

杯式结构磁电式高频角振动台实现关键技术

Key Technology of Cup-Structure Electromagnetic High-Frequency Angular Vibrator

北 京 理 工 大 学 薛景锋 赵维谦
中航工业北京长城计量测试技术研究所 邵新慧

[摘要] 针对力矩电机驱动角振动激励源频率难以超过 100Hz、波形失真大、不能满足高频角振动测试需求的现状,提出采用杯式结构磁电驱动方法。显著降低驱动线圈电感以实现驱动力快速响应,采用橡胶扭转弹簧实现轴系支撑,以克服轴承摩擦力,结合有限元分析仿真,将转子与励磁线圈骨架进行整体优化设计,使轴系固有频率提升至 2400Hz。所研究角振动激励装置经实际测试,最高工作频率可达 700Hz,主要工作频段内角加速度波形失真度小于 3%,可广泛用于高频角振动校准或角运动传感器动态性能评价。

关键词: 角振动 角振动台 电磁结构 角速度 角加速度

[ABSTRACT] In order to solve the problem that the frequency of angular vibration exciters driven by torque-motors is difficult to over 100Hz and the waveform distortion is large, a method using a cup-type electromagnetic driving structure is proposed. It significantly reduces the inductance of the driving coil to achieve a fast response of the driving force. A rubber torsion spring is used to achieve the shaft support and to overcome the bearing friction. Combined with the finite element analysis and simulation, the resonance frequency of the shaft is increased to 2400 Hz by designing the shaft and the framework of the exciter coil as a whole. After testing, this angular vibration exciter can be seen that the upper limit frequency can be up to 700Hz, the waveform distortion of the angular acceleration is less than 3% in the main working frequency range. Furthermore, this driving-structure can be widely used in high-frequency angular vibration calibration or the dynamic performance evaluation of angular motion sensors.

Keywords: Angular vibration Angular vibrator Electromagnetic structure Angular velocity Angular acceleration

陀螺、角加速度计等惯性器件需要研究评价其动态性能,或准确测试在角振动干扰下的误差输出,角振动

台一直作为关键的测试设备而备受关注。随着惯性器件动态性能和精度的不断提升,要求角振动台的频率更高、量程更大、波形失真小^[1]。

我国自 20 世纪七八十年代就开始高频角振动台的研制,主要采用直流力矩电机驱动的思路,此方案存在最为关键的问题是电机常数难以满足高频响需要,电机结构以及驱动轴连接结构复杂,使机械固有频率也难以提升,由于电磁干扰和摩擦,使波形失真度大,为减小波形失真,采取的主要办法就是进行闭环控制,在 20 世纪 90 年代之后,国内更多将研究重点放在控制方面。从目前的研究效果来看,效果并不是很理想^[2-3]。

俄罗斯为提高电机驱动方式下的波形质量,采用扭杆谐振原理,在扭杆谐振点获得比较好的波形质量,但激振频率不能连续可调,每改变一个频率段,就要更换一根扭杆,而且频率上限也以 100Hz 为限^[4];法国为解决该问题,研制专门的无刷直流力矩电机,采用角位移和角速度复合反馈,频率上限也以几百赫兹为限,角加速度波形质量难以控制在 5% 以下。要解决此问题,需改变研究思路,考虑借鉴电动振动台的驱动原理,研究专门的电磁结构,以实现高频角振动激励。

1 杯式结构磁电式高频角振动台原理

本文提出采用杯式动圈结构和电磁力激励来研制高频角振动台的思路。

如图 1 所示,杯式结构电磁角振动台的驱动导线沿动圈骨架圆周竖向布置,各导线通过柔软导线和置于工作磁隙之外的竖直导线相互串联,以保证所有驱动导线在某瞬时通过同一方向的电流,磁场方向为轴心径向方向,在洛伦磁力的作用下,驱动线圈产生驱动力矩。当驱动电流以正弦规律变化时,产生正弦驱动力矩^[5]。

2 原理对比分析

2.1 高频角振动台驱动力模型

根据角振动台的工作原理,扭转弹簧惯量系统的受迫振动方程为:

$$J\ddot{\theta} + C_f\dot{\theta} + K_f\theta = Bli \cdot R, \quad (1)$$

其中, J 为运动系统的转动惯量, C_f 为运动阻尼系数, K_f

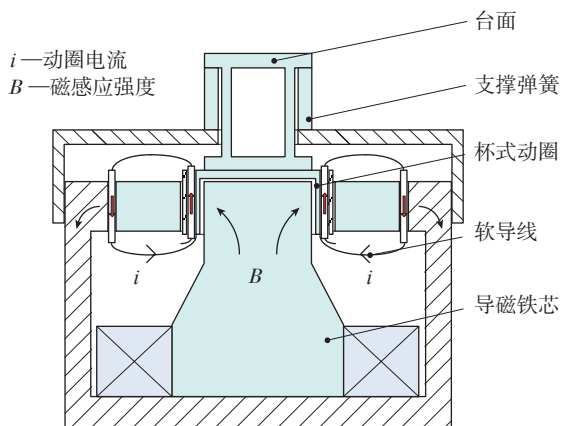


图1 杯式电磁角振动台驱动原理图

Fig.1 Driving schematic of cup-type electromagnetic angular vibration exciter

为恢复弹簧刚度, B 为气隙磁感应强度, l 为有效导线长度, i 为电流, R 为导线到回转中心的半径。进行拉氏变换可得:

$$I(S) = S^2 X(S) \cdot \frac{JS^2 + C_f S + K_f}{B l R S^2} \quad (2)$$

随着频率的升高, 可认为电流与驱动力成正比。

2.2 力矩电机驱动方式电气频响分析

在确保轴系固有频率高于最高工作频率两倍以上的前提下, 电气时间常数是制约角振动台频率带宽的关键因素。

一般电机传递函数如式(3)所示, 表明角速度与输入电压的关系:

$$F(s) = \frac{\omega(s)}{U(s)} = \frac{K}{s(1 + \tau_j s)} \quad (3)$$

因此, 角加速度与输入电压的关系如式(4)所示:

$$F_1(s) = \frac{\alpha(s)}{U(s)} = \frac{\omega(s) \cdot s}{U(s)} = \frac{K}{1 + \tau_j s} \quad (4)$$

其幅频特性如式(5)所示:

$$|F(j\omega)| = \frac{K}{\sqrt{1 + (2\pi f)^2 \tau_j^2}} \quad (5)$$

可以看出, 驱动力矩将随着频率的升高而快速下降, 到几百赫兹时只有原有的百分之几。关键问题在电机绕线匝数太多, 使电感过大, 影响频率特性。

2.3 杯式结构电磁驱动频响分析

杯式结构电磁驱动角振动台的主要参数包括: 磁感应强度、动圈电感、动圈电阻、励磁电阻、动圈的转动惯量等, 设计一种原理样机的参数如表1所示。

从表1可以看出, 计算结果与实测结果相吻合, 对于杯式结构电磁驱动角振动台动圈电感和电阻有较大偏差, 原因在于该值太小, 外界影响因素相对比较大, 且

测量仪表的分辨率不够, 但表明满足高频特性需求。

表1 杯式结构电磁激励系统参数

系统参数	设计值	实测值
磁感应强度 / T	0.6	0.55
动圈电感 / mH	0.002	0.01
动圈电阻 / Ω	0.041	0.03
励磁电阻 / Ω	3.9	3.8
转动惯量 / ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	0.0072	0.0078

3 角振动激励源设计关键与分析

3.1 驱动力非线性控制

电流的失真度主要取决于驱动信号源和功率放大器, 此问题不是需要的解决的难点问题。重点考虑磁场非线性的影响, 磁场分布类似于一般电磁振动台, 在磁轭边缘处出现漏磁, 引起磁场不均匀, 在振动台的设计中, 这是需要充分考虑的因素, 然而在角振动台的设计过程中, 由于驱动线圈是绕轴心摆动, 边缘的磁场不均匀, 并不引起线圈切割磁力线数量的变化, 对振动波形不造成影响。

3.2 编制软线干扰力矩的影响

采用杯式结构电磁驱动原理, 实现最大的难题在于在动圈圆周布置若干编制软线, 受结构布置的限制, 不可以太长, 同时也不可太多, 以保证动圈相对定子的扭转余量。为验证各编织软线对振动波形的影响, 预先进行功能相似试验。在低频振动台面与支架之间圆周布置30条编制软线, 来模仿角振动台结构中编制软线非线性力矩的影响, 这两者之间是类似的。试验布置如图2所示。

试验验证结果如表2所示。

通过表2的数据, 说明编制在10Hz以上, 对于波形失真影响可以控制的要求之内。每一根编制软线可以

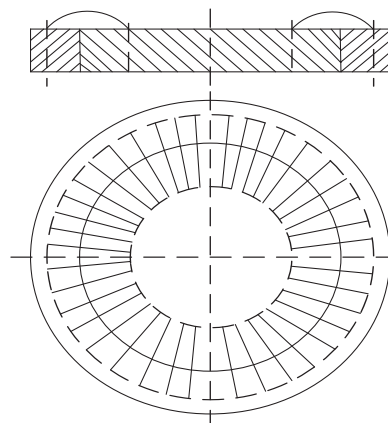


图2 试验编制软线布置

Fig.2 Test preparation cord anagement

表2 编制软线对振动波形影响

频率 /Hz	加速度 / (m·s ⁻²)	位移 /mm	安装编制软线前失真度 /%	安装编制软线后失真度 /%
12	0.475	0.820	0.17	0.48
24	0.569	0.246	0.13	0.15
36	0.603	0.114	0.12	0.15
60	0.409	0.028	0.12	0.17
80	0.361	0.014	0.10	0.17
120	0.366	0.006	0.09	0.19

等效为一个弹性元件,当频率比较高时,角位移很小,就处于弹性元件的线性范围之内,对失真不易造成影响。

根据试验数据可以得到如下结论:(1)在低于12Hz的时候,编制软线对加速度波形失真有比较大的影响,不宜采用;(2)干扰力矩对加速度波形有一个基本的干扰,主要体现在小位移的时候,波形失真随加速度的减小而增加;(3)干扰力矩在位移超过一定程度时,波形失真会明显增加。

因此干扰力矩的存在,限制了在大位移和小加速度两种情况的使用,然而其存在并未对角振动台所要求的工作频率范围造成较大影响。

3.3 结构固有频率影响

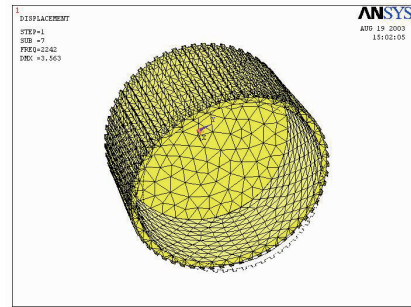
角振动台设计要求轴系固有频率必须高于目标频率上限 2~3 倍以上,结构的谐振频率造成的波形失真影响难以用控制的办法去消除,当然也可以利用谐振原理,使角振动台在某一频带获得理想的波形失真,但谐振频带之外的波形失真就会很差,谐振也将会使台面横向振动超标,也非设计所希望,因此确保轴系的固有频率是非常重要的关键要素。

动圈结构尺寸的确定受到多方面因素影响,在保持驱动力矩、电流、磁感应强度一定的情况下,驱动力越小越好、导线匝数越少越好,这就要求力的作用半径尽量大一些,动圈长度尽量长一些,这与动圈固有频率是一个矛盾;为保证固有频率,希望动圈壁厚尽量大一些,然而这又意味这扩大工作磁隙,因为这要增大电流或导线长度;同时还受到工艺、安装、材料等多种因素的制约。经过综合考虑和优化设计,确定了结构尺寸。通过 ANSYS 软件进行有限元分析,来校核动圈及整体轴系的固有频率。进行有限元分析时,模型材料选择硬铝,采用 8 节点块单元划分有限元网格,边界条件为自由约束,分析结果如图 3 所示。

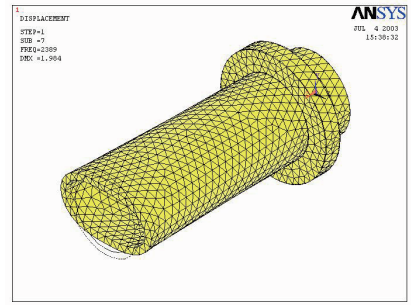
可以看出动圈一阶共振频率为 2389Hz,可以满足近 800 Hz 频率上限角振动台实现要求。

3.4 恢复弹簧及轴系支撑

对于摩擦力的克服是角振动台研制特别需要关注



(a) 动圈结构



(b) 整体轴系

图3 动圈结构和整体轴系有限元分析结果

Fig.3 Results of the finite element analysis of the moving coil structure and the whole shaft

的问题,摩擦力主要来源于驱动结构以及支撑结构,在高频角振动台研制过程中,极力比年电机电刷的影响,因此研究特殊的机电结构,轴系也极力避免采用机械轴承,空气轴承造价昂贵,维护不方便,对于动态测试所用的角振动台,尽量采用更为简化实用的方案,作者提出采用橡胶筒作为恢复弹簧和轴系支撑单元,申请电动式角振动台的支撑恢复装置(专利授权号为 CN 2932320Y)。

工作时,将橡胶筒上表面与驱动轴台面胶接,下表面与机座胶接,在小角度范围内,驱动轴的扭转角度与回转力矩成正比,适合作为角振动台的恢复弹簧;同时由于为管筒状结构,在相同轴向刚度情况下,具有比较大的弯曲刚度,适合作为驱动轴的定位部件。

采用该结构作为角振动台的支撑恢复弹簧为本论文的一个创新点,它具有如下优点:

- (1) 满足高频角振动台的工作需要,克服了机械轴承或油膜滑动轴承具有摩擦阻尼或硬碰撞的缺点;
- (2) 结构紧凑,一个零件具有两个功能;
- (3) 造价低廉,降低了成本,适合作为定位要求不是很高的角振动台的支撑和恢复弹簧元件。

4 高频角振动激励源性能试验评价

4.1 装置实现

通过解决驱动原理及参数选择、动圈及整体轴系结

构固有特性校核、动圈圆周布置安装驱动导线、恢复弹簧及轴系支撑结构等问题,设计出了杯式结构电磁高频角振动台装置。

由于橡胶筒作为角振动台恢复弹簧结构的采用,原设计的机电特性要做相应的调整。在橡胶筒的浇注过程中,也选择了不同的配比,这样其刚度也有一些差别,总体来讲,设计其一阶扭转固有频率为60Hz左右,因此试验样机的理论机电特性如图4所示。

4.2 频率响应

采用两只 B&K4370 加速度计作为测试用传感器,采用 HP35670A 作为测试分析设备,角振动台实测频率响应如图4所示。

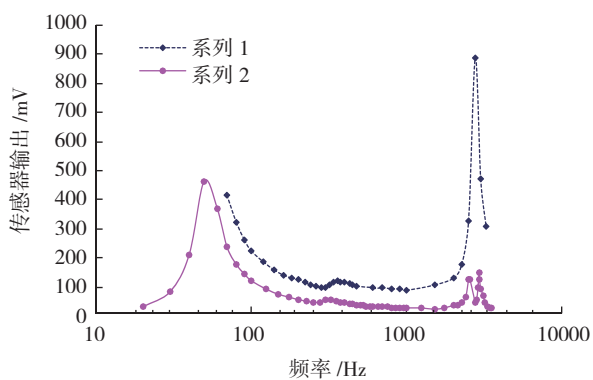


图4 频率响应曲线

Fig.4 Curve of the frequency response

系支撑,造成角振动台频率范围窄、波形失真大,无法满足高频校准的需要,原因主要有如下几点:(1)电机结构复杂,与驱动轴连接,使结构的机械固有频率难以满足要求;(2)机电时间常数大,高频驱动能力弱,一般只能满足100Hz以下的角振动台驱动;(3)采用有刷电机摩擦力大,严重影响波形质量,采用无刷电机电磁场复杂,对测控系统要求较高;(4)采用精密机械轴承摩擦力大,带来波形失真大、轴心定位精度低的缺陷,严重影响微小角度的测量精度。通过对杯式结构磁电式高频角振动台样机的研究,表明其特点为:驱动结构固有频率可以很高;驱动导线需要多根编制软导线串联连接,引起结构与安装的复杂,同时由于编制软线的影响,产生较大干扰力矩,只能输出小角度;此结构原理适

表3 失真度测量结果

频率/Hz	失真度/%	频率/Hz	失真度/%
60	6.53	250	2.53
70	4.19	300	2.53
80	2.64	350	2.08
90	2.55	400	2.30
100	2.80	500	2.62
150	3.08	600	3.21
200	2.57	700	4.36

表4 台面角加速度均匀性测试

频率/Hz	70	80	90	100	160	200	260	300	360	400	450	500	600	700	800	900	1000
输出1/mV	419.3	338.1	269.7	231.6	130.7	122.3	103.9	111.5	126.6	122.1	112.9	107.4	103.7	104.7	101.7	101.3	101.0
输出2/mV	413.6	322.3	260.9	223.8	141.8	127.3	100.7	97.7	119.1	114.9	105.9	100.8	96.0	96.8	93.0	91.2	90.1

台面共振频率在2500Hz左右,与有限元分析结果吻合。适合以七八百赫兹频率上限使用。

4.3 波形失真

失真度测量如表3所示,从60~700Hz,角加速度波形失真基本在5%之内,80~500Hz全部在3%之内。

4.4 台面角加速度的均匀性测试

在角振动台面圆周切线方向对称安装两只加速度传感器,测试结果如表4所示,两只传感器的数据偏差在10%之内。

5 结束语

本研究开展之前,我国所研制的角振动台一般采用直流力矩电机作为驱动部件,采用精密机械轴承作为轴

合作为高频角振动测试所用激励装置。

参考文献

- [1] 吴校生,陈文元.角加速度计发展综述.中国惯性技术学报,2007,15(04):458-463.
- [2] 朗需英.精密角振动台的试验研究.航空精密机械工程,1986(4):49-52.
- [3] 彭军,何群,薛景锋,等.低频标准角振动台.计测技术,2005,25(06):46-48.
- [4] POY-2角加速度计检定大纲和方法.俄罗斯标准,航天33所,2003.
- [5] 薛景锋,邵新慧,彭军.非电机式电动式角振动台.中国:100405020,2007-01-24.

(责编 深蓝)