

周期性冲击载荷下冲床调模计数器的隔振研究

郑小龙, 李国平*, 潘晓彬

(宁波大学 机械工程与力学学院, 浙江 宁波 315211)

摘要: 针对冲床工作时滑块受周期性冲击载荷大的工况特点, 对安装在冲床滑块上的电子式调模计数器进行了减振研究. 在电子式计数器结构的基础上, 建立了冲击载荷作用下计数器隔振系统的动力学模型; 利用傅里叶级数将冲床周期性冲击激励展开并施加到该模型上, 并通过分析该模型的动态响应得到隔振系统的传递率. 以光电传感器的抗振度为减振指标, 采用遗传算法完成了该隔振系统的隔振参数优化. 最后在 Simulink 软件环境下建立了系统的隔振仿真模型, 并进行了力和位移传递率的仿真分析. 仿真结果显示: 计数器的力与位移的传递率明显减小, 隔振后计数器承受的冲击加速度小于光电传感器规定的抗振度, 达到隔振指标.

关键词: 周期性冲击载荷; 两自由度模型; 被动隔振; 动态响应

中图分类号: TH113

文献标志码: A

文章编号: 1001-5132 (2014) 04-0094-06

冲床使用过程中, 模具高度的调整是人工完成的, 此过程存在调模时间长、模高误差大、影响生产效率等问题. 而造成这些问题的主要原因是传统调模计数器是机械式的, 为此, 将传统的机械式计数器电子化具有十分重要的意义. 而调模计数器的电子化是实现自动调模的关键前提, 系统可根据不同的模具号信息自动调整冲床装模高度, 实现模具快速准确调节, 提高生产效率^[1].

由于锻压、轧制机械的振动不可避免, 有很多学者对此进行了研究. 如何予鹏等^[2]设计斯蒂芬森六连杆机械压力机来改变压力机的冲压特性, 从而降低压力机的振动; 曾梁彬等^[3]针对压力机动平衡问题, 将简谐载荷作用下的响应向量进行傅里叶分解, 得到实际激振的振幅向量, 可以直观地体现动平衡的效果. 闫晓强等^[4]针对连轧机工作时辊系的水平振动, 设计了 1 个液压振动抑制器, 并用 MATLAB 软件对其进行了动态仿真.

上述研究都是针对机器整体或主要部件进行的, 而实施减振后, 设备振幅和对周边环境的传递力都有所下降. 但是这些方法对设备上零部件中的电子器件的减振效果却未必理想, 特别是当冲

床上相关电子器件承受冲击载荷时, 目前这方面的研究还少见报道. 所以, 笔者针对电子式调模计数器在此展开隔振研究.

1 调模计数器的结构设计

调模计数器利用螺钉安装在冲床的滑块上, 冲床在冲裁和打桩工况下, 上下模具接触时会在滑块上施加周期性的冲击力^[5-6], 产生强烈的机械振动. 机械振动会引起计数器疲劳和共振, 并破坏计数器结构和计数器的正常工作条件^[7]. 为此必须考虑计数器的抗振和抗冲击性, 目前, XSQ-1 型号的机械式计数器的结构的抗振度达 30 G, 因此可参照其结构进行电子式计数器的设计. 设计的调模计数器结构如图 1 所示, 其中的输入轴与调模电机主轴采用联轴器连接.

调模电机驱动冲床上的球头螺杆来调节装模高度, 同时调模电机通过输入轴带动蜗杆旋转, 蜗杆带动啮合的蜗轮旋转. 码盘和同轴的蜗轮同步旋转, 光电传感器通过采集码盘的通断信号来实现装模高度的计数. 该机构与传统机械计数器的不同在于光电传感器的存在, 光电传感器的抗振

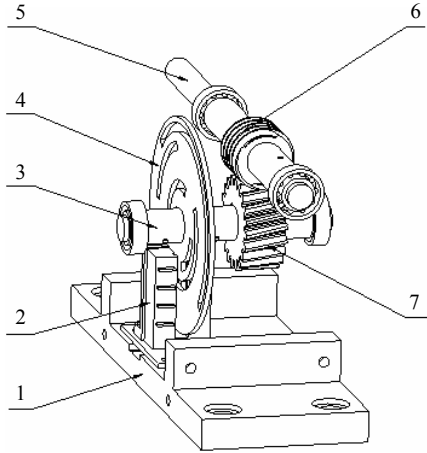
收稿日期: 2014-05-08.

宁波大学学报(理工版) 网址: <http://journalg.nbu.edu.cn/>

基金项目: 宁波市镇海区重大科技计划项目 (201202).

第一作者: 郑小龙 (1988—), 男, 浙江嵊州人, 在读硕士研究生, 主要研究方向: 机电测控. E-mail: zhengxl806@126.com

*通信作者: 李国平 (1967—), 男, 湖北武穴人, 博士/教授, 主要研究方向: 振动主动控制技术. E-mail: liguoping@nbu.edu.cn



1. 壳体; 2. 光电传感器; 3. 蜗轮轴; 4. 码盘; 5. 输入轴; 6. 蜗杆; 7. 蜗轮。

图1 调模计数器三维结构

度为 20 G, 可将其作为 1 个重要的隔振指标。

2 隔振系统的冲击激励分析

冲床的工况分为打桩、冲裁、拉伸, 其中, 打桩的工况最能激发冲床的动态响应^[6,8]。取冲床滑块到达能力发生点的时间为 0, 公称力为 P , 行程周期为 T , 保压时间为 t_0 , 打桩载荷如图 2 所示。

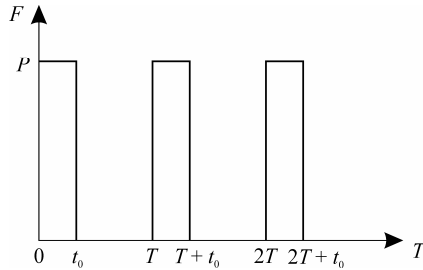


图2 打桩载荷

打桩载荷的数学表达式如下:

$$F(t) = \begin{cases} P, & nT \leq t < t_0 + nT, \\ 0, & t_0 + nT \leq t < (n+1)T. \end{cases} \quad (1)$$

由数学表达(1)式可以看出冲床的打桩载荷是周期性冲击信号, 因此, 对周期性冲击信号作傅里叶变换, 可得:

$$F(t) = P \frac{t_0}{T} + P \frac{2}{T} \frac{1}{n\omega_0} \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\omega_0 t + \varphi), \quad (2)$$

式中,

$$A_n = \sqrt{\sin^2 n\omega_0 t_0 + (1 - \cos n\omega_0 t_0)^2},$$

$$\tan \varphi = \sin n\omega_0 t_0 / (1 - \cos n\omega_0 t_0).$$

取 $\omega_0 t_0 = \theta$, 即冲床保压时间内冲床曲柄转过的角度, 而 $\omega_0 T = 2\pi$, 则(2)式可转换为:

$$F(t) = P \frac{\theta}{2\pi} + \frac{P}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} B_n \sin(n\omega_0 t + \varphi), \quad (3)$$

$$\text{式中, } B_n = \frac{\sqrt{\sin^2 n\theta + (1 - \cos n\theta)^2}}{n}.$$

3 隔振系统在冲击激励下的响应分析

为达到减振效果, 在滑块和计数器间安装减振块来进行被动隔振, 将滑块、减振块、计数器系统简化为两自由度力学模型进行分析, 两自由度力学模型如图 3 所示。

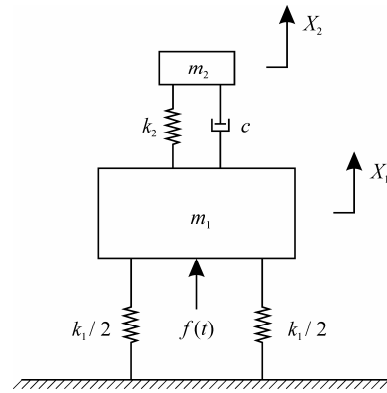


图3 两自由度力学模型

该模型有滑块质量 m_1 , 计数器质量 m_2 , 滑块等效刚度系数 k_1 , 减振块等效刚度系数 k_2 , 减振块等效阻尼 c , 且模型中忽略滑块的阻尼(在工程上忽略阻尼的计算更加保守和安全)。该系统的振动微分方程为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c\dot{x}_1 - c\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 = F(t), \\ m_2 \ddot{x}_2 - c\dot{x}_1 + c\dot{x}_2 - k_2x_1 + k_2x_2 = 0. \end{cases} \quad (4)$$

将(3)式常数项激励 $F(t) = P\theta / (2\pi)$ 代入(4)式中, 解得 $x_1 = x_2 = P\theta / (2\pi k_1)$ 。

(3)式中由于 θ 是已知的常数, 且 n 在各级数中确定, 故令:

$$\frac{P}{\pi} \frac{\sqrt{\sin^2 n\theta + (1 - \cos n\theta)^2}}{n} = F.$$

(4)式是线性微分方程组, 可根据叠加原理将每项级数的激励响应值进行叠加, 以确定总响应值。(3)式后部分激励形式 $F(t) = F \sin n\omega_0 t$ 代入(4)式中, 解得:

$$X_1 = |X_1 e^{-i\varphi}| = F \left(\frac{((k_2 - n^2 \omega_0^2 m_2)^2 + n^2 \omega_0^2 c^2)}{(((k_1 - n^2 \omega_0^2 m_1)(k_2 - n^2 \omega_0^2 m_2) - n^2 \omega_0^2 k_2 m_2)^2 + n^2 \omega_0^2 c^2 (k_1 - n^2 \omega_0^2 m_1 - n^2 \omega_0^2 m_2)^2)} \right)^{1/2},$$

$$X_2 = |X_2 e^{-i\varphi}| = F((k_2^2 + (n\omega_0)^2 c^2) / (((k_1 - n^2 \omega_0^2 m_1)(k_2 - n^2 \omega_0^2 m_2) - n^2 \omega_0^2 k_2 m_2)^2 + n^2 \omega_0^2 c^2 (k_1 - n^2 \omega_0^2 m_1 - n^2 \omega_0^2 m_2)^2))^{1/2}.$$

引入符号:

$$h_1^2 = \frac{k_1}{m_1}, h_2^2 = \frac{k_2}{m_2}, a = \frac{F}{k_1}, q = \frac{m_2}{m_1},$$

$$w = \frac{\omega_2}{\omega_1}, k = \frac{n\omega_0}{\omega_1}, e = \frac{c}{2m_2\omega_1}.$$

因此, 上式可以转换为:

$$X_1 / a = (((w^2 - k^2)^2 + (2ek)^2) / (((1 - k^2)(w^2 - k^2) - qw^2k^2)^2 + (2ek)^2(1 - k^2 - qk^2)^2))^{1/2}, \quad (5)$$

$$X_2 / a = ((w^4 + (2ek)^2) / (((1 - k^2)(w^2 - k^2) - qw^2k^2)^2 + (2ek)^2(1 - k^2 - qk^2)^2))^{1/2}. \quad (6)$$

激励对计数器的传递力公式为:

$$|F_t| = |k_2(x_2 - x_1) + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)| = F(((w^4 + (2ek)^2)q^2k^4) / (((1 - k^2)(w^2 - k^2) - qw^2k^2)^2 + (2ek)^2(1 - k^2 - qk^2)^2))^{1/2}. \quad (7)$$

传递率公式为:

$$\eta = |F_t / F| = (((w^4 + (2ek)^2)q^2k^4) / (((1 - k^2)(w^2 - k^2) - qw^2k^2)^2 + (2ek)^2(1 - k^2 - qk^2)^2))^{1/2}. \quad (8)$$

笔者参照 OCP-160EW 型冲床的参数进行计算分析, 其相关参数见表 1.

表 1 冲床结构及运动参数

参数	数值
公称力 / N	1.6×10^6
滑块质量 m_1 / kg	895
滑块刚度系数 k_1 / (N·m ⁻¹)	1.9×10^9
行程数 / spm	50
计数器的质量 m_2 / kg	0.38
曲柄偏心距 R / mm	100
连杆长度 L / mm	695
能力发生点(下死点上) / mm	6

打桩周期 $T = 60 \text{ s} / 50 = 1.2 \text{ s}$, $h_1 = \sqrt{k_1 / m_1} = 1457 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$, $\omega_0 = 2\pi / T = 5.23 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$, $q = m_2 / m_1 = 0.00043$, 根据滑块行程计算式 $S = R((1 - \cos \beta) + \lambda(1 - \cos 2\beta) / 4)$, 将能力发生点 $S = 6 \text{ mm}$ 代入, 可得 $\beta = 0.3262$, $\theta = 2\beta = 0.6524$.

将以上的参数代入(6)式和(8)式中, 并利用 MATLAB 数据可视化功能绘制(6)式和(8)式的图形(图 4 和图 5). 在(6)式和(8)式中, 参数 w 和 e 的变

化对振幅和传递率都有影响, w 的变化本质上是刚度系数 k_2 的变化, e 的变化即阻尼 c 的变化^[9-10]. 图 4 显示了 w 和 e 参数变化对振幅比的影响, 当 $k=1$ 和 $k=w$ 时振幅比显著增大, 即激励频率为滑块固有频率和计数器固有频率时. e 的变化在共振区时, 对计数器振幅的影响较大, e 越大振幅越小. w 的变化即刚度系数的变化, 对计数器的振幅影响也较大, 刚度系数越小振幅也越小.

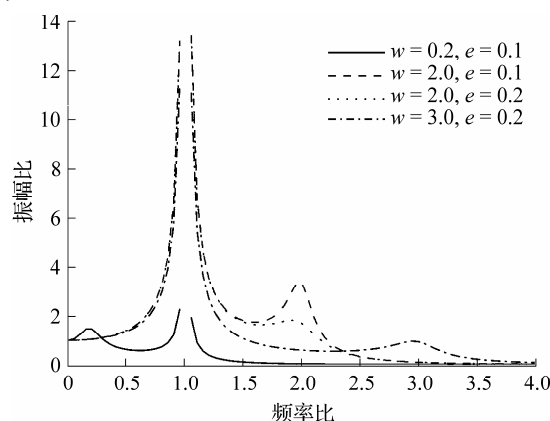


图 4 系统振幅比

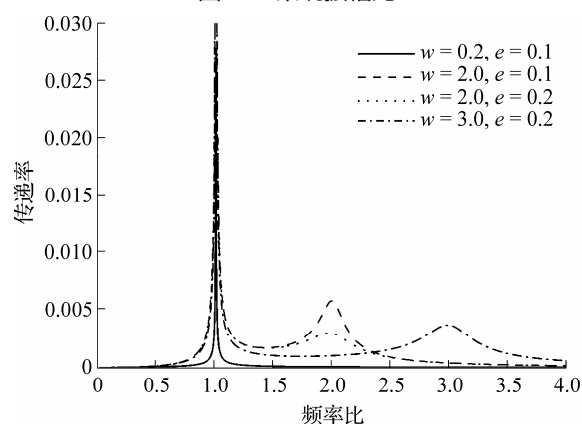


图 5 计数器激励力的传递率

图 5 显示了 w 和 e 参数变化对传递率的影响, 当 $k=1$ 和 $k=w$ 时, 传递率显著增大, 除此 2 个频率比外, 其他传递率几乎逼近 0, 因为 $q = 0.00043$, 计数器的质量和滑块的质量差距过大, 导致激励大量集中在大质量的滑块上.

当 $k=1$ 时, 传递率看作关于 w 和 e 的函数, 表达式为 $\eta = f(w, e)$, 而 $f(w, e)$ 的 2 个偏导函数比值如下:

$$(\partial f / \partial w) / (\partial f / \partial e) = 6w^3 / 8(e^2 - e). \quad (9)$$

e 的取值一般都在 0~0.5, $8(e^2 - e)$ 在此区间内为负值, 所以在共振区间, 阻尼与传递率负相关,

阻尼小, 传递率越大; 在共振区外, 阻尼大, 传递率越小。此外(9)式还显示, 在共振区里 w 的变化对传递力的幅值影响较大, 刚度系数越大, 传递率越大; 在共振区外也是刚度大, 传递率越大。

为此, 减小刚度系数 k_2 , 能有效地降低在周期性冲击激励下计数器的振幅和滑块对计数器的传递力。计数器和安装在滑块上的调模电机采用联轴器连接, 假设初始状态计数器和滑块刚性连接, 则计数器和滑块的振幅相同, 联轴器不会因为两者振幅不同而产生变化; 若减振块刚度系数过小, 可能导致滑块和计数器的振幅相差过大, 会导致联轴器的破坏, 所以刚度系数不能过小。

4 隔振参数的优化

用优化设计的方法来确定刚度最优解。在解决优化问题时, 常因为初值选取的不同而陷入局部最优解, 进而未能求解出全局最优解; 而遗传算法在求解最优解时, 不受初始值的影响, 能找到全局最优解。

周期性冲击激励信号经傅里叶展开后, 前几项的幅值较大, 对整个激励的贡献量也较大。而激振力传递率曲线显示在频率较低时, 传递率逼近零, (7)式直观反映了各项级数对计数器传递力的贡献量(图6)。图6还进一步显示, 对传递力的贡献量较大主要是集中频率比 $k=1$ 和 $k=w$ 。

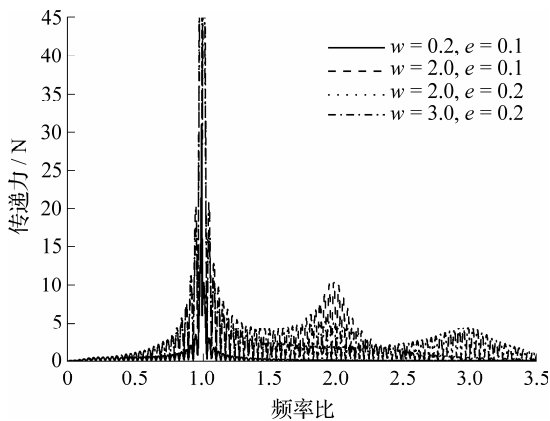


图6 周期冲击激励下计数器的传递力

传递力是隔振的一个重要指标, (3)式的常数项 $P\theta/2\pi$ 以激励代入(4)式, 得到 $x_1 = x_2$, 根据(7)式可知, 该恒定力不产生传递力, 仅(3)式的后部分简谐力激励产生传递力。当频率比 $k=1$ 时, $|F_t|$

达到最大值, 将(7)式的 $|F_t|_{\max}$ 作为目标函数, 当 $k=1$ 时, $\eta=1$, (7)式中 w 和 e 相消; 为保留 w 和 e , 取 $k=1$ 的左极限传递力为目标函数。此时优化问题成为寻找 w 和 e 的最优解, 使得 $|F_t|_{\max}$ 取得最小值。

确定约束条件, 滑块与计数器的比值 X_1/X_2 来约束减振块的刚度, 用 $|X_1 - X_2|$ 的数学表达式来确定振幅差发生最大的频率, 其表达式为:

$$|X_1 - X_2| = F(k^4 / (((1 - k^2)(w^2 - k^2) - qw^2k^2)^2 + (2ek)^2(1 - k^2 - qk^2)^2))^{1/2} \quad (10)$$

不同频率和参数变化对 $|X_1 - X_2|$ 值的影响如图7所示, 图形还显示, 不同的参数对振幅差有一定影响, 刚度越小振幅差越大, 但都在 $k=1$ 时达到最大值, 对联轴器的破坏最大。系统中 X_1/X_2 无量纲表达式为:

$$\frac{|X_1|}{|X_2|} = \sqrt{\frac{(w^2 - k^2)^2 + (2ek)^2}{w^2 + (2ek)^2}} \quad (11)$$

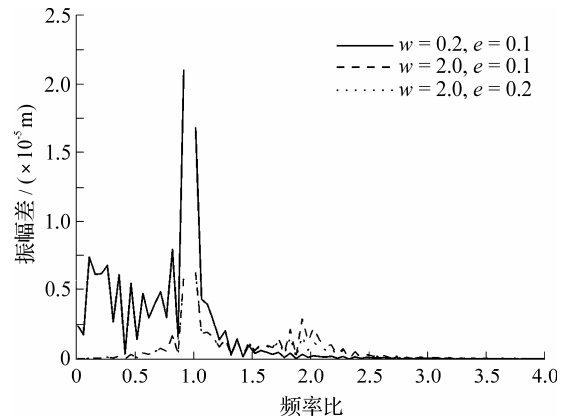


图7 计数器与滑块振幅差

未隔振前, 计数器和滑块刚性连接, 两者振幅保持同步, $|X_1/X_2|=1$ 。规定计数器隔振后, $k=1$ 时, 取 $|X_1/X_2| \leq 10$ 来约束减振块的刚度不能过小。同时过小的 w 会导致 $|X_1/X_2|$ 在 $k \geq w$ 后, 随 k 值的增大迅速增大。因此, 为了限制 $|X_1/X_2|$ 的增幅, 规定 $w \geq 0.7$, 以限制刚度不能过小。

当 $k=w$ 时, 传递率受阻尼影响很大, 用此时的传递率来限制系统的阻尼。当计数器和滑块刚性连接时, 两者加速度相同, 受力情况按照质量分配, 计数器受力为 $q \times F(t)$ 。取 $k=w$ 时的传递率小于 $q/100 = 4.3 \times 10^{-6}$ 来限制系统的阻尼不能过小。

运行结果为 $w=0.0860$, $e=0.0481$, $|F_t|_{\max} =$

6.8681, 最优解 w 和 e 对应刚度系数和阻尼分别为 $k_2 = 5966.2 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, $c = 53.3 \text{ Ns} \cdot \text{m}^{-1}$, 即为隔振参数. 为了验证 w 和 e 优化参数对计数器的隔振效果, 以光电传感器的抗振度 20 G 为隔振指标, 使用 Simulink 对整个系统进行建模仿真.

5 系统隔振仿真研究

为直观地观察计数器减振效果, 利用 Simulink 进行建模与动态响应仿真^[4,10], 以计数器的传递力、振幅的变化反映减振效果. 激励为周期性冲击信号, 脉冲宽度为保压角度和 360° 的比值, 即 $\theta/2\pi=10.4\%$, 周期为 1.2 s, 将参数输入 Simulink 中. 对振动微分方程进行拉普拉斯变换后, 可得:

$$\begin{cases} x_1(s) = \frac{F(s)}{m_1 s^2 + cs + (k_1 + k_2)} + \frac{(cs + k_2)x_2(s)}{m_1 s^2 + cs + (k_1 + k_2)}, \\ x_2(s) = \frac{(k_2 + cs)}{m_2 s^2 + cs + k_2} x_1(s). \end{cases} \quad (12)$$

假设初始状态计数器和滑块刚性连接且无阻尼, 系统模型相当于单自由度模型, 此时 $x_1 = x_2$, 传递力无法用(7)式进行计算, 两者加速度相同, 所以激振力施加在两者上的力大小与其质量成正比. 在进行仿真时, 可将初始状态计数器的振幅和传递力与安装减振器之后的值进行对比. 计数器的传递力 F_t 的大小和变化趋势如图 8 所示.

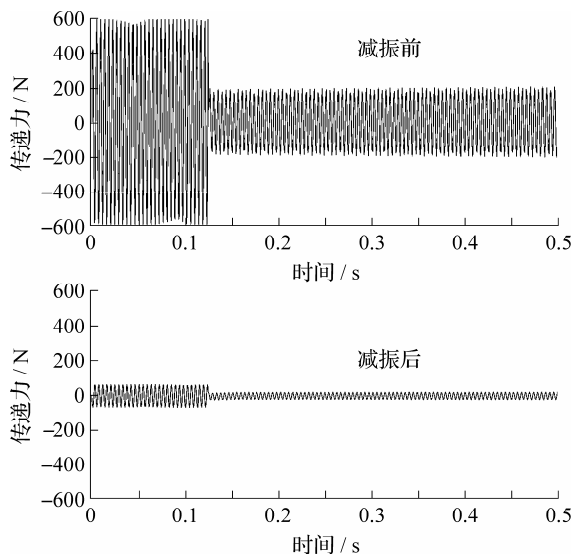


图 8 计数器传递力减振前后对比

无论隔振前后, 传递力在周期内未能完全衰

减. 隔振前冲击力激励时, 传递力在 -650~650 N 内波动; 在冲击消失后, 传递力振幅迅速变至 200 N 左右. 采取隔振措施后, 冲击力激励时的传递力在 -70~70 N 内波动; 在冲击力消失后, 传递力幅值衰变为 20 N 左右. 隔振后, 在冲击力激励下的计数器传递力仅为原来的 $70 \text{ N} / 650 \text{ N} = 10.8\%$, 计数器上的加速度为 $184.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 18.4 \text{ G}$, 低于光电传感器的抗振加速度 20 G, 可见达到设计要求.

隔振前后计数器振幅 x_2 的对比如图 9 所示. 隔振前, 冲击力激励下的计数器以 $8 \times 10^{-4} \text{ m}$ 为平衡位置, 振幅值为 $8 \times 10^{-4} \text{ m}$; 冲击力消失后, 计数器以 0 m 为平衡位置, 振幅跳变为 $3 \times 10^{-4} \text{ m}$. 隔振后, 计数器平衡位置不变, 但在冲击激励产生和消失时, 有明显的衰减过程. 冲击力激励时振幅下降为 $1.2 \times 10^{-4} \text{ m}$, 与未隔振前振幅 $8 \times 10^{-4} \text{ m}$ 相比, 有明显减小; 在冲击信号消失后振幅衰减至 $3 \times 10^{-5} \text{ m}$. 安装减振器后, 振幅迅速衰减至 $3 \times 10^{-5} \text{ m}$. 可见, 减振器对振幅的减小有明显的效果.

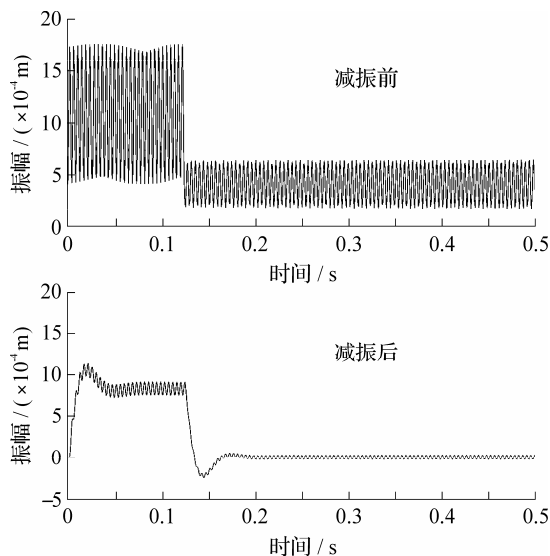


图 9 计数器振幅减振前后对比

6 结论

以冲床计数器中电子器件的减振为目标进行了相关分析与研究, 对冲床的周期性冲击信号进行傅里叶展开, 并建立两自由度力学模型进行分析, 利用优化算法确定计数器隔振系统的刚度系数和阻尼系数. 其中, 推导的振幅差公式和振幅比值公式在采用优化算法确定减振参数时, 可以为两自由度隔振问题中的制定约束条件提供一定的

参考. 并通过 Simulink 仿真验证了隔振后计数器传递力和振幅有明显的下降, 达到隔振指标. 笔者的研究结论可以为冲床的附件产品中的电子器件的隔振设计提供相关分析思路.

参考文献:

- [1] Pan Xiaobin, Shu Xiaomo, Li Guoping. Dynamic adjustment method of mechanical press slide height based on linear encoder[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 397:340-344.
- [2] 何予鹏, 赵升吨, 王军, 等. 具有低速锻冲特性的机械压力机工作机理[J]. 机械工程学报, 2006, 42(2):145-149.
- [3] 曾梁彬, 孙宇, 彭斌彬. 基于动态响应的高速压力机综合平衡优化[J]. 中国机械工程, 2010, 21(18):2143-2147.
- [4] 闫晓强, 杨喜恩, 吴先峰. 轧机水平振动侧向液压振动抑制器抑振效果仿真研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(24):11-14.
- [5] 秦为前, 王栓虎, 解德乾, 等. 基于 ADAMS 和 ANSYS 的高速冲床执行机构动态仿真分析[J]. 锻压技术, 2011, 36(6):62-65.
- [6] 何敏, 孙智. 基于接触理论的高速精密压力机预紧力研究[J]. 机械工程学报, 2010, 46(11):165-171.
- [7] 于德介, 程军圣, 杨宇. 机械振动学[M]. 长沙: 湖南大学出版社, 2010:102-115.
- [8] 张德峰. 高速压力机隔振设计与实验研究[D]. 南京: 东南大学, 2009.
- [9] 张志, 张兆会. 橡胶双层减振与隔振系统冲击响应研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(23):126-129.
- [10] Marcin M, Bogdan S. Experimental study of vibration control of a cable with an attached MR damper[J]. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2007, 45(4):893-917.
- [11] 李辉, 张策, 宋轶民. 可控压力机的动力学建模和仿真[J]. 机械工程学报, 2005, 41(3):180-184.

Vibration Reduction for Slide Height Counter of Press under Cyclic Impacting Load: Study

ZHENG Xiao-long, LI Guo-ping*, PAN Xiao-bin

(Faculty of Mechanical Engineering and Mechanics, Ningbo University, Ningbo 315211, China)

Abstract: In this paper, the vibration reduction design of slide height counter installed on the slider of punch is introduced. Firstly, the structure of slide height counter is defined. Secondly, a two-degree-of-freedom dynamic model is established. Then, the cyclic impulsion signal is processed through Fourier expansion and applied to the model. By analyzing the dynamic response from the model, the frequency ratio is obtained in which both the transmissibility and amplitude increase significantly. The vibration reduction index is then determined and its parameters are calculated accordingly by employing optimization algorithm. Finally, a visual simulation model in Simulink is built to verify the vibration reduction effect. The result shows that the transmitting force and the amplitude decrease significantly and vibration reducing effect is achieved as expected.

Key words: cyclic impacting load; two-degree-of-freedom dynamic model; passive vibration isolation; dynamic response

(责任编辑 章践立)