

线性摩擦焊机振动系统分析*

杜随更 马云峰 巨江涛 汪志斌

(西北工业大学 现代设计与集成制造技术教育部重点实验室,西安 710072)

Vibration analysis for linear friction welding system

DU Sui-geng, MA Yun-feng, JU Jiang-tao, WANG Zhi-bin

(The Key Laboratory of Contemporary Design and Integrated Manufacturing Technology, Ministry of Education
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

【摘要】为促进整体叶盘线性摩擦焊接技术的发展及应用,从振动理论角度分析了线性摩擦焊机活塞与振动滑块之间的振动规律,建立了振动系统的单自由度强迫振动模型,得到了该系统的各振动参数的等效值,明确了系统的振动规律,为线性摩擦焊机振动系统的设计提供理论指导。

关键词 线性摩擦焊机 振动模型 弹性系数 阻尼系数

【Abstract】In order to promote the development and application of the Blisk linear friction welding technology, the vibration rules between piston and fixtures of welding machine were analyzed based on vibration theory. The model of single degree of freedom forced vibration was set up to find the equivalent value of vibration parameters of the system. The results shown clearly the vibration laws of system and were useful for designing the welding machine vibration system.

Key words linear friction welding machine; Vibration model; Stiffness coefficient; Damping coefficient

中图分类号:TH16, TG425 文献标识码:A

1 引言

随着高推比航空发动机对整体叶盘的迫切需要,作为航空发动机整体叶盘制造和维修的一项关键技术,线性摩擦焊接(LFW)引起了各国航空发动机制造业的高度重视。

线性摩擦焊机采用液压作为振动系统和滑台施力系统的驱动力,国外摩擦焊接动力系统一般采用液压驱动。线性摩擦焊机的关键技术之一是在液压驱动下实现振动工件的高频往复振动^[1-4],目前国内外关于线性摩擦焊接的专利大部分是关于振动系统的^[5-6]。线性摩擦焊机工作原理如图1所示,在轴向压力的作用下,左侧振动焊接工件相对右侧移动焊接工件以适当的振幅、频率做摩擦运动,摩擦表面被清理并产生摩擦热,致使金属逐渐达到粘塑性状态并产生变形,然后控制两个工件迅速对中,停止往

复运动并施加顶锻力完成焊接。

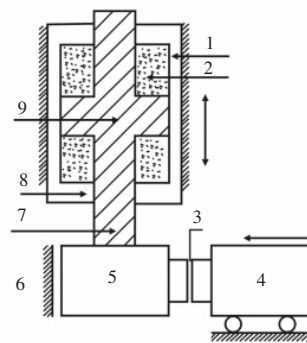


图1 线性摩擦焊接原理图

1.油缸 2.液压油 3.焊接工件 4.移动夹具 5.振动滑块 6.静压导轨
7.活塞杆 8.油缸端盖 9.活塞

* 来稿日期:2010-03-18 * 基金项目:航空科学基金资助项目(05H53081) 国家自然科学基金资助项目(10477017)

第三次仿真裂缝出现情况如图5所示。图中表明有形成裂缝的趋势,表明有开裂趋势严重。但开裂趋势部分在制件以外,不会对制件造成影响。

因此,最终拉深工序采用第三次仿真时所确定的数模。

5 结论

(1)本次研究运用AutoForm软件,成功地对微型面包车机盖外板成形中的拉深工序进行了模拟仿真。(2)通过多次模拟仿真和分析,不断改变工艺参数,最大限度地避免了机盖外板成形加工后出现裂缝的可能性,缩短了产品开发周期,达到了提高产品质量的目的。(3)本课题为汽车覆盖件模具制造中的数值仿真

技术提供一种先进和高效的应用途径。

参考文献

- 1 华健,张彬.微型客车机盖外板成形工艺中拉深工序的仿真分析[J].汽车与配件,2009(2)
- 2 华健,张彬.计算机辅助车身覆盖件冲压工艺分析[J].机电产品创新,2009(5)
- 3 H. Yao, C. -C. Chen; S. -D. Liu; K. P. Li, C. Du; L. Zhang Laminated Steel Forming Modeling Techniques and Experimental Verifications [J]. SAE International, 2003:67~76
- 4 林忠钦.车身覆盖件冲压成形仿真[M].北京:机械工业出版社,2004(10)
- 5 孙惠学等.奥迪轿车外门板拉深成形数值模拟研究[J].秦皇岛:板材冲压理论及先进技术研讨会论文集,2000(8):180~201

2 振动系统介绍

某大学在教育部“985”建设项目支持下,自主研制了一台线性摩擦焊接设备,其振动系统由计算机闭环控制系统控制,活塞与振动滑块处分别安装磁致伸缩位移传感器进行检测,活塞位移 x_1 反馈到计算机中实现闭环控制,滑块位移 x_2 由计算机显示用于观察其工作位移,同时,检测得到的数据保存到指定的文件夹中。

实验中通过改变控制系统的输入,使系统工作频率从 0.1Hz 递增至 15Hz,对应一个工作频率便得到一个记录 x_1, x_2 数据的文件,采集完成后把采集到的数据用 Origin-lab 处理,可得到 x_1, x_2 的正弦变化函数表达式。

如图 2 所示,为 10Hz 时振动活塞与振动滑块的位移曲线对比该频率下 x_1, x_2 稳定状态下的振幅和相位差,发现滑块与活塞的振动频率一致,但滑块幅值减小、相位角滞后。

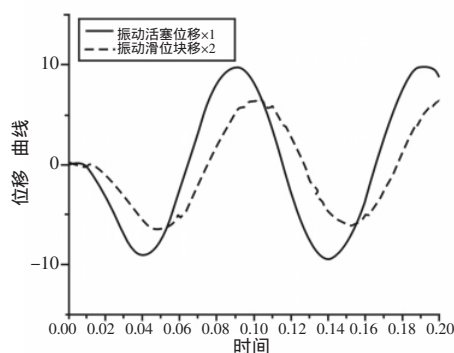


图 2 振动位移曲线

如图 3 所示,为振动频率从 0.1Hz 递增至 15Hz 时,滑块相对于活塞的幅值衰减及相位滞后伯德图,由图中点线的分布可知,随着输入频率的递增,滑块幅值衰减增大、相位滞后增大。

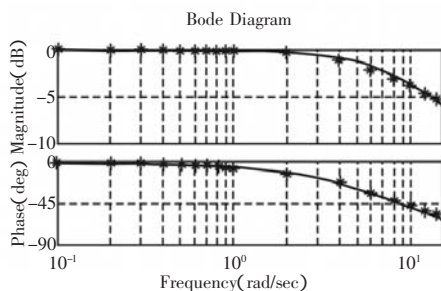


图 3 传递函数拟合曲线

振动系统中振动滑块(含夹具)通过活塞杆与油缸中的振动活塞连接,并由其驱动,由于滑块与活塞的运动不同步及幅值降低,由此,在焊接过程中会严重降低被焊工件之间的相对运动速度,减小加热功率,增加控制难度,进而影响焊接质量。

因此,本文在建立振动系统的结构模型基础上,基于振动理论,分析线性摩擦焊机运行过程中振动滑块与活塞的振动规律,揭示影响往复运动速度的系统变量,提高工件焊接质量,增加设备的工艺适用性。

3 振动模型建立

液压式线性摩擦焊机工作时,液压油驱动油缸中的活塞往复振动,滑块受迫于活塞的驱动发生受迫振动。为了建立振动模

型以及对模型进行求解,下面结合该系统特点建立其单自由度系统的强迫振动模型。

连接活塞与滑块的活塞杆为钢杆,在振动活塞驱动下活塞杆产生弹性范围内的轴向拉压变形,可设其弹性系数为 k 。振动过程中振动滑块与静压导轨之间会产生阻碍滑块运动的阻尼力,设其阻尼系数为 c ,该阻尼力是振动中主要的阻尼作用力,本文基于粘滞阻尼机理建立模型,即认为阻尼力与相对速度成正比^[7]。

由上述结构分析建立系统的等效模型,如图 4 中(a)所示, x_1 —活塞杆上端(即活塞)的位移,作为系统的输入, x_2 —振动滑块(含夹具体)的位移,作为系统的输出, m —系统的质量,代表活塞杆、振动滑块和夹具体的等效质量。

对所建模型进行受力分析,取向向下为正方向。在进行振动分析时,忽略作用在系统上的重力 mg 和该力引起的静态位移。质块 m 受到弹力 F_s 和阻尼力 F_d 的作用,如图 4 中(b)所示,且有:

$$F_d = -c\dot{x}_2, F_s = -k(x_2 - x_1)$$

$$\text{根据牛顿定律得 } m\ddot{x}_2 = -c\dot{x}_2 - k(x_2 - x_1)$$

$$\text{整理可得系统的振动微分方程 } m\ddot{x}_2 + c\dot{x}_2 + k(x_2 - x_1) = 0 \quad (1)$$

式中 m, c 和 k —系统的等效质量、阻尼系数和弹性系数。

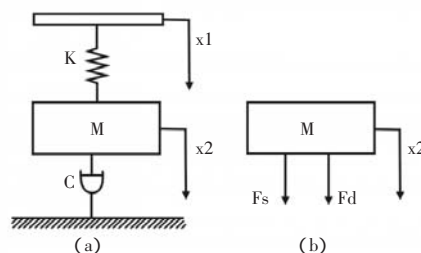


图 4 振动模型

4 振动参数的求解

4.1 振动模型等效质量

该模型等效质量包括振动滑块质量 m_1 与活塞杆质量 m_2 的一部分,因为把有质量的活塞杆简化成振动系统的弹簧,需要等效处理活塞杆质量。由文献^[8]可知,把活塞杆作为无质量的弹簧进行模拟时,在频率计算中,要把振动滑块质量与活塞杆质量的三分之一 $\left(m_1 \frac{m_2}{3}\right)$ 作为振动模型等效质量。

4.2 弹性系数和阻尼系数的求解

等效弹性系数 k 、等效阻尼系数 c 不能直接求得,本文采用由实验结果数据拟合的方法进行求解。对式(1)中的微分方程进行 Laplace 变换可得:

$$[ms^2 + cs + k]x_2(s) = kx_1(s) \quad (2)$$

由输出、输入之比得传递函数如下:

$$G(s) = \frac{x_2(s)}{x_1(s)} = \frac{k}{ms^2 + cs + k} \quad (3)$$

$$\text{定义系统固有频率 } \omega_n = \sqrt{k/m} \quad (4)$$

$$\text{相对阻尼比 } \zeta = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (5)$$

$$\text{得: } G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (6)$$

由式(6)可知,系统特性由 ω_n, ζ 确定。由系统的输入、输出函数 x_1, x_2 可得系统的幅值衰减与相位滞后伯德图,如图3中的点线所示。对该伯德图中的曲线进行拟合,可得到与系统激励响应相吻合的拟合曲线,如图3中实线所示。由此得到系统传递函数如下:

$$G(s) = \frac{12100}{s^2 + 1419s + 12100} \quad (7)$$

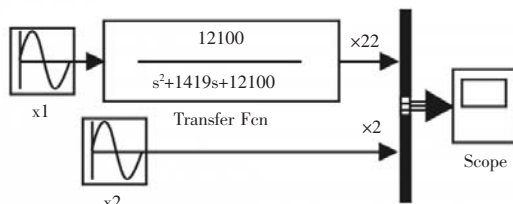
由式(7)可知该系统为二阶惯性环节模型,同时可得到式(6)中的两个参数如下: $\omega_n = 110, \zeta = 6.45$

由此可知,该系统的固有振动频率 $\omega_n = 110 \text{ rad/s}$,对应的角频率为 $f = 17.5 \text{ Hz}$ 。由于系统的阻尼比 ζ 大于1,所以该系统为过阻尼振动系统,系统在固有频率下工作时不会产生明显的共振现象。

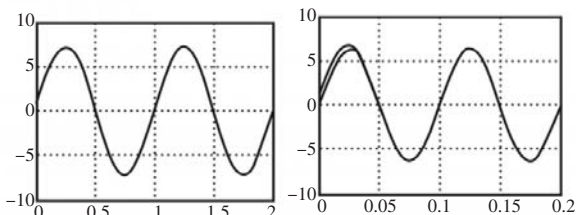
对比式(3)与式(7)容易得到待求的弹性系数与阻尼系数为: $k = 529980, c = 62152$

5 计算结果分析

上述求解方法是根据系统的整体衰减特性求得的模态参数,是对系统整体特性的近似拟合,为验证所求微分方程的正确性,把系统的每次激励 x_1 都经过上述传递函数的变化得到仿真输出 x_{22} ,比较 x_{22} 与系统的实际响应 x_2 。如果在一定的误差范围内 x_{22} 与实际的输出 x_2 能够很好的吻合,则上述所求传递函数和模态参数均正确。



(a) SIMULINK 仿真模块



(b) 1Hz 输出对比

(c) 10Hz 输出对比

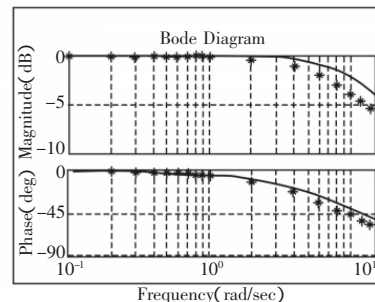
图5 结果对比曲线

采用 SIMULINK 中的相关模块进行仿真。如图5(a)所示,仿真模块包括 x_1, x_2 正弦输入模块,Transfer Fcn 模块、Bus Creator 模块、scope 模块各一个。运行该模块把 x_2 与 x_{22} 输入到模块 scope 中进行观察和比较,比较结果如图5(b)和(c)所示,这里截取了1Hz、10Hz下的对比曲线,可以观察到这两条曲线已经叠加在一起,有较好的一致性,表明上述模型与求解结果符合所研究设备的实际规律。

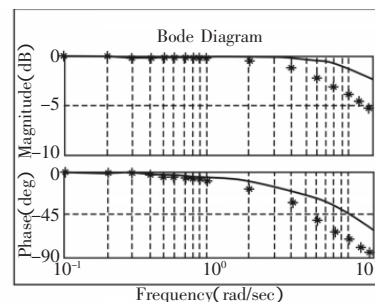
由式(4)可知,增加系统弹性系数 k 可提高系统固有频率;由式(5)可知,通过改进静压导轨与振动滑块的接触方式,增加润滑效果,减小系统阻尼系数 c ,可降低相对阻尼系数 ζ 。

如图6(a)所示,显示当系统弹性系数 k 增大一倍时,系统幅

值衰减减小,相位滞后减小,如图(b)所示,显示当阻尼系数 c 减小一半时,系统幅值衰减减小,相位滞后减小。所以由图6可知,适当提高 k 和降低阻尼 c ,可减少系统幅值衰减和相位滞后,这为设备的进一步优化设计指明了方向。



(a) 2k 时的传递函数



(b) c/2 时的传递函数图

图6 传递函数变化曲线

6 结论

(1)所研究的振动系统为过阻尼二阶系统,其传递函数为 $G(s) = \frac{12100}{s^2 + 1419s + 12100}$,固有频率为 $f = 17.5 \text{ Hz}$,弹性系数 $k = 740220 \text{ N/m}$,阻尼系数 $c = 12755 \text{ N.s/m}$ 。

(2)通过适当增加振动系统的弹性系数 k 和降低系统阻尼 c ,均能使系统幅值衰减和相位滞后减小,从而提高系统的动态特性。

参考文献

- Wanjara P, Jahazi M. Linear Friction Welding of Ti-6Al-4V: Processing, Microstructure and Mechanical Property Inter-Relationships[J]. Metallurgical and materials transactions, 2005, 36A(8):2149-2164
- 王庆, 杜随更, 傅莉. 线性摩擦焊机振动模型及动力学分析[J]. 航空制造技术, 2002(8):33-36
- Vairis A, Frost M. High frequency linear welding of a titanium alloy. Wear, 1998, 217:117-131
- Vairis. On the extrusion stage of linear friction welding of Ti6Al4V. Materials Science and Engineering, 1999, A271(1-2):477-484
- 宋天虎. 先进制造技术的发展与焊接技术未来[C]. 第八次全国焊接会议论文集(第一册), 2005:17-27
- Searle JG. Friction welding apparatus UK Patent Application, GB2199783A, 1988
- 陈永祁. 工程结构用液体黏滞阻尼器的结构构造和速度指数[J]. 钢结构, 2008
- (英)比尔兹(BEARDS J.F.). 振动结构的模型、分析和阻尼[M]. 朱世杰, 陈玉琼译. 北京: 中国铁道出版社, 1988:16-17