文章编号:1673-9469(2013)02-0092-04 doi:10.3969/j.issn.1673-9469.2013.02.023

铣槽机倾角传感器隔振研究与隔振器设计

谢发忠,邹华东,吴年祥
(安徽国防科技职业技术学院 机电工程系,安徽 六安 237011)

摘要:铣槽机因切削造成的振动为主要振动,这是影响倾角传感器测量结果的最主要因素。一次隔振并不能减小切削过程中的振动,因而要进行二次隔振以减少对倾角传感器测量的影响,本文将对隔振的基本原理进行阐述,将倾角传感器的振动简化为单自由度模型并进行分析,从倾角传感器的隔振器设计问题出发,分析研究橡胶隔振器的设计参数,从而进行橡胶材料的选择和隔振器结构的设计,为传感器隔振研究及隔振器设计提供依据。

关键词:铣槽机;隔振研究;隔振器设计
中图分类号:TP3 **文献标识码**:A

Research on slot milling machine angle sensor vibration isolation and vibration isolator design

XIE Fa-zhong, ZOU Hua-dong, WU Nian-xiang
(Department of Mechanical and Electrical Engineering, Anhui National Defence Vocational College, Anhui Liu'an, 237011, China)

Abstract: The vibration caused by slot milling machine for cutting impacts angle sensor measuring result. Primary vibration isolation cannot reduce the vibration in cutting process, so that we must carry on the secondary vibration isolation in order to reduce the influence of measurement of angle sensor. This paper analyzes the basic principle of vibration isolation; the vibration of the angle sensor will be simplified into single degree of freedom model. Aiming at the design of the sensor vibration isolator, the author analyzed the rubber vibration isolator design parameters. The rubber material and vibration isolator structure design were studied. The results could provide design basis for sensor vibration isolation research and vibration isolator.

Key words: slot milling machine; vibration isolation research; vibration isolator design

铣槽机因其具有效率高、适应性强,成墙质量好,施工成本低、小型化、经济性好、结构紧凑等特点,在水利防渗工程的施工中应用广泛。铣槽机工作条件复杂,因切削土壤引起的振动和冲击对"固体摆"倾角传感器的影响较大,导致不能准确测出传感器信号,进而使控制满足不了工程要求,因此需要进行合理的隔振处理,使隔振之后的外部环境能够满足倾角传感器的正常工作要求。本文将对隔振的基本原理进行阐述,将倾角传感器的振动简化为单自由度模型,分析橡胶隔振器的设计参数,并给出倾角传感器的隔振要求和隔振器设计。

1 铣槽机的隔振分析

隔振的作用是减小振源和被隔振物体之间的动态耦合,从而减小不良振动传递给被保护物体或从物体传出[1-3]。隔振有主动隔振和被动隔振两种,主动隔振的振源为被保护物体,被动隔振的振源为支撑结构。

1.1 单自由度隔振系统

单自由度隔振系统典型的模型包括三个子系统:被隔振物体(质量为m)、柔性连接(隔振器)和

收稿日期:2012-12-13
基金项目:安徽省教育厅自然科学资助项目(KJ2013B045)
作者简介:谢发忠(1970-),男,安徽合肥人,副教授,从事自动化检测装置研究。

非接触的基础(质量为 m_f),如图 1 所示。对固定物体进行隔振的典型动态模型及其变形共有四种,如图 2 所示[4]。其中(a)是具有刚度 k 和黏性阻尼 c 的隔振器,(b)是具有刚度 k 和迟滞阻尼 c 的隔振器,(c)、(d)是松弛型隔振器。

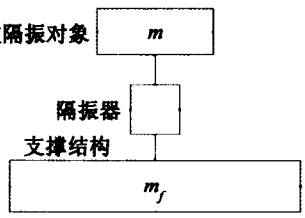

图1 隔振系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of vibration isolation system

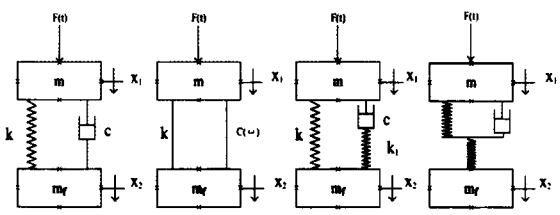

图2 典型隔振系统模型

Fig. 2 Typical vibration system model

铣槽机隔振采用橡胶隔振,属于有内(迟滞)阻尼的隔振器,阻尼依赖于频率和幅值,在双轮铣工作中,频率范围为(0 ~ 24) Hz,振幅 < 1.5 mm,频率范围很窄,振幅很小,因此,橡胶减振器中的阻尼可视为常数,由此该减震器可视为具有黏性的隔振器。系统的运动方程为[4-7]

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k(x_1 - x_2) = F \\ m_f\ddot{x}_1 + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k(x_1 - x_2) = 0 \end{cases} \tag{1}$$

消去$\ddot{x}_1$,得

$$\frac{mm_f}{m+m_f}\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + k\theta = \frac{m_f}{m+m_f}F \tag{2}$$

式(3)、(4)为系统的“有效质量”。

$$\theta = x_1 - x_2 \tag{3}$$

$$\frac{mm_f}{m+m_f} = m_{ef} \tag{4}$$

为了确定铣槽机在公式(5)中简谐(正弦)激励力作用下力(以及位移或者加速度)的传递率,将式(5)、(6)、(7)代入式(1)得

$$F = F_0\sin(\omega t) \tag{5}$$

$$F = F_0 e^{i\omega t} \tag{6}$$

弹性元件变形

$$\theta = \theta_0 e^{i(\omega t + \Phi)} \tag{7}$$

并考虑作用在基础上的力

$$F_f = k\theta + c\dot{\theta} \tag{8}$$

得到

$$\theta_0 = \frac{\dfrac{m_f}{m+m_f}F_0 e^{\varphi i}}{\left(-\dfrac{mm_f}{m+m_f}\omega^2 + k\right) + ic\omega} \tag{9}$$

$$F_f = \frac{\dfrac{m_f}{m+m_f}F_0(k + ic\omega)e^{i\omega t}}{\left(-\dfrac{mm_f}{m+m_f}\omega^2 + k\right) + ic\omega} \tag{10}$$

$$\frac{F_f}{F_0} = \frac{\dfrac{m_f}{m+m_f}(k + ic\omega)e^{i\omega t}}{\left(-\dfrac{mm_f}{m+m_f}\omega^2 + k\right) + ic\omega} \tag{11}$$

由此可得绝对力传递系数

$$\eta_F = \frac{|F_f|}{|F_0|} = \frac{m_f}{m+m_f}\sqrt{\frac{k^2 + \omega^2c^2}{\left(k - \dfrac{mm_f}{m+m_f}\omega^2 + \omega^2c^2\right.}} = \frac{m_f}{m+m_f}\sqrt{\frac{1 + \left(2\xi\dfrac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left(1 - \dfrac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\xi\dfrac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \tag{12}$$

对于激励为 $x_2 = x_{20}e^{i\omega t}$,位移传递率

$$\eta_x = \frac{|x_1|}{|x_2|} = \sqrt{\frac{1 + \left(2\xi\dfrac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left[1 - \left(\dfrac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\xi\dfrac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \tag{13}$$

当 $m_f \gg m$ 时,则有

$$\frac{F_f}{F} = \frac{k + ic\omega}{(-m\omega^2 + k) + ic\omega} = \frac{x_1}{x_2} \tag{14}$$

即力的传递率等于位移传递率,铣槽机工作过程中产生振动,为了保护设备正常运行,需要进行隔振处理。

1.2 隔振要求分析

二次隔振的需求分析:铣槽机设计过程中,为了保护传动系统,在轮毂与双轮之间装有隔振装置,称为一次隔振。该隔振装置限于空间限制,设计成一圆形薄环,隔振材料为金属橡胶。橡胶环上承载了 12 000 kg 重的机架,所以刚度 k 非常大,如果隔振幅度较大的话,橡胶阻尼功率就会变得非常之大,在短时间产生大量的热,影响橡胶性能,缩短橡胶寿命,这些是橡胶隔振器所不允许的。因此,一次隔振的隔振幅度很小,绝对传递率 η 的取值为 $0.95 \le \eta < 1$。在量程为 ±1°、动态误

差在0.01°的情况下,铣槽机上的倾角传感器满足的条件式

$$0.017\,55\times\frac{|a_V|}{|g-a_V|}+\Delta\theta_{aH}\leq 1.745\times10^{-4} \tag{15}$$

其中 $\Delta\theta_{aH}=\frac{|a_H|}{|g-a_V|}$。

经过分析之后可知如果只进行一次隔振,则隔振之后,垂直方向、水平方向冲击力及加速度不能满足一次隔振要求,需要对倾角传感器做二次隔振。

二次隔振要求:橡胶减振器中的阻尼可视为常数,由此该减震器可视为具有黏性的隔振器,为线性隔振。在冲击之前,铣槽机的重力 G、吊绳拉力 T、土壤对铣槽机的作用力 N 可构成平衡系统。设在平衡位置,铣槽机在竖直方向的速度为0,则在 F 的冲击下,在 Δt 时间内产生的位移为

$$S=\frac{1}{2}\frac{F}{m_f}\Delta t^2 \tag{16}$$

Δt^2 之后机架在自身庞大重力的作用下,迅速回到平衡位置,位移函数为

$$\begin{cases} S=\frac{1}{2}\frac{F}{m_f}(T-K\cdot T)^2 & K\cdot T\leq t\leq(K\cdot T+\Delta t) \\ 0 \quad (\text{其它}) & (K=0,1,2,3\cdots) \end{cases} \tag{17}$$

振幅为

$$A=S_{\max}=\frac{1}{2}\frac{F_{\max}}{m_f}\Delta t^2 \tag{18}$$

二次隔振位移传递率

$$\eta=\frac{A'}{A_{V\max}}=\frac{a'}{a_{V\max}}=\frac{0.048\,3}{0.15}=0.32 \tag{19}$$

2 铣槽机的隔振器设计

2.1 隔振力学模型

在设计一个特殊系统隔振器过程中,要考虑的因素有:需要隔振装置的重量、尺寸及其重心;需隔振的动态干扰类型;静载或支撑载荷情况等。经分析它的隔振力学模型通常简化为单自由度有阻尼弹簧质量系统,系统的振动质量为 m,刚度为 k,系统的阻尼系数为 c,系统的隔振传递率 η,如图3所示。

根据不同的阻尼比可得传递率随着频率比的变化关系曲线,如图4所示。对于铣槽机隔振器,只有系统的隔振传递率 $\eta<1$,系统进入隔振,才会有隔振的效果。从减振的原理可知,要获得较好的减振效果,达到工程要求,必须使频率比 ω/ω_n 处于2~5之间。当频率比 $\omega/\omega_n\approx1$ 时,系统处于共振状态。为了达到良好的减振效果,便只能从降低系统的共振频率 ω_n 入手,即增加系统的质量 M 或者减小隔振器的刚度 k。因此需设计具有高承载能力、低刚度的隔振器。

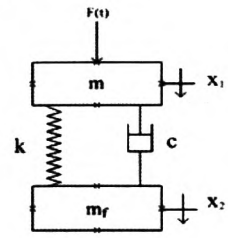

图3 橡胶隔振的理论模型

Fig.3 Rubber vibration isolation theory model

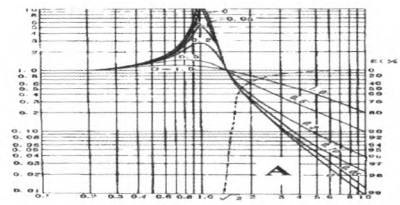

图4 阻尼比与隔振传递率的关系变化图

Fig.4 Damping ratio and vibration transfer between change rate

2.2 脉冲隔振器设计分析

脉冲激励函数如图5所示。

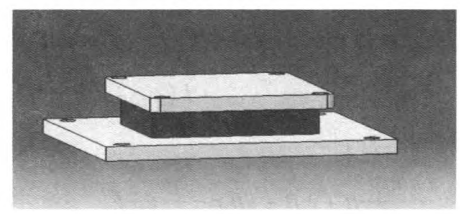

图6 橡胶隔振器的结构方案图

Fig.6 Structural schemes of rubber isolator diagram

根据傅里叶级数,受周期激励 $F(t)$ 的作用,可表示为

$$F(t)=\frac{a_0}{2}+a_1\cos\omega_0 t+a_2\cos2\omega_0 t+\cdots+b_1\sin\omega_0 t+b_2\sin2\omega_0 t+\cdots \tag{20}$$

也可以写成

$$F(t)=A_0+\sum_{n=1}^{\infty}A_n\sin(n\omega_0 t+\varphi_n) \tag{21}$$

其中 ω_0 为基频,$\omega_0=\frac{2\pi}{T}$。

根据以上公式,脉冲力可分解为简谐力

$$a_0 = \frac{2}{T}\int_0^{\Delta t} F dt = \frac{2F}{T}\Delta t \tag{22}$$

$$a_n = \frac{2}{T}\int_0^{\Delta t} F\cos n\omega_0 dt = \frac{2F}{T}\int_0^{\Delta t}\cos\omega_0 dt = \frac{2F\sin(n\omega_0\Delta t)}{n\omega_0 T} \tag{23}$$

$$b_n = \frac{2}{T}\int_0^{\Delta t} F\sin n\omega_0 dt = \frac{2F}{n\omega_0 T}(1-\cos n\omega_0\Delta t) \tag{24}$$

一般在工程上取前 5 阶谐波合成就能满足精度要求,故而

$$F_{(t)} = \frac{2F\Delta t}{T} + \frac{2F\sin(\omega_0\Delta t)}{\omega_0 T}\cos\omega_0 t + \frac{2F(1-\cos\omega_0\Delta t)}{\omega_0 T}\sin\omega_0 t + \frac{2F\sin(2\omega_0\Delta t)}{2\omega_0 T}\cos 2\omega_0 t + \frac{2F(1-\cos 2\omega_0\Delta t)}{2\omega_0 T}\sin 2\omega_0 t + \frac{2F\sin(3\omega_0\Delta t)}{3\omega_0 T}\cos 3\omega_0 t + \frac{2F(1-\cos 3\omega_0\Delta t)}{3\omega_0 T}\sin 3\omega_0 t + \frac{2F\sin(4\omega_0\Delta t)}{4\omega_0 T}\cos 4\omega_0 t + \frac{2F(1-\cos 4\omega_0\Delta t)}{4\omega_0 T}\sin 4\omega_0 t + \frac{2F\sin(5\omega_0\Delta t)}{5\omega_0 T}\cos 5\omega_0 t + \frac{2F(1-\cos 5\omega_0\Delta t)}{5\omega_0 T}\sin 5\omega_0 t \tag{25}$$

因此,对比如图 3,设倾角传感器位移为 x_1,双轮铣槽机位移为 x_2,可以得到在铣槽机倾角传感器模型中 x_1 与 x_2 的关系为

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{k + ic\omega}{(k - n\omega^2) + ic\omega} = \frac{F_f}{F} \tag{26}$$

$$\left|\frac{x_1}{x_2}\right| = \mu = 0.6 = \left|\frac{F_f}{F}\right| \tag{27}$$

即可得出阻尼 c 和刚度 k 之间的关系,由此确定隔振器性能参数。

2.3 隔振器性能参数确定与材料选择

隔振器性能参数确定:隔振的性能指标主要有隔振传递率、外界激励的大小、方向和频率、倾角传感器的许用值、工程载荷等等,充分了解电子设备的安装方式和工作情况之后,根据倾角传感器的尺寸来定橡胶隔振器的尺寸,初步定在 54(长)×44(宽)×20 mm(高)。

铣槽机的隔振传递率小于 0.32,则共振放大率必须小于 4($\eta \le 4$),因此由式(1-7)可计算出阻尼比 $\xi = 0.218$,初定 $\xi = 0.2$。同理由隔振器固有频率计算公式可得隔振器的刚度为 $k = (2\pi f_n)^2 \times m = 182$ N/m。初步设计方案如图 6。

材料的选择:材料选择通常主要考虑材料的弹性模量和泊松比,还要考虑硬度、阻尼比等。橡胶因其具有内阻尼以及能进行可逆的大变形,因而在发挥良好弹性作用的同时,又是很好的阻尼材料,具有良好的减震性能,适用场合广泛。通过查找橡胶材料手册,可得下表 1,同时选取橡胶的邵氏硬度为 20~60 邵氏度,最终选择天然橡胶作为隔振材料。

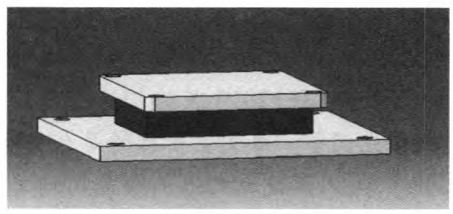

图6 橡胶隔振器的结构方案图

Fig. 6 Structural schemes of rubber isolator diagram

表 1 橡胶材料的阻尼比

Tab. 1 The damping ratio of rubber material

橡胶种类	天然橡胶	丁苯橡胶	氯丁橡胶	丁腈橡胶	丁基橡胶
阻尼比	0.05 - 0.15	0.15 - 0.30	0.15 - 0.30	0.25 - 0.40	0.25 - 0.40

3 结束语

本文通过对隔振原理和要求的分析计算,验证了机架与倾角传感器之间进行二次隔振的必要性,从倾角传感器的隔振器设计问题出发,分析橡胶隔振器的设计参数,最终完成了橡胶材料的选择和隔振器结构的设计。为铣槽机的隔振及设计提供了理论和指导。

参考文献:

[1] HARRISON M, SYKES A O, MARTIN M. Wave effects in isolation mounts[J]. Journal of the Acoustic Society of America, 1992, 24(2): 62-71.

[2] 吴 铭. 小尺寸橡胶隔振器的设计及实验研究[D]. 武汉:华中科技大学,2004.

[3] C M 哈里斯,C E 克瑞德. 冲击与振动手册[M]. 北京:科学出版社,1999.

[4] 孙 桓,陈作模. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社,2001

[5] 石端伟. 机械动力学[M]. 北京:中国电力出版社,2007.

[6] 程 伟,李 敏,诸德超,等. 工程振动基础[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2004.

[7] 朱石坚,楼京俊,何其伟,等. 振动理论与隔振技术[M]. 北京:国防工业出版社,2003.

(责任编辑　刘存英)