

文章编号:1671-6833(2002)02-0067-03

冲击压实机水平方向上的减振特性研究

王 栋<sup>1</sup>,杨金才<sup>1</sup>,张 爽<sup>2</sup>

(1. 郑州大学机械工程学院,河南 郑州 450002;2. 郑州飞马集团股份有限公司,河南 郑州 450053)

摘 要: 针对冲击压实机水平方向上振动过大,常出现断轴的情况,建立了该机水平减振系统的动力学模型,并运用拉普拉斯变换方法对建立的动力学方程进行求解,得出冲击式压实机水平减振系统的解析解,即附加动载荷对冲击的响应与几个主要动力参数的函数关系。

关键词: 冲击; 压实机; 减振特性

中图分类号: TU 665;TU 602 文献标识码: A

冲击式压实机的工作原理不同于传统的静态及振动压实,而是将滚压、夯实、揉搓作用相结合,具有压实效果好、作业效率高的特点。其基本原理是利用非圆截面工作轮在滚动时重心的升高和下降,周期性地冲击地面,使被压实材料达到密实的目的,故工作轮轮心的运动规律为周期性的曲线,滚动阻力也呈周期性变化<sup>[1]</sup>。工作轮在水平方向的加速度对机架产生冲击作用,并通过机架传至牵引主机造成主机的水平振动,这不但影响到主机的动力输出及传动系统的寿命,而且严重影响牵引主机的驾驶平顺性及舒适性。为此冲击式压实机在水平上的减振设计就显得尤为重要。了解拖式冲击压实机在水平方向上的动力参数特性是进行水平隔振设计的前提条件。

1 动力学方程的建立

由于牵引主机质量远大于机架质量,假设牵引车——压路机系统处于匀速行驶状态,工作轮在水平方向匀速滚动时受到短暂冲击,系统可简化为图 1 所示的力学模型<sup>[3]</sup>。图中,  $m_1$  为机架的质量;  $m_2$  为冲击轮质量;  $k_1$  为机架与主车间刚度;  $k_2$  为冲击轮与机架间减振器刚度;  $c_1$  为机架与主车间的阻尼;  $c_2$  为冲击轮与机架间减振器阻尼;  $x_1$  为机架的瞬时位移(振幅);  $x_2$  为冲击轮质心瞬时位移(振幅);  $p(t)$  为水平惯性力造成的短暂冲击载荷。

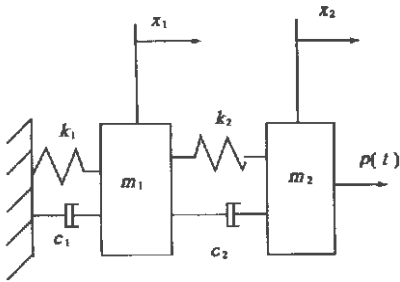


图 1 动力学模型  
Fig.1 Dyanamic model

1.1 建立动力学方程

为简化计算,忽略系统阻尼。根据牛顿定理,有

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1+(k_1+k_2)x_1-k_2x_2=0; \\ m\ddot{x}_2-k_2x_1+k_2x_2=0. \end{cases} \tag{1}$$

令  $\delta_1=x_1$ ,  $\delta_2=x_2-x_1$ , 则式(1)变为

$$\begin{cases} \delta_1+\omega_1^2\delta_1=\mu\omega_2^2\delta_2; \\ \delta_2+\omega_2^2\delta_2=-\delta_1, \end{cases} \tag{2}$$

式中:  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  分别为两级固有频率;  $\mu=m_2/m_1$ 。

1.2 给定初始条件

设  $p(t)$  作用开始时,  $x_1=0$ ,  $\delta_2=x_2$ ,  $p(t)$  作用时间很短,因此只考虑冲击能量  $J=m\dot{v}_{\max}$ 。其中,  $\dot{v}_{\max}$  为冲击造成的滚轮相对机架的冲击速度。则初始条件为

$$\begin{aligned} \delta_1(0) &= \delta_1(0) = \delta_1(0) = 0, \\ \delta_2 &= \dot{v}_{\max}. \end{aligned}$$

2 动力学方程的求解

利用拉普拉斯变换的微分性质,有

$$\begin{aligned} L(\delta_1(t)) &= S^2 \Delta_1(S) - S \delta_1(0) - \dot{\delta}_1(0) \\ &= S^2 \Delta_1(S); \end{aligned}$$

$$L(\delta_1(t)) = \Delta_1(S);$$

$$L(\delta_2(t)) = \Delta_2(S);$$

$$\begin{aligned} L(\delta_2(t)) &= S^2 \Delta_2(S) - S \delta_2(0) - \dot{\delta}_2(0) \\ &= S^2 \Delta_2(S) - V_{\max}; \end{aligned}$$

代入式(2),并对方程两边进行拉普拉斯变换得

$$\begin{cases} (s^2 + \omega_1^2) \Delta_1(s) = \mu \omega_2^2 \Delta_2(s); \\ (s^2 + \omega_2^2) \Delta_2(s) = v_{\max} - s^2 \Delta_1(s), \end{cases}$$

由上式可得

$$\Delta_1(s) = \frac{v_{\max} \mu \omega_2^2}{S^4 + [\omega_1^2 + (1 + \mu) \omega_2^2] S^2 + \omega_1^2 \omega_2^2}, \quad (3)$$

设  $A = \omega_1^2 + (1 + \mu) \omega_2^2; B = \omega_1^2 \omega_2^2$ , 则

$$\Delta_1(S) = v_{\max} \mu \omega_2^2 \left\{ \left[ \frac{S^2 + (A + \sqrt{A^2 - 4B})/2}{S^2 + (A - \sqrt{A^2 - 4B})/2} \right] \cdot \right.$$
$$\left. \left[ \frac{S^2 + (A - \sqrt{A^2 - 4B})/2}{S^2 + (A + \sqrt{A^2 - 4B})/2} \right] \right\}, \quad (4)$$

设  $C = \frac{A + \sqrt{A^2 - 4B}}{2}; D = \frac{A - \sqrt{A^2 - 4B}}{2}$ ,

代入上式得

$$\Delta_1(S) = \frac{v_{\max} \mu \omega_2^2}{(S^2 + C^2)(S^2 + D^2)}. \quad (5)$$

对式(5)两边进行拉普拉斯逆变换,可得

$$\begin{aligned} \delta_1(t) &= L^{-1}(\Delta_1(S)) = v_{\max} \mu \omega_2^2 \cdot \frac{C \sin D - D \sin C}{CD(C^2 - D^2)} \\ &= \frac{v_{\max} \mu \omega_2^2}{\sqrt{A^2 - 4B}} \left[ \frac{1}{D} \sin D - \frac{1}{C} \sin C \right]; \end{aligned} \quad (6)$$

所以,

$$\delta_1(t) = \frac{v_{\max} \mu \omega_2^2}{\sqrt{A^2 - 4B}} [C \sin C - D \sin D]. \quad (7)$$

当函数  $y_1 = C \sin C$  到达峰值(或谷值)而函数  $y_2 = D \sin D$  到达谷值(或峰值)时,动力加速度可达到最大值  $\delta_{\max}(t)$ , 此时的附加动载荷为最大  $F_{d\max}$ .

$$F_{d\max} = m_1 \delta_1(t) = \frac{m v_{\max} \omega_2^2}{C^2 - D^2} (C + D) = \frac{m v_{\max} \omega_2^2}{C - D}. \quad (8)$$

把  $D$  和  $C$  的值代入并化简得

$$\begin{aligned} F_{d\max} &= m v_{\max} \sqrt{2f \omega_2} / \\ &\{ \sqrt{[(1 + \mu)f^2 + 1] + \sqrt{[(1 + \mu)f^2 + 1]^2 - 4f^2}} - \\ &\sqrt{[(1 + \mu)f^2 + 1] - \sqrt{[(1 + \mu)f^2 + 1]^2 - 4f^2}} \}, \end{aligned}$$

$$\frac{F_{d\max}}{m^2 v_{\max}} = \sqrt{2f \omega_2} /$$

$$\{ \sqrt{[(1 + \mu)f^2 + 1] + \sqrt{[(1 + \mu)f^2 + 1]^2 - 4f^2}} - \sqrt{[(1 + \mu)f^2 + 1] - \sqrt{[(1 + \mu)f^2 + 1]^2 - 4f^2}} \}, \quad (9)$$

式中  $f = \omega_2 / \omega_1$  为两级固有频率比.

3 结果分析

通过分析式(9)可知:

(1) 增大  $m_2$  可以减小水平瞬时冲击对牵引主机的附加载荷的影响,但冲击轮的质量因要保证一定的冲击能量,调整  $m_2$  受到较大的限制.此方案不可取.

(2) 减小  $k_2$  也可以达到减小水平瞬时冲击对牵引主机的附加载荷的影响,减小工作轮与车架之间的减振机构的刚度系数,可以达到降低工作轮与车架间的轮胎——橡胶弹簧双级减振机构的固有频率,对抑制作用于牵引主机的附加载荷非常重要.

(3) 对于另外两个参数  $f$  和  $\mu$ ,由于方程式较复杂,不容易看出直接关系,故在此求解出最大动载荷随两个参数变化的曲线如图2所示<sup>[3]</sup>,从图上可直接观察动载荷随各参数变化的规律.

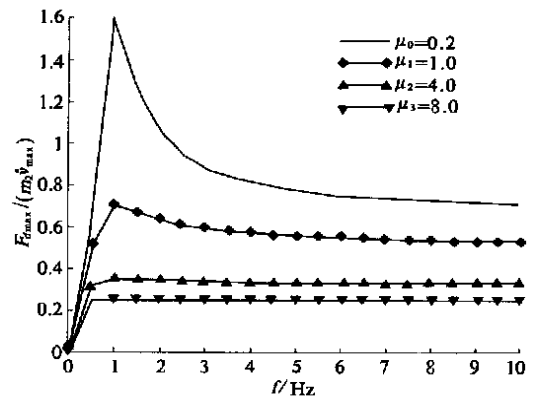


图2  $[F_{d\max} / (m v_{\max} \omega_2)]$  在不同  $\mu$  下随  $f$  变化曲线

Fig. 2  $[F_{d\max} / (m v_{\max} \omega_2)]$  's Changing curves with variable  $f$  under various  $\mu$

从图2中可以得到如下结论:①增大  $\mu$  值,即在冲击轮质量一定的前提下减小机架的质量,会使得水平冲击  $p(t)$  对牵引主车的附加载荷明显减小.②当  $\mu$  较小,取  $f$  大于1且不断增加时,会使得附加载荷明显减小.在工作轮和机架的质量保持不变的情况下,增大工作轮与机架间的减振结构的刚度  $k_2$ ,或者减小机架与主车之间的减振机构的刚度,均可达到目的.但  $k_2$  的取值不能无限大,如果轴及机架与冲击轮为刚性联结,则此系统为一单自由度振动系统,显然  $f = 1$ ,此时轴

上的动载荷达到最大值. 当  $\mu$  取较大值时, 如  $\mu=8$  时, 只要取大于 1 的值, 水平冲击  $p(t)$  对牵引主车的附加载荷保持不变.

参考文献:

[ 1 ] 林慕义, 史清录, 张 洪. 滚动冲击式压路机减振特

性研究[J]. 机械工程学报, 2000, 36( 7) : 90—95.  
[ 2 ] 程卫国, 冯 峰, 王雪梅, 等. MATLAB 5.3 精要编程及高级应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000. 198—210.  
[ 3 ] 倪振华. 振动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1994. 161—197.

Study on the Damping Characteristics in Horizontal Direction of Rolling Impact Compactors

WANG Dong<sup>1</sup>, YANG Jin -cai<sup>1</sup>, ZHANG Shuang<sup>2</sup>

( 1.College of Mechanical Engineering , Zhengzhou University , Zhengzhou 450002, China ; 2.Zhengzhou Flyhorse Holdings Corporation , Zhengzhou 450053, China)

**Abstract :** Based on the problem that rolling Impact Compactors vibrates too much in the horizontal direction so that the spindle breaks this paper established the systematic dynamic model in the horizontal direct ion of Rolling Impact Compactors and obtains the analytic solution to the model using Laplace 's transformation . Through analyzing the analytic solution , namely a functional relation of additional dynamic load response to several main dynamic parameters is achieved .

**Key words :** impact ; compacter ; damping characteristics