-lever can be effectively guaranteed on the basis of reducing the difficulty of lever processing and assembly. Based on the Fluent software, this paper conducts fluid simulation of porous static pressure air bearings, studies the influence of air supply pressure, porous material permeability, and thickness of the bearing body on their static performance, and provides theoretical basis and data support for the selection of bearings.

Key words: torque standard machine; lever support system; porous material; static air-bearing; computational fluid dynamics

0 引言

静重式扭矩标准机力臂杠杆部位多采用刀口刀承作为支承结构, 刀子与刀承之间的摩擦力不可避免, 是限制整机不确定度水平的关键因素之一。

当前国际和国内已有部分高准确度扭矩标准机采用了气体轴承进行杠杆系统的支承, 此类装置普遍采用的小孔节流型的一体式轴承结构, 由于小孔直径一般为 0.5 mm 以下, 工作间隙一般在几微米到几十微米

左右, 对关键零部件的尺寸公差及表面粗糙度要求极高, 因此普遍存在加工调试难度大、工作环境要求苛刻等问题^[1]。

为了克服传统的扭矩标准机杠杆支承系统的局限性, 本文设计了一种组合式静压气浮轴承结构, 以实现支承能力强、灵敏度高、易于维护的设计目标。该系统采用多孔质材料节流轴承原理, 通过多组轴承组合实现杠杆稳定支承功能。该系统已在北京长城计量测试技术研究所实现了应用, 效果良好。

设计的扭矩标准机的测量范围为 50 ~ 6000 Nm, 单侧杠杆臂长为 1 m, 杠杆系统和两侧砝码的总重量接近 2000 kg。因此, 杠杆支承系统在其有效工作状态下的支承能力应不小于 2000 kg。

1 扭矩标准机杠杆支承系统的作用

静重式扭矩标准机的基本结构如图 1 所示, 主要由力臂杠杆、力值砝码等组成。力臂杠杆的两端悬挂砝码组, 通过刀口刀承或是轴承支承, 平稳地固定在机座上。

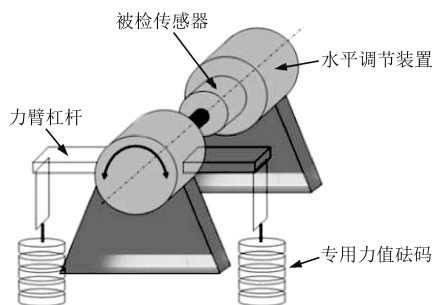


图1 静重式扭矩标准机基本结构组成

其复现的扭矩量值是由力臂杠杆机构的长度值与不同砝码组的重量值的乘积而得到^[2], 公式为

$$M = L \cdot m \cdot g \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_w} \right) + \Delta M_f + \Delta M_s \quad (1)$$

式中: L 为杠杆臂长, m 为砝码质量, kg; g 为当地的重力加速度, m/s^2 ; F 为砝码组的重力, N; ρ_a , ρ_w 分别为砝码密度和空气密度, kg/m^3 ; ΔM_f 为力臂支承结构的摩擦力矩产生的加载扭矩附加值, Nm; ΔM_s 为固定夹头与活动夹头的不同轴度产生的加载扭矩附加值, Nm。

从式(1)可以看出, 影响装置测量不确定度的因素主要有砝码质量、重力加速度、空气密度、砝码密度、杠杆臂长、附加摩擦力矩等。其中, 力臂杠杆支承结构引入的摩擦力矩通常为具有显著贡献的不确定度分量之一。按 JJG 769-2009《扭矩标准机检定规程》的要求, 装置的初负荷灵敏限和最大负荷灵敏限均不能超过对应扭矩值误差的 1/3。由此可知, 当装置复现扭矩值的整体不确定目标为 $U=3 \times 10^{-5}$ ($k=2$) 时, 由灵敏限引入的影响应不大于 5×10^{-6} 。对应于扭矩标准机的初负荷 50 Nm, 对应的灵敏限为 2.5×10^{-4} Nm, 换算为砝码质量则约为 25 mg。

从设计角度而言, 当力臂杠杆平衡机构的旋转支承方式设计确定了, 则其摩擦力矩也就基本确定, 很

难再通过其他技术手段进行修正或弥补。因此设计合理有效的力臂杠杆的支承方式^[2]是提升装置整体的不确定度水平的关键问题之一。

2 现有杠杆支承结构

2.1 传统刀口刀承支承机构

目前传统的扭矩标准机力臂杠杆部位多采用刀口刀承作为支承结构, 一般为三组刀口刀承, 如图 2 所示。刀子与刀承之间的摩擦力直接决定了杠杆系统的灵敏度, 也对扭矩机复现扭矩值的准确度起着关键作用。

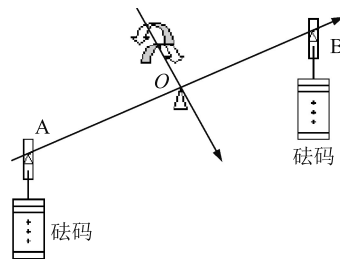


图2 刀口支承的工作示意图

图 3 为典型的扭矩标准机力臂杠杆刀承位置示意图。

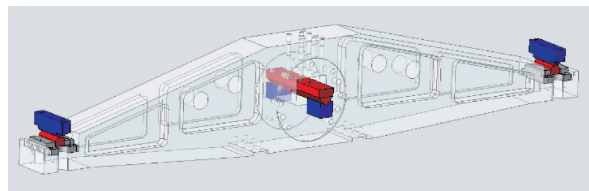


图3 扭矩标准装置杠杆刀承位置示意图

刀口支承由刀口、刀承配对组成, 刀承可采用平刀垫或凹的、凸的球形刀垫。从机械结构上来看, 刀口支承实质上是一种没有中间滚动元件的滚动接触支承。在这种支承中, 刀口在平支承、凹圆柱或球面支承上转动, 但其转动由于受到刀承结构形式的限制, 不能完成整周的转动, 仅做小幅度的摆动^[1]。

图 4 为某 1000 Nm 静重式刀口支承结构扭矩标准机的中心刀子设计图和外形图, 可见其对杠杆的支承主要依靠两侧的刀线。这种支承结构刀线的平行度, 刀口的弧度对灵敏度均有直接影响。

这种支承机构在工作过程中, 必然会存在以下三个方面的问题:

- 1) 刀子在刀承中转动, 存在一定数量级的摩擦力矩, 此摩擦力矩直接影响整体装置的灵敏度和准确度;
- 2) 在臂长调试过程中, 支承杠杆的中刀和砝码吊

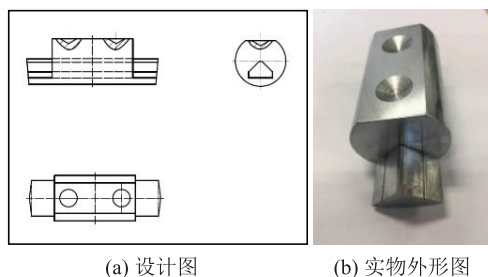


图4 某扭矩标准机的中刀设计图和外形图

挂用的两把边刀之间的位置关系确定了杠杆的有效臂长。但刀口支承无法保证装置可动部分摆动中心的空间位置确定不变,而且三把刀子难以做到完全平行和共面,同时刀口的结构也决定了其很难做到准确测量,因此这种结构很大程度上也局限了臂长测量的准确度;

3)中刀在转动过程中产生横向位移,从而使杠杆臂产生移动,引起连接被校传感器的轴头之间的同轴度发生变化,从而引入侧向力和弯矩等影响因素。因此,在实际应用过程中,此类标准扭矩发生装置的测量不确定度很难控制在0.03%以下。

按照以往的应用、调试和测试经验,对于传统刀口刀承的支承方式,达到 3×10^{-5} 的相对影响量基本已是极限。

2.2 静压液体轴承支承机构

静压液体轴承靠油泵把压力油送到轴承间隙中,强制形成润滑油膜,由润滑油的静压力平衡外载荷。因此,油膜压力与轴径转速基本无关,可在低速甚至零速下获得液体膜润滑,获得极低的摩擦因数^[3]。图5为静压液体轴承结构简图。

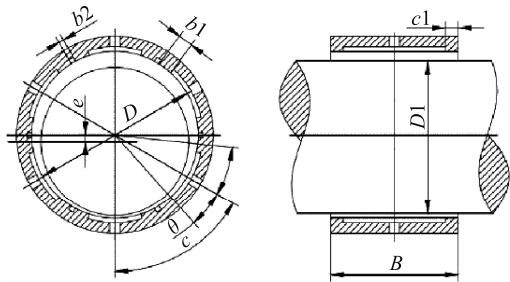


图5 静压液体轴承结构简图

由静压液体轴承的工作可知,静压液体轴承有以下优点:转速适用范围宽、轴承油膜承受载荷能力大、回转精度高、油膜具有较好的抗阻尼和吸振效果。但是,静压液体轴承需要一整套完整的供油设备,维修成本比较高,且由于液压油膜的粘性较大,也很难实现高准确度扭矩标准机对于杠杆灵敏度的极高要求。

按应用经验可知此类轴承的灵敏限基本也很难做到 10^{-5} 量级。

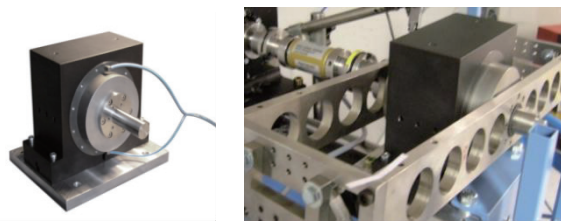
2.3 一体式气体轴承支承机构

为了从根本上使摩擦力矩得到有效控制,采用气体静压轴承支承结构是高准确度扭矩标准装置的必然选择。气体静压轴承是利用空气润滑技术开发出来的核心产品,是利用气膜支承负荷和减小摩擦的机械构件。与传统的滚动轴承和滑动轴承相比,气浮轴承具有灵敏度高、无噪声、功耗低和寿命长等优点^[4]。

当前国际和国内有部分高精度装置采用了气体轴承进行杠杆系统的支承,从而实现了杠杆灵敏度的大幅度提升^[5-9]。图6(a)所示的是此类装置普遍采用的小孔节流型的一体式轴承结构。

该种轴承在轴承金属本体上加工微细孔,依赖于通过微细孔中高压气体产生的强大压强,实现对力臂杠杆的支承。这种结构要求微细孔的直径为0.5 mm以下^[10],工作间隙一般在几微米到几十微米左右,对关键零部件的尺寸公差及表面粗糙度要求极高,普遍存在加工调试难度大、工作环境要求苛刻、造价高、故障率高等问题。

采用一体式气体轴承支承机构的扭矩标准机,通常配套双梁式杠杆系统,如图6(b)所示。双梁式杠杆系统是由多个部件装配而成,各部件通过分体式加工再进行组合安装,其整体形位尺寸的控制和测量验证均存在较大难度,且其后续拆装维护也存在失准风险。同时,此结构在径向抗倾斜和偏载能力有限,工作中,由于同轴度偏差引入的附加弯矩 ΔM_0 会直接影响其承载和润滑能力,甚至出现抱轴、卡死等损坏现象。



(a) 小孔节流型的一体式轴承

(b) 双梁式杠杆系统

图6 一体式静压气体轴承及双梁式杠杆系统

3 组合式结构的气体静压轴承支承结构

基于对现有支承结构的优缺点以及拟实现的扭矩量值情况,本文设计了一种组合式的气体静压轴承结构,用于对扭矩杠杆系统的支承。

3.1 结构设计

该支承结构采用两组对称的组合式静压气浮轴承,

每组静压气浮轴承分为负载轴承体和定位轴承体，如图 7 所示。负载轴承体起支撑载荷的作用，定位轴承体用于限制杠杆主轴的侧向和向上方向的运动，同时在机构工作时自动调节气膜厚度。力臂杠杆通过中心圆轴放置于两组支承机构内部，当两组轴承机构通气工作时，圆轴浮于轴承之间，从而实现气浮轴承对杠杆的支承，如图 8 所示。

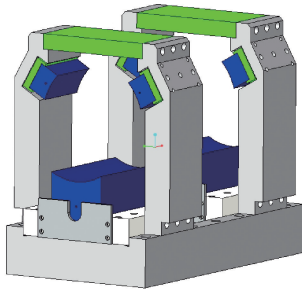


图 7 组合式气体静压轴承支承机构

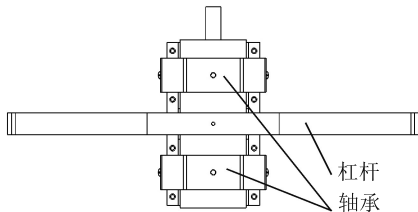


图 8 单梁式杠杆与轴承的装配关系

该支承结构一方面可以起到支承力臂杠杆和砝码等负载，另一方面还可以保证在力臂杠杆上施加的微小负载也能被鉴别并测量出来。同时，本组合结构将力臂杠杆改进为单梁双臂对称式框架结构，从而在降低杠杆加工装配难度的基础上使力臂杠杆的测量准确度得到有效保证，降低实现难度和故障率。

3.2 结构仿真

在组合式静压气浮轴承中，为了选择合适的负载气浮轴承体，运用 Fluent 软件对其先进流体仿真，为轴承选型提供依据。首先在 ANSYS workbench 中对负载气浮轴承体进行参数化建模，方便修改参数变量进行多次计算。之后进行网格划分及边界条件设置，并导入到 Fluent 进行计算。轴承体结构参数见表 1。

表 1 负载轴承体结构参数 mm

负载轴承体宽	负载轴承体长	负载轴承体高	负载轴承体弧面直径
60	120	20	150

多孔质材料渗透率各向同性大小均为 10^{-11} m^2 ，渗透率为 0.3，轴承高 20 mm。初选供气压力 0.5 MPa，

出口压力 0 MPa，对气膜厚度为 5，10，15，20，25，30，35，40，45，50 μm 时的负载气浮轴承进行仿真。图 9 为气膜厚度为 25 μm 时的气膜和多孔质材料表面压力分布云图。

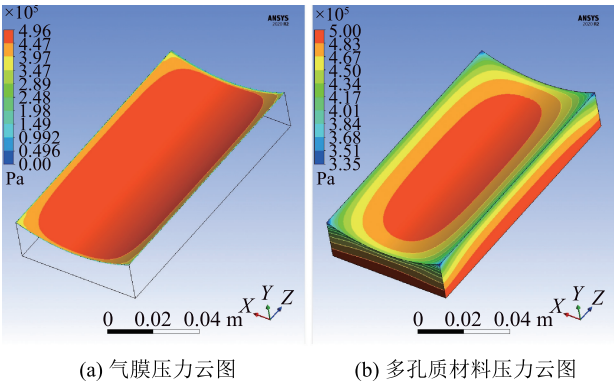


图 9 供气压力 0.5 MPa 气膜厚度 25 μm 时负载多孔质轴承压力云图

通过上述仿真，可以得出：随着气膜平均厚度的逐渐增大，气膜最大压力逐渐减小，且在支承轴承体中部区域压力最大，到气膜边缘压力瞬减为大气压。同时，随着气膜平均厚度的逐渐增大，越靠近气膜边缘的区域压力损失越大，呈椭圆状等高线递减，从而支承负载的能力跟着变小。并且，随着供气压力的增大，气膜区域的最高压力也随之增大

3.3 多孔质静压气浮轴承仿真结果分析

3.3.1 供气压力与轴承承载力的关系

在获得轴承承载面压力分布的结果后，对轴承承载面的压力进行积分即可得到轴承的承载力。改变供气压力为 0.3，0.7 MPa，分别对轴承承载力进行仿真。如图 10 所示。

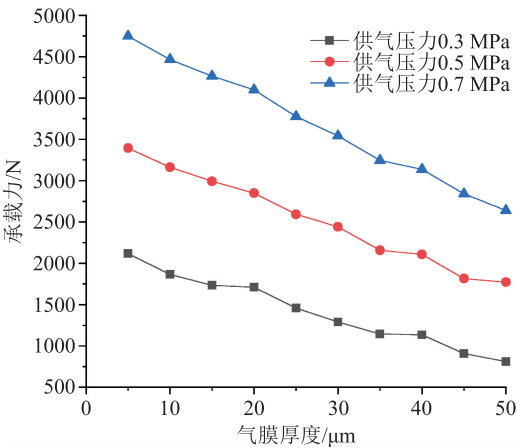


图 10 供气压力与轴承承载力的关系

从图 10 中可以看出：供气压力相同时，随着气膜

厚度的增大, 轴承的承载力随之减小; 气膜厚度相同时, 随着供气压力的变大, 气膜间隙内的压力上升, 轴承的承载能力也相应的随之增大。

3.3.2 多孔质渗透率与轴承承载力的关系

改变负载轴承体多孔质材料渗透率为 10^{-9} , 10^{-10} , 10^{-11} , 10^{-12} m^2 分别计算其对轴承承载力的影响, 如图 11 所示。

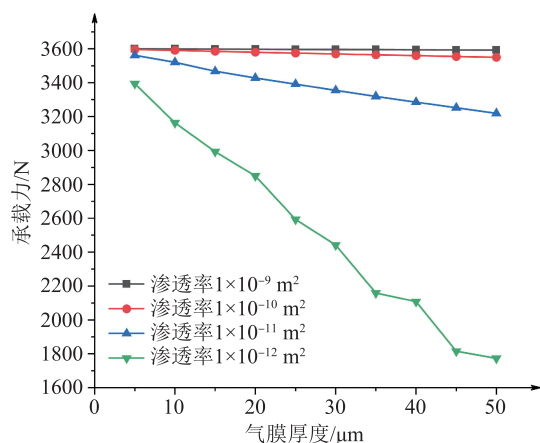


图 11 多孔质渗透率与轴承承载力的关系

从图 11 可以看出：①气膜厚度相同时，随着多孔质材料渗透率的增大，即材料的气体渗透能力增强，且其渗透率从 10^{-12} m^2 增加到 10^{-11} m^2 时，承载力增加量比较显著；渗透率从 10^{-10} m^2 增加到 10^{-9} m^2 时，承载力几乎没有明显的增加；②多孔质材料渗透率为 10^{-12} m^2 和 10^{-11} m^2 时，随着气膜厚度的增加，承载力逐渐减小。而多孔质材料渗透率为 10^{-10} m^2 和 10^{-9} m^2 时，随着气膜厚度的增加，承载力几乎不变。

3.3.3 多孔质厚度与轴承静态性能的关系

供气压力的大小为 0.3 MPa, 改变多孔质轴承体的厚度为 10, 30 mm, 分别计算其对轴承承载力的影响, 如图 12 所示。

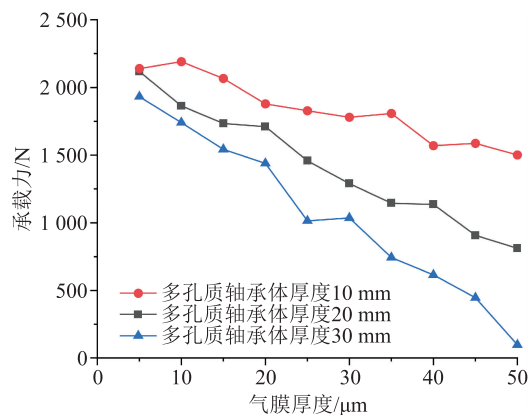


图 12 多孔质轴承厚度与轴承承载力的关系

从图中可以看出：相同的供气压力和气膜厚度，多孔质轴承体厚度大的承载力小，多孔质轴承体厚度小的承载力大，且在气膜厚度 10 μm 以下，轴承体厚度变化对承载力大小变化影响很小。

3.3 轴承选型

对静压气体轴承进行选型时，需在合理的结构尺寸的条件下，保证轴承具有足够的承载能力，主要考虑的载荷因素包括：①扭矩梁部件的重量约为 760 kg；②两侧砝码满负荷同时加载，其力值为 $6000 \text{ N} \times 2 = 12000 \text{ N}$ ，总质量约为 1224.4 kg。

根据以上数据，杠杆和砝码的最大总重量为 1984.4 kg，折算力值约为 19447.12 N。参考上文流体仿真，选取气浮轴承体渗透率为 10^{-10} m^2 ，厚度 30 mm，供气压力为 0.2 ~ 0.8 MPa。根据两类轴承体的功能差异，选用尺寸为 150 mm × 300 mm 的两块大弧面轴承体作为负载轴承体，该轴承承载能力为 10453 N；选用尺寸为 75 mm × 150 mm 的四块大弧面轴承体作为定位轴承体，该轴承承载能力为 1868 N，如图 13。

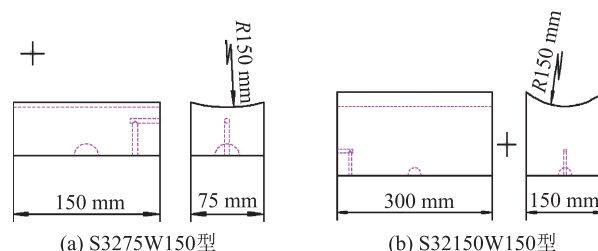


图 13 大弧面静压气浮轴承尺寸

4 轴承应用试验

在组合式静压气体轴承支承结构装配完成后，对其进行支承能力和灵敏限的试验。完成后的支承系统如图 14 所示。

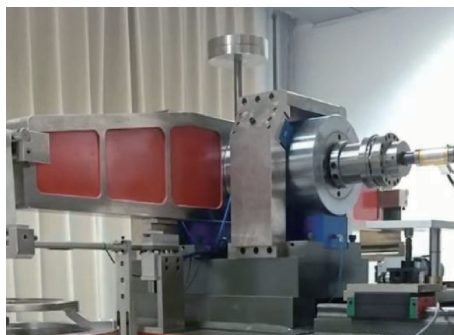


图 14 杠杆系统支承结构

参考 JJG 769 - 2009《扭矩标准机检定规程》的要求，对标准装置在工作状态下进行初负荷灵敏限和最

大负荷灵敏限的测量，对轴承系统的承载能力进行考察，也对杠杆灵敏限进行判定。

试验时，在装置上安装一台合适量程的扭矩仪(有足够的分辨力)，在杠杆系统两端同时施加标准装置的初负荷，杠杆应处于平衡状态。在杠杆一端施加一小质量的物体(铜丝/砝码)，观察传感器输出示值，应有明显变化。取下该小质量物体后，传感器输出示值应能恢复至加载前的示值水平。按公式(2)计算初负荷灵敏限(以相对影响量的形式表示)。以同样的方法进行杠杆系统满负荷灵敏限的测量和计算。

$$S = \frac{\Delta m}{m} \tag{2}$$

式中： S 为灵敏限； Δm 为施加小砝码的质量； m 为对应负荷由装置加载单边砝码的总质量。

测量现场如图 15 所示，图中圆圈标注为放置小质量物体的位置。两个测量点灵敏限测试时放置物体对应的质量和试验结果如表 2 所示，可见杠杆系统在工况状态下对微小扭矩的相对灵敏度达到了 10^{-6} 量级。

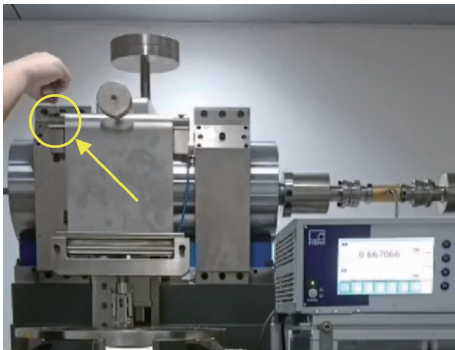


图 15 灵敏限测量试验

表 2 灵敏限测量结果

测量点	对应砝码 总质量/g	灵敏度测量结果	
		质量/g	相对影响
初负荷点	5102	0.01	1.96×10^{-6}
满负荷点	612240	1	1.63×10^{-6}

5 结束语

设计了一种组合式静压气浮轴承支承机构，采用两组对称结构的组合式静压气浮轴承支承，在克服传统结构存在的一系列问题的同时还降低了装配难度和

故障率。所设计的支承结构采用了单梁双臂对称式杠杆结构，使其有效臂长具有更高的准确度和可计量性。

对新型杠杆支承系统进行了支承能力和灵敏限试验，各项试验结果表明，在最大载荷条件下，系统灵敏限达到了 2×10^{-6} 的水平，优于预期的效果。随着应用实验的进一步开展，将对系统的性能实现更加全面的评价。

参 考 文 献

[1] 齐红丽, 李涛, 马相龙, 等. 支承技术在扭矩标准装置中的应用[J]. 船舶工程, 2020, 42(S1): 284-288.

[2] 秦海峰, 张泽光, 吴扬. 扭矩标准装置结构及不确定度现状分析[J]. 航空计测技术, 2002(01): 40-41, 44.

[3] 延育东. 机床电主轴静压轴承的设计及试验[D]. 西安: 西安理工大学, 2017.

[4] 秦海峰, 黄廷彪, 刘永录. 静压轴承在扭矩标准装置中的应用[J]. 中国计量, 2008(01): 58-60.

[5] 李涛, 林静, 吉鸿磊, 等. 高精度支承技术在国家扭矩基准机上的运用[J]. 船舶工程, 2012, 34(S1): 1-2+30.

[6] 屠淳, 夏慧, 李何良, 等. 气体轴承技术在力标准装置的嫁接应用介绍[J]. 仪表技术, 2019(08): 5-8+20.

[7] 张智敏, 李涛, 张跃, 等. $1 \text{ mN} \cdot \text{m} \sim 1 \text{ N} \cdot \text{m}$ 扭矩标准装置力臂系统[J]. 计量学报, 2016, 37(02): 151-154.

[8] 林静, 戴明, 林杰俊, 等. $0.5 \text{ mN} \cdot \text{m} \sim 10 \text{ N} \cdot \text{m}$ 高精度扭矩标准装置的研制[J]. 船舶工程, 2016, 38(09): 75-78.

[9] Averlant P, Duflon C. Metrological characterisation of the 5 kNm torque standard machine of LNE[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2018, 1065(4).

[10] 陈小刚. 高性能气体静压轴承设计研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2015.

收稿日期: 2021-01-29

基金项目: 国家“十三五”技术基础科研项目(JSJL2016205A008)

作者简介

杨仁杰(1991-), 男, 工程师, 硕士研究生, 主要研究方向为扭矩计量测试技术。2014 年进入航空工业计量所工作, 2017 年开始于中国矿业大学(北京)攻读非全日制硕士学位。

