doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.10.051

# 宽频带电磁式角振动台运动部件动态优化设计\*

## 唐波<sup>1,2</sup>何闻<sup>2</sup>

(1.中国计量学院工业与商贸计量技术研究所,杭州 310018; 2.浙江大学浙江省先进制造技术重点研究实验室,杭州 310027)

摘要:为满足角振动台输出高角加速度和宽工作频带的要求,提出并优化设计了一种具有圆盘式动圈结构的电磁 式角振动台运动部件。首先,介绍了具有圆盘式动圈结构的电磁式角振动台工作原理,并对运动部件的动力学模 型进行理论分析,结果表明降低圆盘式动圈及工作台面的转动惯量,增强连接轴的刚度,即提高运动部件的第1阶 固有扭振频率,可有效提高角振动台角加速度输出能力及扩展工作频率范围;接着,以动圈导线通过单位电流时的 运动部件输出最大角加速度为目标,采用粒子群优化算法优化设计了动圈参数,以最小转动惯量和最高第1阶固 有扭振频率为目标,采用有限元法优化设计了动圈的拓扑结构以及工作台面和连接轴的材料组合;最后,将优化后 的运动部件应用于宽频带电磁式角振动台样机中,实验结果表明,角振动台输出的最大角位移和角加速度分别为 60°和2000 rad/s<sup>2</sup>,而角振动台运动部件第1阶固有扭振频率达到1100 Hz。

关键词:角振动台 运动部件 动态优化设计 粒子群优化算法 有限元法 中图分类号:TM359.9;TB936 文献标识码:A 文章编号:1000-1298(2015)10-0376-07

# Dynamic Optimization Design of Moving Component for Broadband Electromagnetic Angular Vibrator

Tang Bo<sup>1,2</sup> He Wen<sup>2</sup>

(1. Institute of Industry and Trade Measurement Technique, China Jiliang University, Hangzhou 310018, China
2. Zhejiang Province Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: In order to realize large output angular acceleration and high working frequency of the angular vibrator, a moving component of an electromagnetic angular vibrator with a disk moving coil structure was proposed and optimally designed. First, the principle of the electromagnetic angular vibrator with a disk moving coil structure was introduced, and dynamic models of its moving component were analyzed, which showed that the output capability of angular acceleration from the angular vibrator would be improved and the working frequency range would be widened when the rotary inertia of the moving coil and the vibration table was decreased or the stiffness of the connecting shaft was increased, or the first-order torsional resonance frequency of the moving component was increased. Then, the parameters of the disk moving coil were optimally designed by particle swarm optimization (PSO) method with the goal of realizing the maximum output angular acceleration when a unit current was passed through the moving coil wire. Furthermore, in order to realize the minimum rotary inertia and the highest first-order torsional resonance frequency of the moving coil and the material combinations of the vibration table and connecting shaft were optimally designed with finite element method. Finally, the optimized moving component was applied to a prototype of the broadband electromagnetic angular vibrator. Experimental results showed that the angular vibrator could output angular acceleration as large as  $2\,000\,\,\mathrm{rad/s^2}$  with the

收稿日期: 2015-01-11 修回日期: 2015-02-13

<sup>\*</sup>国家自然科学基金资助项目(51375443)、国家重大仪器设备开发专项资助项目(2013YQ470765)和浙江省自然科学基金杰出青年基金 资助项目(LR12E05001)

作者简介: 唐波,讲师,浙江大学博士生,主要从事角振动台设计技术研究,E-mail: tang-bo001@163.com

通讯作者:何闻,教授,博士生导师,主要从事精密振动计量技术和振动测试及控制技术研究,E-mail: hewens@ zju.edu.cn

maximum angular displacement of 60°, and the first-order torsional resonance frequency of the moving component for the angular vibrator could get as high as 1 100 Hz.

Key words: Angular vibrator Moving component Dynamic optimization design Particle swarm optimization algorithm Finite element method

## 引言

角振动传感器广泛应用于航空航天、交通运输 和自动化设备等的控制、导航和定位<sup>[1-5]</sup>,随着角运 动量测量精度的提高,人们对角振动传感器的工作 频带、量程和精度等提出了更高的要求。为了确保 角振动传感器测量结果的准确性和统一性,需要对 角振动传感器进行校准<sup>[6-7]</sup>,而角振动台是用于校 准角振动传感器的角运动发生设备,其性能将影响 到角振动传感器的校准精度,因此对于宽频带电磁 式角振动台的研制显得尤为迫切和重要。

运动部件是宽频带电磁式角振动台用于传递运 动形式和能量的关键部件,直接决定角振动台输出 角加速度和工作频率范围,运动部件的设计方法主 要有解析法、有限元法和实验法,如林云清等<sup>[8]</sup>采 用霍尔茨法计算了扭振轴系的固有频率及其振型, 建立的数学模型越精确,计算值与实测值就越接近。 铁维泽等<sup>[9]</sup>在二维精密转台动力学特性分析基础 上采用有限元法对转台的动力学特性进行了分析和 优化,为结构设计提供参考。何闻等<sup>[10]</sup>采用有限元 法对大型宽频带水下振动台运动部件的流固耦合动 力学特性进行了研究,结果表明流固耦合使得运动 部件的模态频率降低,等效阻尼增大。胡雁闽等<sup>[11]</sup> 采用理论和实验两个方面对水下振动台的运动部件 进行了分析,研究结果为水下振动台的设计提供理 论参考。

然而传统的设计方法存在建模单一、单变量分 析以及仅考虑结构优化的不足,难以满足特殊运动 部件多变量的快速分析以及动力优化设计的要求。 本文采用粒子群优化算法与有限元法相结合,对一 种圆盘式动圈结构运动部件的动态优化设计进行研 究。

## 1 电磁式角振动台工作原理

电磁式角振动台的结构模型如图 1 所示,主要 包括闭合磁路、空气轴承及运动部件,其中运动部件 由工作台面、圆光栅、连接轴和圆盘式动圈组成。

圆盘式动圈为运动部件的动力源,它位于闭 合磁路的轴向气隙磁场中。图2所示圆盘式动圈 为单层单匝的圆盘式动圈产生力矩的原理图,图 中动圈的线圈径向导线组成4个驱动力部,分别



图 1 角振动台结构模型

Fig. 1 Structural model of angular vibrator
1. 工作台面 2. 圆光栅 3. 连接轴 4. 空气轴承 5. 圆盘式动
圈 6. 闭合磁路



图 2 运动部件产生力矩原理图

Fig. 2 Generation of force moment on moving component 1. 工作台面 2. 圆光栅 3. 连接轴 4. 圆盘式动圈 5. 驱动力 部

位于四段磁场区域中: $B_1(方向朝上)$ 、 $B_2(方向朝下)、$  $B_3(方向朝上)和<math>B_4(方向朝下)$ ,且磁场的磁 感应强度方向均垂直于圆盘式动圈平面,合理设计 线圈的绕向,使得当导线通过电流时,处于四段磁场 中的导线因洛伦兹力的作用而同时产生顺时针或逆 时针的扭转力矩,从而推动运动部件产生角加速度。 当闭合磁路和圆盘式动圈结构确定后,运动部件产 生的力矩与通入圆盘式动圈的电流成正比。因此当 输入动圈的电流为正弦波时,角振动台将输出正弦 角加速度。为了得到较大的角加速度,采用多层多 匝及多驱动力部的圆盘式动圈布线结构,同时应该 尽可能大地降低运动部件的转动惯量;而为了得到 较高的工作频率,则必须研究运动部件的动力学特 性,使得动圈驱动力矩有效地传递到角振动台工作 台面上。

## 2 运动部件动力学模型

## 2.1 动力学模型的一般形式

根据弹性体扭振理论<sup>[12]</sup>,运动部件的动力学方 程为

$$\frac{\partial}{\partial x}G(x)I_{p}(x)\frac{\partial\theta(x,t)}{\partial x} + \tau(x,t) = \rho(x)I_{p}(x)\frac{\partial^{2}\theta(x,t)}{\partial t^{2}}$$
(1)

- 式中 x——以圆盘式动圈底部为原点沿着运动部 件轴向方向的坐标
  - G(x)——运动部件剪切模量
  - $I_p(x)$ ——截面极惯性矩
  - θ(x,t)——运动部件变形角

*τ*(*x*,*t*)——单位长度上施加的外界转矩 对于角振动台运动部件有

$$\tau(x,t) = \begin{cases} \frac{T}{h} & (x \in [0, h]) \\ 0 & (x \in (h, L]) \end{cases}$$
(2)

式中 T——总的作用于圆盘式动圈上的电磁转矩 h——圆盘式动圈厚度

L——运动部件长度

由于采用空气轴承支撑,运动部件与角振动台 体其它部件之间由气膜及气隙磁场隔开,运动部件 可认为是一个具有自由边界的运动体。对于两端自 由的运动部件,其边界条件为

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x} \theta(0,t) = 0\\ \frac{\partial}{\partial x} \theta(L,t) = 0 \end{cases}$$
(3)

#### 2.2 集总参数模型

为了分析方便,将实际复杂的分布参数模型简 化成集总参数模型。由于工作台面、圆光栅和圆盘 式动圈的转动惯量较大,相对而言连接轴转动惯量 较小而连接扭转刚度为其主要特性,因此图 3a 所示 运动部件模型可简化成图 3b 的双转动惯量模型系 统。其中, $J_1$ 为上惯性体(包括工作台面和圆光栅) 的等效转动惯量, $\theta_1$ 为其转角坐标; $J_2$ 为下惯性体 (主要为圆盘式动圈)的等效转动惯量, $\theta_2$ 为其转角 坐标,T为作用在下惯性体上的转矩;连接轴被等效 为刚度 k 和阻尼系数  $c_o$ 

进而可得运动部件的动力学方程为[13]

$$\begin{cases} J_1 \dot{\theta}_1 = -k(\theta_1 - \theta_2) - c(\dot{\theta}_1 - \theta_2) \\ J_2 \dot{\theta}_2 = T + k(\theta_1 - \theta_2) + c(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) \end{cases}$$
(4)

对式(4)两边进行拉式变换,得到输入力矩 T



1. 上惯性体 2. 连接轴 3. 下惯性体

## 与工作台面输出角加速度 $\ddot{\theta}_1$ 之间的传递函数为

$$\frac{\widetilde{A}(s)}{\widetilde{T}(s)} = \frac{1}{J} \frac{1 + 2\xi_1 \frac{s}{\omega_1}}{1 + 2\xi_1 \frac{s}{\omega_1} + \left(\frac{s}{\omega_0}\right)^2}$$
(5)

其中

$$\omega_0 = \sqrt{k\left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}\right)} \quad \omega_1 = \sqrt{\frac{k}{J_1}} \quad \xi_1 = \frac{\omega_1 c}{2k}$$

 $J = J_1 + J_2$ 

- 式中  $\tilde{A}(s)$ ——工作台面输出角加速度  $\theta_1$ 的拉普 拉斯变换形式
  - *ĩ*(*s*)——输入力矩 *T* 的拉普拉斯变换形式 *s*——拉普拉斯算子
  - J-----上惯性体和下惯性体的总转动惯量

ω<sub>0</sub> — 图 3b 模型的固有扭振频率或图 3a 模型的第1 阶固有扭振频率

ω<sub>1</sub>、ξ<sub>1</sub>——上惯性体与连接轴组成单自由度
 振动系统固有扭振频率和阻尼比

为了将作用于圆盘式动圈上的力矩 T 即时地

转化为振动台工作台面上的加速度输出 $\ddot{\theta}_1$ ,则要求 两者之比与工作频率无关,且为常数。在式(5)中, 由于上惯性体和连接轴均为金属构件,所以阻尼比  $\xi_1$ 非常小,当运动部件的第1阶固有扭振频率 $\omega_0$ 越 高,式(5)决定的传递函数在较宽的频率范围内将 趋于常数1/J,即运动部件具有较宽的工作频率范 围;同时,上、下惯性体的转动惯量 J<sub>1</sub>和 J<sub>2</sub>越小,即 工作台面和圆盘式动圈的转动惯量越小,则单位力 矩作用下运动部件输出的角加速度越大。而为了实 现角振动台运动部件高第1阶固有扭振频率 $\omega_0$ ,连 接轴的刚度 k应该增强,工作台面和圆盘式动圈的 转动惯量也应尽可能小。

合理设计运动部件使得运动部件具有较小的转动惯量、较高的连接轴刚度,即实现运动部件较高的 第1阶固有扭振频率,是提高角振动台性能指标的 关键。

## 3 运动部件优化设计

## 3.1 圆盘式动圈的参数优化

3.1.1 圆盘式动圈结构

为了保证能输出最大角位移为 60°,圆盘式动 圈设计为 4 个驱动力部,并以图 2 原理为基础采用 多匝多层的动圈结构,辅以多层印制电路板制作工 艺完成动圈加工,使得该动圈具有刚度高、绕线规 则、质量分布均匀、转动惯量小、电流密度大等特点, 动圈结构模型如图 4 所示。



图 4 动圈结构模型 Fig. 4 Structural model of moving coil

图中磁场区域的内半径和外半径分别为  $R_{mi}$ 和  $R_{mo};动圈驱动力部在磁场区域内的有效长度为 <math>l$ ,  $l = R_{mo} - R_{mi};$ 设驱动力部的有效半径为  $R_{a}, R_{a} =$  $(R_{mo} + R_{mi})/2;$ 根据洛伦兹力原理,可得动圈输出力 矩的关系式为

$$T = NBk_1 i \int_{R_{\rm min}}^{R_{\rm mo}} R dR = NBlR_a k_1 i = Ki$$
 (6)

其中

 $K = NBlR_{a}k_{1}$ 

式中 N——动圈导线层数 i——动圈电流

B——轴向气隙磁场的磁感应强度

k1——每层动圈径向导线的数量

K——单位电流输出力矩

由此可见,运动部件产生的力矩与通入圆盘式 动圈的电流呈正比。

## 3.1.2 参数优化过程

动圈参数优化的目标是实现动圈导线通过单位 电流时的输出角加速度最大化。根据式(6)中K的 表达式可知,在轴向磁感应强度B确定的情况下, 动圈导线通过单位电流时输出力矩和动圈的层数 N、动圈驱动力部有效长度l、有效半径R。以及每层 动圈径向导线的数量k1有关。根据期望的运动部 件输出角加速度要求,可以确定动圈层数N和驱动 力部有效长度l;根据角振动台最大输出角位移情况 以及轴向磁场区域,可以确定每层驱动力部的最大 占有角度,从而根据期望通入动圈导线的最大工作 电流确定导线截面宽度,进而可以得到扇形角内允 许的布置的径向导线数量 k<sub>1</sub>。此时,为了获得较大 的输出力矩,必须增大圆盘式动圈驱动力部有效长 度 l 或增加线圈的层数 N,但这又会使得圆盘式动 圈的转动惯量增加,运动部件输出的角加速度反而 会变小。为了解决这个问题,有必要对圆盘式动圈驱 动力部有效长度和动圈层数进行优化,使得圆盘式动 圈的输出力矩与运动部件的转动惯量之比最大。

粒子群优化(Particle swarm optimization, PSO) 算法是一种基于群体智能的随机搜索和优化算法, 最早由 Kennedy 和 Eberhart 在 1995 年提出<sup>[14-15]</sup>, 其原理是:首先在可解空间中初始化一群粒子,每个 粒子都代表求解问题的一个潜在解,且每个粒子都 对应由目标函数决定的目标函数值,在由这群粒子 所得到的一组目标函数值中可以得到局部最优目标 函数值,并由此调整粒子的移动速度,确定这群粒子 的更新位置,再次计算目标函数值,比较新粒子群的 局部最优目标函数值和全局最优目标函数值,若新 粒子的局部最优目标函数值优于全局目标函数值, 则用该局部最优目标函数值优于全局目标函数值, 则用该局部最优目标函数值替换全局最优目标函数 值,反之,全局最优目标函数值保持不变,周而复始 地实现在可解空间中的寻优过程。

以动圈导线通过单位电流时运动部件输出角加 速度 α 作为目标函数,即

$$\alpha = \frac{T}{J} \tag{7}$$

动圈驱动力部有效长度 l 和动圈的层数 N 为自变量。一般来说多层印制电路板的层数为偶数,因此动圈的层数为偶数层,并考虑动圈直径尺寸的范围,设定各自的取值范围为:  $l \in [0.02, 0.04]$  m,  $N \in \{10, 12, 14, 16, 18, 20\}$ 。由于 N 为整数变量,因此考虑在不同动圈层数下优化驱动力部有效长度。为了实现与粒子群迭代算法中的物理量对接,  $x_j^l$ 为驱动力部有效长度区间中的第 j 个粒子值(j = 1, 2, ..., m),该值对应的速度量为  $v_j^l$ ,则第 j 个粒子每一次的迭代更新算法为

$$\begin{cases} v_{j}^{l}(n+1) = c_{0}v_{j}^{l}(n) + c_{1} \operatorname{rand}_{1}(pbest^{l}(n) - x_{j}^{l}(n)) + \\ c_{2} \operatorname{rand}_{2}(gbest(n) - x_{j}^{l}(n)) \\ x_{j}^{l}(n+1) = x_{j}^{l}(n) + v_{j}^{l}(n+1) \end{cases}$$
(8)

式中 
$$n$$
——当前迭代步数  
 $c_1, c_2$ ——非负的常数  
rand\_, rand<sub>2</sub>——[0,1]内的随机函数  
 $pbest^l$ ——第  $n$  次迭代得到的局部最优目标  
函数值对应的驱动力部有效长度

gbest——第 n 次迭代得到的全局最优目标函

数值对应的驱动力部有效长度

为了更好地平衡算法的全局搜索与局部搜索的 能力,采用了线性递减惯性权重,其表达式为

$$c_0 = w_{0\max} - \frac{w_{0\max} - w_{0\min}}{n_{\max}} n$$
 (9)

式中 w<sub>0max</sub>、w<sub>0min</sub>——权值的最大值和最小值

n<sub>max</sub>——最大迭代步数

应用上述迭代计算公式,可得到角加速度与动 圈层数和驱动力部有效长度的对应关系。当动圈层 数为16、18、20 层时的驱动力部有效长度、动圈导线 通过单位电流时角加速度与迭代次数的变化曲线分 别如图 5 和图 6 所示。



当 N 取不同值时对应的驱动力部有效长度和 动圈导线通过单位电流时角加速度的关系如表1 所 示。从表中可以看出,随着动圈层数的增加,最大角 加速度也随之增加而驱动力部有效长度逐渐减小; 根据角振动台要求输出角加速度,选择对应的动圈 层数和驱动力部有效长度。

#### 3.2 运动部件的模态优化

由 2.2 节可知,运动部件的第 1 阶固有扭振频 率直接影响其动力学特性,为了更准确地分析运动 部件的动力学特性,采用有限元分析法求解运动部 件的模态解,并对运动部件的模态进行优化,以得到 最高的第1阶固有扭振频率。为了简化分析,运动

表 1	不同动圈层数对应的驱动力部有效长度和
	角加速度

Tab. 1Effective length of driving force and angularacceleration corresponding to different moving

#### coil layers

动圈层数	有效长度/m	最大角加速度/(rad·s <sup>-2</sup> )	
10	0.0318	1 244. 3	
12	0.0316	1 473.9	
14	0.0314	1 698. 3	
16	0.0312	1 917.3	
18	0.0311	2 131.0	
20	0.0309	2 339.8	
12 14 16 18 20	0. 031 6 0. 031 4 0. 031 2 0. 031 1 0. 030 9	1 473. 9 1 698. 3 1 917. 3 2 131. 0 2 339. 8	

部件有限元模型的建立是基于以下假设:① 不同零件之间采用刚性连接同时忽略阻尼。② 每个零件的材料是线性的。③ 几何建模时忽略次要因素,如倒角、螺栓、沉孔等。

圆盘式动圈运动部件模态的优化是通过动圈结 构优化以及对工作台面和连接轴材料不同组合的恰 当选择来实现。根据盘式动圈上铜线的走向,可选 有两种典型的动圈拓扑结构,即实心盘和四孔盘,如 图7所示。动圈材料为 FR4 环氧树脂板加铜材,圆 光栅材料设为 304 不锈钢,在分析过程中这两者的 材料特性保持不变,根据高性价比方案选择工作台 面与连接轴不同材料组合,如表 2 所示。仿真分析 过程中用到的材料参数如表 3 所示。



Fig. 7 Different moving coil topological structures (a) 实心盘 (b) 四孔盘

#### 表 2 工作台面和连接轴材料的不同组合

Tab.2 Different material combinations between vibration table and connecting shaft

名称	工作台面	连接轴
组合1	2A11 铝合金	2A11 铝合金
组合 2	Ti-35A 钛合金	Ti-35A 钛合金
组合 3	2A11 铝合金	Ti-35A 钛合金
组合 4	Ti-35A 钛合金	2A11 铝合金

首先对实心盘和四孔盘构成的运动部件进行了 模态分析,其中工作台面和连接轴的材料分别为铝 合金和钛合金。实心盘和四孔盘构成的运动部件如 图 8 所示,通过计算得到实心盘运动部件和四孔盘 运动部件模态频率如图 9 所示。

	表3 不同材料参	数
Tab. 3	Parameters of differ	rent material

名称	密度/(kg·m <sup>-3</sup> )	弹性模量/(N·m <sup>-2</sup> )	泊松比
Ti-35A 钛合金	4 510	$1.05 \times 10^{11}$	0.34
2A11 铝合金	2 700	7. 20 × 10 <sup>10</sup>	0.33
304 不锈钢	7 850	2. 00 × 10 <sup>11</sup>	0.30
紫铜	8 900	$1.06 \times 10^{11}$	0.32
FR4 环氧树脂板	1 940	2. 00 × 10 <sup>10</sup>	0.28
玻璃钢	1 800	2. 00 × 10 <sup>10</sup>	0.30





Fig. 9 Modal frequency of moving component with different moving coil topological structures

从图 9 中可以看出,四孔盘运动部件的前 5 阶 模态频率低于实心盘运动部件。虽然四孔盘运动部 件第 6 阶模态频率或第 1 阶固有扭振频率略高于实 心盘运动部件,但为了避免低阶模态频率的谐振,以 及四孔盘加工时可能会引入不均匀的质量分布问 题,还是选择实心盘动圈。

同时,不同材料组合的实心盘动圈运动部件有限 元模态分析结果如图 10 所示,不同材料组合的运动部 件第1 阶固有扭振频率和转动惯量如表4 所示。





## 表 4 实心盘动圈运动部件第 1 阶固有扭振频率和 转动惯量

Tab. 4 First-order natural torsional resonant frequency and rotary inertia of moving component with solid

disk-type	moving	coil
-----------	--------	------

名称	第1阶固有扭振频率/Hz	转动惯量/(kg·mm <sup>2</sup> )
组合1	1 075.3	319.6
组合 2	1 166. 3	342.3
组合 3	1 234. 3	321.9
组合 4	1 015.7	340.0

根据表4的分析结果,当同时考虑运动部件的 第1阶固有扭振频率和转动惯量时,优先选择组合 3。通过比较8种不同组合的模态结果和运动部件 转动惯量,实心盘运动部件、铝合金工作台面和钛合 金连接轴为最优的运动部件组合。

#### 4 实验

优化后的圆盘式动圈运动部件被应用于宽频带 电磁式角振动台中,其样机如图 11 所示。为了验证 圆盘式动圈运动部件的可行性和有效性,对动圈的 输出角加速度能力和运动部件的动态特性进行了实 验。



图 11 角振动台样机 Fig. 11 Electromagnetic angular vibrator prototype

首先,验证角振动台圆盘式动圈的角加速度输出能力。将正弦信号经功率放大器输入到振动台动圈中,改变通入动圈中正弦电流幅值的大小,采用 Endevco 7302BM4 型角加速度传感器测量角振动台 工作台面输出的角加速度。在40、80、160 Hz 3 个不同频率点上,分别测得功率放大器输出不同电流时对应实际角加速度,如图 12 所示。从图 12 中可以看出,在几个不同频率点上的输入电流与输出角加速度呈线性关系,且通过直线拟合得到斜率为105 rad/(s<sup>2</sup>·A),比较理论直线斜率118 rad/(s<sup>2</sup>·A),两者之间的偏差是由于实际运动部件的转动惯量与理论计算的转动惯量之间存在差异造成的。此外,从图中可以看到,不同频率下的最大角加速度均超过了 2 000 rad/s<sup>2</sup>。



然后,验证盘式动圈运动部件的动态特性。利 用角加速度传感器检测运动部件的角加速度。同 时,改变角振动台输出频率,采用归一化处理方法, 得到单位电流输出的角加速度,即为角振动台的频率 响应特性,对应的最大单位电流输出角加速度的频率 点即为运动部件的第1阶固有扭振频率。图13所示 为在5~1500 Hz 频率范围内得到的角振动台频率 响应特性。

从图 13 中可看出,根据实验结果得到运动部件



的第1阶固有扭振频率为1100 Hz,而仿真计算得 到的第1阶固有扭振频率为1234 Hz;另外,单位电 流输出角速度值在非扭振频率附近时理论值也比实 测值大。引起实验值与理论值偏差的因素有:① 每 个零件之间实际为非刚性连接。② 实际运动部件 与理想运动部件的材料特性和几何尺寸存在一定差 异。③ 理论气隙磁感应强度比实测值大。

### 5 结束语

提出了一种圆盘式动圈的电磁式角振动台运动 部件,采用粒子群优化算法和有限元法相结合,对运 动部件的圆盘式动圈驱动力部有效长度和动圈层 数、圆盘式动圈拓扑结构和工作台面和连接轴的材 料组合进行优化,将优化后的运动部件应用于宽频 带电磁式角振动台样机中,通过样机的实验性能测 试,结果表明,角振动台输出的最大角位移和角加速 度分别为 60°和 2 000 rad/s<sup>2</sup>,而角振动台的第 1 阶 固有扭振频率高达 1 100 Hz,研究结果为实现宽频 带、高角加速度的电磁式角振动台奠定了基础。

#### 参考文献

- 1 Tafazoli S, Khorasani K. Nonlinear control and stability analysis of spacecraft attitude recovery [J]. IEEE Transactions on Aerospace Electronic Systems, 2006, 42(3): 825 845.
- 2 Sodnik Z, Furch B, Lutz H. Optical intersatellite communication [J]. IEEE Journal of Selected Topics in Quantum Electronics, 2010, 16(5): 1051-1057.
- 3 Lancelle D M, Božić O, Köke H. Flight test results of the investigation of acceleration effects on a gun-launched rocket engine [J]. IEEE Transactions on Plasma Science, 2013, 41(5): 1364 - 1369.
- 4 张铁民,李辉辉,陈大为,等. 多源传感器信息融合的农用小车路径跟踪导航系统[J]. 农业机械学报, 2015, 46(3): 37-42. Zhang Tiemin, Li Huihui, Chen Dawei, et al. Agricultural vehicle path tracking navigation system based on information fusion of multi source sensor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(3): 37-42. (in Chinese)
- 5 张美娜, 尹文庆, 林相泽, 等. RTK DGPS 融合惯性传感器的车辆导航参数计算方法[J]. 农业机械学报, 2015, 46(5): 7-12.

Zhang Meina, Yin Wenqing, Lin Xiangze, et al. Method for calculating navigation parameters via RTK - DGPS fusing inertial sensor for agricultural vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(5): 7-12. (in Chinese)

6 Täubner A, Martens H J V. Measurement of angular accelerations, angular velocities and rotational angles by grating interferometry [J]. Measurement, 1998, 24(1): 21-32. Transactions on Automation Science and Engineering, 2009, 6(4):720-729.

- 10 Sun D, Wang C, Shang W, et al. A synchronization approach to trajectory tracking of multiple mobile robots while maintaining time-varying formations [J]. IEEE Transactions on Robotics, 2009, 25(5):1074-1086.
- 11 Hsieh C C, Hsu P L. Analysis and applications of the motion message estimator for network control systems [J]. Asian Journal of Control, 2008, 10(1):45 - 54.
- 12 Xu X, Xiong Z H, Wu J H, et al. High-precision time synchronization in real-time Ethernet-based CNC systems [J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2013, 65(5-8): 1157-1170.
- 13 贺红林,何文丛,刘文光,等.神经网络与计算力矩复合的机器人运动轨迹跟踪控制[J].农业机械学报,2013,44(5): 270-275.

He Honglin, He Wencong, Liu Wenguang, et al. Tracking control of robot using hybrid controller based on neural network and computed torque[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(5):270-275. (in Chinese)

- 14 Jasperneite J, Schumacher M, Weber K. Limits of increasing the performance of industrial Ethernet protocols [C] // IEEE Conference on Emerging Technologies and Factory Automation. Piscataway, 2007: 17-24.
- 15 Prytz G. A performance analysis of EtherCAT and PROFINET IRT[C] // IEEE Conference on Emerging Technologies and Factory Automation, 2008: 408-415.
- 16 张向利,唐小琦,陈吉红.基于以太网的数控系统实时通信和时间同步[J].计算机集成制造系统,2008,14(6):1149-1154.

Zhang Xiangli, Tang Xiaoqi, Chen Jihong. Ethernet-based real-time communication and time synchronization of CNC system[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2008, 14(6): 1149 - 1154. (in Chinese)

- 17 吴才聪,蔡亚平,罗梦佳,等.基于时间窗的农机资源时空调度模型[J].农业机械学报, 2013, 44(5):237-241.
   Wu Caicong, Cai Yaping, Luo Mengjia, et al. Time-windows based temporal and spatial scheduling model for agricultural machinery resources[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(5):237-241. (in Chinese)
- 18 高国琴,王威,丁琴琴.农业并联机器人同步滑膜控制[J].农业机械学报,2012,43(9):173-178.
   Gao Guoqin, Wang Wei, Ding Qinqin. Synchronization sliding mode control for agricultural parallel robot[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(9):173-178. (in Chinese)
- 19 Nilsson J, Bernhardsson B, Wittenmark B. Stochastic analysis and control of real time systems with random time delays [J]. Automatica, 1998, 34(1):57-64.
- 20 Shang W, Cong S, Zhang Y, et al. Active joint synchronization control for a 2-DOF redundantly actuated parallel manipulator [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2009, 17(2):416-423.

#### (上接第382页)

- 7 ISO 16063 15: 2006. Methods for the calibration of vibration and shock transducers—Part 15: primary angular vibration calibration by laser interferometry [S]. 2006.
- 8 林云清. 扭振轴系的设计[J]. 航空精密机械工程, 1986(4): 22 28.
   Lin Yunqing. Design of the torsional vibration shaft system [J]. Aviation Precision Manufacturing Technology, 1986(4): 22 28.
   (in Chinese)
- 9 铁维泽. 二维精密转台动力学特性仿真分析[D]. 长春:长春理工大学,2009. Tie Weize. Dynamics simulation analysis of 2-D precision turntable [D]. Changchun: Changchun University of Science and Technology, 2009. (in Chinese)
- 10 沈润杰,何闻.大型宽频带水下振动台流固耦合动力学特性的研究[J].浙江大学学报:工学版,2006,40(4):724-728.

Shen Runjie, He Wen. Study on fluid-solid coupling dynamic characteristics of large wide-frequency-range underwater vibration tables [J]. Journal of Zhejiang University:Engineering Science, 2006, 40(4): 724 - 728. (in Chinese)

- 11 胡雁闽.水下振动台关键技术的研究[J].环境技术,2012(2):54-57.
   Hu Yanmin. Key techniques research of underwater vibration tables [J]. Environmental Technology, 2012(2):54-57. (in Chinese)
- 12 Clarence W de Silva. Vibration: fundamentals and practice [M]. 2nd edition. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2006.
- 13 Xiang L, Yang S X, Gan C B. Torsional vibration of a shafting system under electrical disturbances [J]. Shock and Vibration, 2012, 19(6): 1223 - 1233.
- 14 Kennedy J, Eberhart R C. Particle swarm optimization [C] // Proceedings of the IEEE International Conference on Neural Networks, 1995,4:1942-1948.
- 15 Ho S L, Yang S Y, Ni G Z, et al. An improved PSO method with application to multimodal functions of inverse problems [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2007, 43(4): 1597-1600.