

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.10.009

基于 Matlab 的电磁振动系统建模与仿真分析*

余家敏, 吴建民*, 严 昊, 陈宇宁
(上海工程技术大学 机械与汽车工程学院, 上海 201620)

摘要:针对振动摩擦焊接机在焊接过程中频率范围设定较困难的问题,对振动摩擦焊接机中电磁振动系统进行了研究,对有阻尼受迫振动系统的外激振力频率和固有频率之间的关系进行了归纳,提出了一种基于 Matlab 的电磁振动系统建模与仿真分析方法。建立了电磁振动系统的简化模型,基于 Matlab 分析了电磁振动系统的模型,利用振动摩擦焊接试验台,对所建立的电磁振动系统的振动频率、振幅以及电压之间关系进行了试验。研究表明:该电磁振动系统在共振点附近的振动能量最大,振幅最大约 0.3 mm,对应的频率约 227 Hz,为振动摩擦焊接机的频率设定提供了依据。

关键词:电磁振动系统;模型;频率;仿真

中图分类号:TH113.1;TG456

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2019)10-1055-06

Modeling and simulation analysis of electromagnetic vibration system based on Matlab

YU Jia-min, WU Jian-min, YAN Hao, CHEN Yu-ning
(School of Mechanical and Automotive Engineering, Shanghai University
of Engineering Science, Shanghai 201620, China)

Abstract: Aiming at the problem of setting the frequency range of vibration friction welding machine in the welding process, the electromagnetic vibration system in vibration friction welding machine were studied. The relationship between the frequency of external excitation force and the natural frequency of damped forced vibration system was summarized, electromagnetic vibration system based on Matlab in modeling and simulation was proposed. The simplified model of electromagnetic vibration system was established, and the model of electromagnetic vibration system was analyzed by Matlab. The relationship between vibration frequency, amplitude and voltage of the electromagnetic vibration system was tested by using the vibration friction welding test bench. The results indicate that the vibration energy of the electromagnetic vibration system is the largest near the resonance point, the amplitude is about 0.3 mm, and the corresponding frequency is about 227 Hz, which provides a basis for the frequency setting of the vibration friction welding machine.

Key words: electromagnetic vibration system; model; frequency; simulation

0 引 言

振动摩擦焊接通过推动升降台上下间发生相对动作,产生摩擦热,当实际温度达到临界温度时,塑性零件开始融化,以形成塑性零件的焊接^[1]。目前,振动

摩擦焊接越来越受到中外公司的青睐。振动头可以使焊件按照一定的轨迹运动,这样受热面积将会增加,且各部分可以保持一致,可使焊接过程更迅速,焊接接头更牢固^[2]。

从稳定性出发,电磁振动系统理想的系统结构模

收稿日期:2019-03-04

基金项目:国家自然科学基金青年科学基金资助项目(61703268)

作者简介:余家敏(1992-),男,四川珙县人,硕士研究生,主要从事可编程逻辑控制、人机界面方面的研究。E-mail:yujiamin@foxmail.com

通信联系人:吴建民,男,博士,副教授。E-mail:01090003@sues.edu.cn

型主要有三相模型结构和四相模型结构^[3]。三相模型结构空间角度为 120°, 能够满足基本的系统稳定性, 可以输入不同的信号波, 频率自动控制技术相对成熟, 产生的电磁力比较有规律。四相模型结构空间互相垂直, 稳定性比三相模型结构高, 但每次只能输入一条信号波。

面对振动摩擦焊接设备频率设定, 很多的专家学者纷纷进行了研究。聂子青等学者^[4]利用激振装置设计了一种循轨式电磁振动系统, 采用空间平面圆形轨迹法粗略确立了循轨式的频率范围, 但焊接加工成本较高; 尹丛丛等学者^[5]从理学的角度分析了电磁振动头的基本模型, 得到了振动性能, 但建模比较困难且复杂; 王斌等专家^[6]利用符合 IEC 标准的 SST 和磁致伸缩测得了电磁振动系统的正弦激励频率, 并对系统的稳定性进行了分析, 但过程复杂、成本较高, 模型还需要进行改进和优化。

对于上述存在的不足, 本文将提出基于 Matlab 的电磁振动系统, 并采用三相模型结构对电磁振动系统进行分析。

1 电磁振动系统原理

电磁振动系统主要由电磁振动头、工作台、液压系统、真空系统等组成, 核心结构等价于 E 型电磁机构。当被压紧在一起的两个塑焊件通过液压提供动力, 使其中的一个振动, 从而产生摩擦热, 达到快速升温而焊接的效果。在受压状态下, 振动头振动, 经过几秒或十几秒将塑焊件熔化起来, 而后熔化的塑料在压力下短时间内被冷却下来并固化, 工作台下降并回到初始位置^[7]。

上工作台下部上嵌有衔铁电枢结构, 下工作台上部装有夹具, 用来夹紧工件。工作台下部间接给加工材料提供一定频率的振动。一旦 E 型机构有交流电, 则会使升降台按照一定轨迹运动, 其产生的摩擦热融化工件, 满足材料受热融化的条件时将停止振动^[8-9]。此时上、下两塑料零件在弹簧的作用下自动对齐。

假设衔铁电枢部分被固定, 交流电流在可以通过电磁机构线圈情况下, 磁芯的磁阻、损耗和磁极边缘效应约等于 0, 于是通过磁路方法求解出衔铁电枢部分的电磁力为:

$$F_c = \frac{S_d \mu_0 N^2 i^2}{4d^2} \quad (1)$$

式中: i —线圈有效电流; N —线圈匝数; d —直径; S_c —磁路有效面积; μ_0 —真空磁导率。

$$i = I_M \sin 2\pi ft \quad (2)$$

将式(2)代入式(1)可得到电磁力的扩展式:

$$F_c = \frac{S_d \mu_0 I_M^2 N^2}{8d^2} (1 - \cos 4\pi ft) \quad (3)$$

式中: I_M —通过的电流峰值; f —电流一定时间方向改变的次数。

设电流幅值为 A_i , 则根据式(3)可求得 A_i :

$$A_i = \frac{S_d \mu_0 I_M^2 N^2}{8d^2} \quad (4)$$

根据式(3 ~ 4)可知, 衔铁电枢部分接收的电磁力 F_c 以线圈导通频率的两倍交替, 该电流幅值 A_i 取决于系统结构和交流电流参数设定。本文所研究的电磁振动系统振动头应驱动工件以约 210 Hz ~ 260 Hz 的频率振动。假定同时通对称交流电流 i_1, i_2 , 由式(1 ~ 2)有:

$$i_1 = I_M \cos 2\pi ft \quad (5)$$

$$i_2 = I_M \sin 2\pi ft \quad (6)$$

于是得到电磁力 F_c :

$$F_{c1} = A_i (1 + \cos 4\pi ft) \quad (7)$$

$$F_{c2} = A_i (1 - \cos 4\pi ft) \quad (8)$$

$$F_c = 2A_i \cos 4\pi ft \quad (9)$$

由式(9)可知, 假如电磁振动系统中的磁力线均闭合, 根据力学合成得到的 F_c , 是在临界位置以一定频率正弦变化的量, 其频率是供电频率的两倍, 其大小可以通过电流来适当调节。

针对不同焊接工件的需要, 调节供电频率就可以调节电磁力的频率, 调节供电的电流就可以调节电磁力的幅值大小。焊接过程中, 一般使振动头的工作在整个装置的谐振点附近, 此时输入较小的能量可以使振动头达到较大的振幅^[10]。

2 电磁振动系统模型简化及建立

2.1 电磁振动系统模型简化

电磁振动系统就是一个最简单的多自由度二阶线性有阻尼质量弹簧振动系统, 简化的电磁振动模型如图 1 所示^[11]。

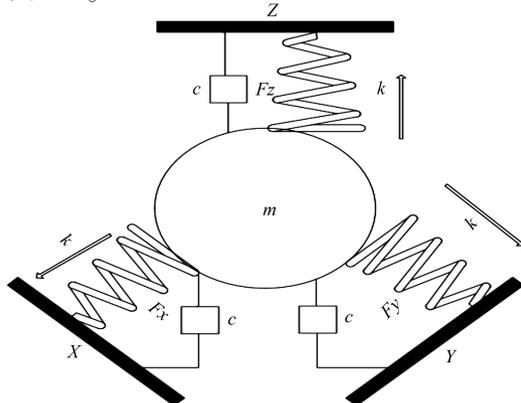


图 1 简化的电磁振动模型

假设在水平桌面上,质量为 m 的圆形物体用 3 根理想弹簧互相连接,则物体在任意瞬时的位置可以由坐标得到。其中,弹簧可以近似认为是等效元件,系统激励等效为简谐激励,阻尼等效为摩擦阻尼和粘滞阻尼。

2.2 电磁振动系统模型建立

假设在某一时刻 T ,位移为 S ,质量为 M ,弹簧产生单位变形时所受的力 K ,则弹簧作用于物体的力为 $-KS$,作用于物体的阻尼力为 $-CS$, \dot{S} 和 \ddot{S} 分别是物体的矢量速率和矢量加速度。按照牛顿定律和机械振动理论,电磁振动系统的模型为:

$$M\ddot{S} + C\dot{S} + KS = F(T) \quad (10)$$

式(10)中的系数矩阵为:

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & m \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$C = \begin{bmatrix} c & 0 & 0 \\ 0 & c & 0 \\ 0 & 0 & c \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$K = \begin{bmatrix} k & 0 & 0 \\ 0 & k & 0 \\ 0 & 0 & k \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$S = \begin{bmatrix} s_x & 0 & 0 \\ 0 & s_y & 0 \\ 0 & 0 & s_z \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\ddot{S} = \begin{bmatrix} \frac{d^2 s_x}{dt^2} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{d^2 s_y}{dt^2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{d^2 s_z}{dt^2} \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$\dot{S} = \begin{bmatrix} \frac{ds_x}{dt} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{ds_y}{dt} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{ds_z}{dt} \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$F(T) = L \begin{bmatrix} \sin\left(wt - \frac{2\pi}{3} \right) & 0 & 0 \\ 0 & \sin\left(wt + \frac{2\pi}{3} \right) & 0 \\ 0 & 0 & \sin wt \end{bmatrix} \quad (17)$$

式中: m —等效质量; c —等效阻尼系数; k —等效弹性刚度; t —物体的任意时刻; s_x — X 线性方向上的位移; s_y — Y 线性方向上的位移; s_z — Z 线性方向上的位移; L —等效简谐激励幅值; w —等效的简谐激励频率。

将式(11 ~ 17)代入到式(10),可得到多自由度二阶线性有阻尼质量弹簧振动系统微分运动方程组:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 s_x}{dt^2} + c \frac{ds_x}{dt} + ks_x = L \sin\left(wt - \frac{2\pi}{3} \right) \\ m \frac{d^2 s_y}{dt^2} + c \frac{ds_y}{dt} + ks_y = L \sin\left(wt + \frac{2\pi}{3} \right) \\ m \frac{d^2 s_z}{dt^2} + c \frac{ds_z}{dt} + ks_z = L \sin wt \end{cases} \quad (18)$$

根据机械振动学理论,可得电磁振动系统固有频率 w_n 、圆频率 w_d 、临界阻尼 c_c 、阻尼比 ξ 为:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (19)$$

$$c_c = 2mw_n \quad (20)$$

$$\xi = \frac{c}{c_c} \quad (21)$$

$$w_d = w_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (22)$$

将式(19 ~ 22)代入到式(18),可得:

$$\begin{cases} \frac{d^2 s_x}{dt^2} + 2\xi w_n \frac{ds_x}{dt} + w_n^2 s_x = \frac{L \sin\left(wt - \frac{2\pi}{3} \right)}{m} \\ \frac{d^2 s_y}{dt^2} + 2\xi w_n \frac{ds_y}{dt} + w_n^2 s_y = \frac{L \sin\left(wt + \frac{2\pi}{3} \right)}{m} \\ \frac{d^2 s_z}{dt^2} + 2\xi w_n \frac{ds_z}{dt} + w_n^2 s_z = \frac{L}{m} \sin wt \end{cases} \quad (23)$$

其中,式(23)是有阻尼非线性受迫振动齐次方程,求解可得到电磁振动系统响应为:

$$\begin{cases} s_x = A_x e^{-\xi w_n t} \sin(w_d t + \Phi_x) + B \sin(l) \\ s_y = A_y e^{-\xi w_n t} \sin(w_d t + \Phi_y) + B \sin(Q) \\ s_z = A_z e^{-\xi w_n t} \sin(w_d t + \Phi_z) + B \sin(\Psi) \end{cases} \quad (24)$$

式(24)的求解参数如下:

$$l = \frac{-2\pi + 3(wt - \varepsilon)}{3} \quad (25)$$

$$Q = \frac{2\pi + 3(wt - \varepsilon)}{3} \quad (26)$$

$$\Psi = wt - \varepsilon \quad (27)$$

$$\varepsilon = \tan^{-1} \frac{2\xi w_n w}{w_n^2 - w^2} \quad (28)$$

$$B = \frac{L}{m} \frac{1}{\sqrt{(w_n^2 - w^2)^2 + (2\xi w_n w)^2}} \quad (29)$$

$$\begin{cases} \Phi_x = \tan^{-1} \frac{w_d(s_{x0} - B\sin\varepsilon)}{V_0 - Bw\cos\varepsilon + \xi(s_{x0} - B\sin\varepsilon)} \\ \Phi_y = \tan^{-1} \frac{w_d(s_{y0} - B\sin\varepsilon)}{V_0 - Bw\cos\varepsilon + \xi(s_{y0} - B\sin\varepsilon)} \\ \Phi_z = \tan^{-1} \frac{w_d(s_{z0} - B\sin\varepsilon)}{V_0 - Bw\cos\varepsilon + \xi(s_{z0} - B\sin\varepsilon)} \end{cases} \quad (30)$$

$$\begin{cases} A_x = \frac{s_{x0} - B\sin\varepsilon}{\sin\Phi_x} \\ A_y = \frac{s_{y0} - B\sin\varepsilon}{\sin\Phi_y} \\ A_z = \frac{s_{z0} - B\sin\varepsilon}{\sin\Phi_z} \end{cases} \quad (31)$$

式中： s_{x0} — X 线性方向的初始位移； s_{y0} — Y 线性方向的初始位移； s_{z0} — Z 线性方向的初始位移； V_0 —物体的初始速度； w —电磁振动外激振力频率。

3 电磁振动系统仿真分析

根据机械振动理论可知,电磁振动系统的动态变化与外激振力频率、阻尼等有关,外激振力频率和系统的固有频率一样时会发生强烈振动,振幅最大,能量最强,而受迫振动所产生的振幅与外激振力频率和系统固有频率有关^[12]。为了计算出加载在系统不同方向的激振力的有阻尼振动和系统的激励响应,得到电磁振动系统的模型仿真,本文采用 Matlab 进行相应的解析,根据外激振力频率与固有频率之间的比例关系,主要分为静态阶段、共振临界阶段、阻尼衰减阶段^[13-14]。

本文应用 Matlab 进行计算仿真,电磁振动系统基本参数^[15]如表(1,2)所示。

表 1 电磁振动系统基本参数(1)

s_{x0}/m	s_{y0}/m	s_{z0}/m	$V_0/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$
0	0	0	0

表 2 电磁振动系统基本参数(2)

L/mm	m/kg	k	w_n/Hz	ξ
527.628 0	3.517 5	7 500 000	1 460.4	0.052

注:和为无量纲常量

3.1 静态阶段仿真分析

当外激振力频率 w 远小于电磁振动系统的固有频率 w_n , 此时系统处于静态阶段,可近似看成是一个静态系统。

假定外激振力频率除以固有频率等于 0.001, 进行计算,利用 Matlab 得到系统的振动结果。

系统静态阶段激振力变化曲线、系统静态阶段位移变化曲线如图(2,3)所示。

从图 2 中可以看出:系统分别在 X 、 Y 、 Z 相上受到

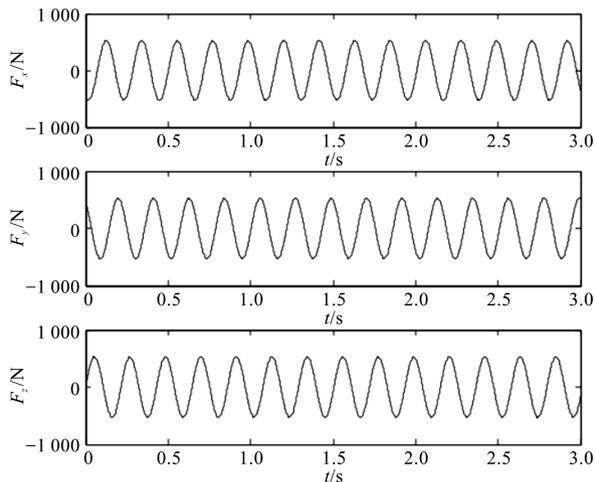


图 2 系统静态阶段激振力变化曲线

的外激振力大小随着时间的变化曲线符合模型中的正余弦变化,激振力的最大值均大约在 500 N,激振力的平均变化周期约 0.21 s。

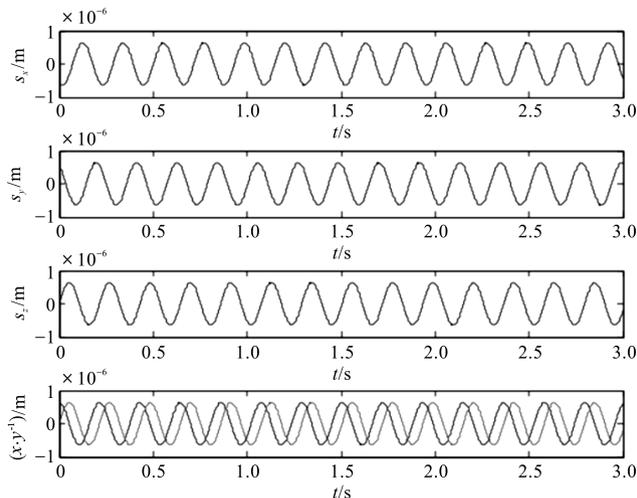


图 3 系统静态阶段位移变化曲线

从图 3 中可以看出系统分别在 X 、 Y 、 Z 三相衔铁的位移与时间的关系,以及物体在水平和垂直方向上的位移相互变化;系统响应结果也基本符合正余弦变化, s_x 、 s_y 、 s_z 的最大绝对值约接近 0.006 mm。当电磁振动系统处于静态变化时,产生的振动幅值不到 0.1 mm。

3.2 共振临界阶段仿真分析

当外激振力频率 w 约等于电磁振动系统的固有频率 w_n , 此时系统处于共振临界阶段,可近似看成是一个共振临界系统。

假定外激振力频率除以固有频率等于 0.999 进行计算,利用 Matlab 可得系统共振临界阶段位移变化曲线,如图 4 所示。

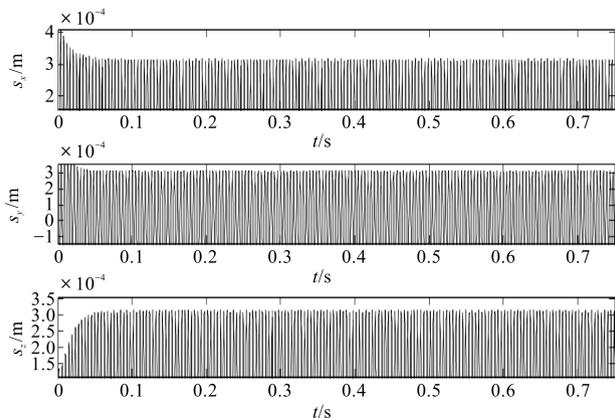


图 4 系统共振临界阶段位移变化曲线

从图 4 中可以看出:系统在发生共振的时候,激振力分布均匀且稳定,最大平均幅值变化约 525 N;系统响应结果变化比较大, s_x 、 s_y 、 s_z 的最大绝对值约 0.3 mm。当电磁振动系统处于共振临界阶段时,此时系统的振动能量最大,可为电磁振动系统的振幅设定提供依据。

3.3 阻尼衰减阶段仿真分析

当外激振力频率 w 远大于电磁振动系统的固有频率 w_n , 此时系统处于阻尼衰减阶段,可近似看成是一个阻尼衰减系统。

取外激振力频率与固有频率的比例为 50 进行计算。

系统阻尼衰减阶段位移变化曲线如图 5 所示。

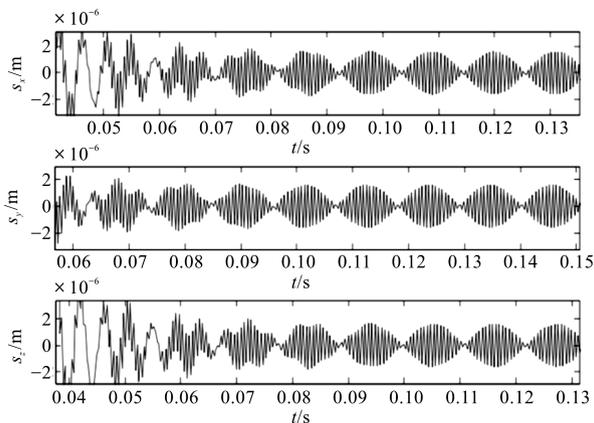


图 5 系统阻尼衰减阶段位移变化曲线

从图 5 中可以看出:系统阻尼在 0.06 s 附近逐渐开始随振动时间而衰减,此阶段的振动幅值大约为 0.001 mm。当外激振力频率远小于系统固有频率或

者远大于系统固有频率时,系统的振幅很小;当外激振力频率越接近于系统固有频率,系统的振动能量就越强,振动的幅值也越大,在共振点附近呈现出对称抛物线的变化规律。

4 实验及结果分析

为了验证外激振力频率与振动幅度之间的关系,本文采用必能信超声(上海)有限公司的 M836H 机型,搭建实验测试平台。

按照位移传感器反馈的部分数据绘制相应的曲线,如图 6 所示。

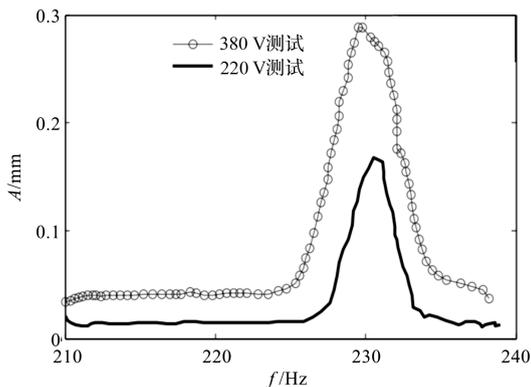


图 6 380 V 和 220 V 测试电压下频率与振幅

从图 6 中可以看出:当分别选择 220 V 和 380 V 的交流电压时,随着激振力频率的慢慢增加,振幅大致先慢慢增大到峰值,然后慢慢减小。由于实验过程中电压不太稳、对照组较少、数据较少等原因,在振幅峰值对应的共振频率点有差异,但频率范围及误差在 3% 以内,属于可接受的范围。实验与仿真结果基本一致,验证了本文模型的正确性,可为电磁振动系统的频率设定提供参考。

5 结束语

针对电磁振动系统的频率设定,本研究提出了电磁振动系统的模型,并进行了实验验证。实验结果表明:利用电磁振动学和牛顿运动学方法可以建立合理的数学模型,确立了振动摩擦焊接的频率设定范围。

由于本次实验中数据点采集较少,在今后的研究中,将进一步增加对照实验和数据采集,得到更准确的频率和振幅设定范围。

(下转第 1064 页)

本文引用格式:

余家敏,吴建民,严昊,等. 基于 Matlab 的电磁振动系统建模与仿真分析[J]. 机电工程,2019,36(10):1055 - 1059,1064.

YU Jia-min, WU Jian-min, YAN Hao, et al. Modeling and simulation analysis of electromagnetic vibration system based on Matlab[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019,36(10):1055 - 1059,1064.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>