

斜向激振模式下振动轮的滞回响应特性分析*

郑书河^{1,2}, 林述温²

(1. 福建农林大学机电工程学院 福州, 350002) (2. 福州大学机械工程及自动化学院 福州, 350108)

摘要 考虑物料在斜向激振模式下压实进程中的弹塑性变形, 提出一种仅依据土壤特性参数的水平对称及垂直不对称滞回动力学模型。在一次近似的前提下, 利用渐进法(krylov-ogoliubov mitropolsky, 简称 KBM)将非线性作用力线性化为等效刚度和等效阻尼, 并推导出系统的频响方程及响应解。数值仿真结果表明, 由于非线性滞回力作用, 压实进程中系统出现“软化”趋势, 振动轮波形发生畸变, 稳态下水平方向上呈现只含基波和奇次倍谐波的响应谱, 垂直方向上呈现含除基波外明显的各奇、偶次倍谐波的谱特征。土壤现场压实试验分析结果与仿真结果基本吻合, 滞回响应特性的研究为压实工况的实时监测和提高压实性能提供了理论依据。

关键词 滞回模型; KBM 渐进法; 响应解; 斜向激振模式; 滞回响应特性

中图分类号 U415.512; O322; TH113

引言

模式可调智能振动压路机是综合振动压实和振荡压实优点的新型压实机械, 可根据压实状况调整激振模式, 使振动轮处于水平振动、斜向振动和垂直振动的 3 种激振模式, 用于各种路基和路面土方的压实作业^[1]。Too 等^[2]提出了质量-刚度-阻尼线性模型, 研究振动轮与机架的相互耦合动力学特性。其他学者在此基础上, 根据压实进程中振动轮与物料之间受力状况, 按工况分阶段研究压实系统的动态响应特性^[3-4]。考虑物料影响, 仅用线性模型来描述振动系统不能客观地表征被压实介质的非线性特性, 诸如拌合土、碎石及沥青混泥土等被压实材料都是非线性材料, 在压实过程中均会产生较大的塑性变形, 在周期性载荷下, 物料对振动轮的恢复力与其位移之间形成滞回环^[5-6]。目前, 考虑物料弹塑性变形而建立的压实系统非线性滞回动力学模型大多集中在单一的垂直激振和水平振荡模式上^[7-8], 而对于智能振动压路机在斜向振动模式下既有水平激振分量又有垂直激振分量的非线性滞回特性研究鲜有报道。

滞回力可以采用分段直线、曲线拟合或微分形式建模^[9-10], 由于微分模型将滞回恢复力与相对变形位移的关系表示为微分形式, 不便于系统非线性解析及工程运算, 而曲线建模存在模型过于复杂以

及参数冗余等缺点^[11]。笔者根据物料在压实进程中弹塑性变形及其差异, 建立仅依据土壤特性参数的水平对称及垂直不对称滞回模型, 研究多模式激振下振动轮在水平和垂直方向上滞回响应特性, 旨在为智能振动压路机在压实进程中激振模式的合理选择提供理论依据, 并用现场试验的方法验证模型的合理性。

1 非线性滞回模型

振动轮在没有发生打滑、跳振情况下始终与物料保持接触, 物料受到周期作用力, 忽略参数的慢变, 物料的滞回恢复力如图 1 所示。在第 1 周期内, 振动轮正向运动, 物料进入弹性变形。设初始刚度为 k_1 , 达到屈服极限开始塑性变形阶段 $A-B$, 由于塑性变形量很小, 分析时可忽略。继续加载至正向运动极限点 B 后, 振动轮开始反向运动进入反向卸加载阶段, 在水平反向上形成卸加载阶段 $B-C$ 。反向达到屈服极限点 C 后, 继续加载阶段 $C-D$, 当到达反向运动极限点 D 后, 又进入新的加载阶段 $D-E$ 。在垂直反向中, 当滞回力回到平衡点 C' (滞回力为 0) 形成卸载阶段 $B-C'$ 。由于振动轮不能对物料向上施加拉力, 物料不会产生与向下相同的弹塑性变形, 出现不对称的滞回曲线 $C'-D'$ 。达到反向运动极限点后, 又进入加载阶段 $D'-E$ 。由于计算每一

* 国家自然科学基金资助项目(51175086); 福建省自然科学基金资助项目(2013J01171)
收稿日期: 2013-12-02; 修回日期: 2014-03-16

个周期内恢复力都以上一个周期反向卸载终止点为下一个周期的起点,且正反向加卸载时物料产生相应的弹性变形,故恢复力与位移形成封闭滞回环,因而在水平方向上形成对称的滞回环 A-B-C-D-E,在垂直方向上形成不对称的滞回环 A-B-C'-D'-E。

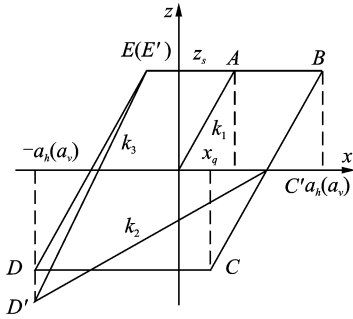


图 1 滞回力模型

Fig. 1 Hysteresis dynamic model

根据图 1,滞回力表示为

$$\mathbf{Z} = \begin{bmatrix} z_h \\ z_v \end{bmatrix}$$

其中: \mathbf{Z} 为斜向激振模式下滞回力矩阵; z_h 为水平滞回力; z_v 为垂直滞回力。

水平、垂直滞回力依次表示为

$$z_h = \begin{cases} k_1(x - a_h) + z_s \\ -z_s \\ k_1(x + a_h) - z_s \\ z_s \end{cases} \quad (1)$$

$$z_v = \begin{cases} k_1(x - a_v) + z_s \\ k_2(x - a_v + x_s) \\ k_3(x + a_v) + k_2(-2a_v + x_s) \\ z_s \end{cases} \quad (2)$$

其中: a_h, a_v 分别为振动轮的水平、垂直振幅; x_h, x_v 分别为振动轮水平、垂直位移; k_1, x_s 依次为物料的屈服刚度系数和屈服极限; z_s 为物料屈服时产生的滞回力; k_2 为垂直方向上反向加载刚度; k_3 为垂直方向上正向重新加载刚度。

假设土壤水平和垂直方向特性相同,则 $z_s = k_1 x_s$, $x_c = a - 2x_s$, $x_{c'} = a - x_s$, $x_B = a$, $x_D = -a$, $x_E = 2x_s - a$, $x_{E'} = [(k_1 - k_2)x_s + (2k_2 - k_3)a]/k_3$ 。

2 动力学模型

智能振动压路机的激振机构,是通过控制两轴心所在平面位置来调整振动模式,如图 2 所示。两个振动轴作相反的方向转动,转速完全相同,通过控

制两轴心所在平面位置来调整振动模式,可以使压路机振动轮产生垂直振动、斜向振动和水平振动 3 种不同的振动模式。

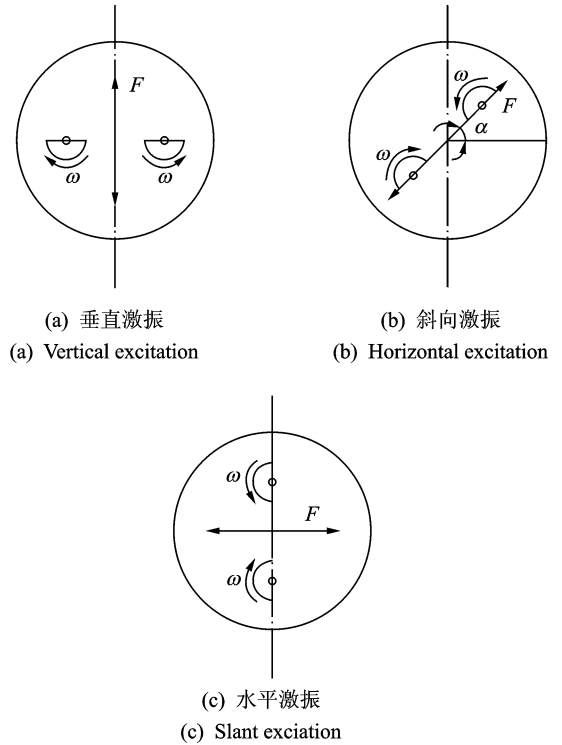


图 2 智能振动压路机的工作原理

Fig. 2 Vibration principle of intelligent vibratory roller

根据其工作特性,建立如图 3 所示的动力学模型,模型参数简化如下。

1) 假定压实过程中,压实地面始终只有很少一部分参与振动,振动轮与地面接触耦合,其质量可忽略不计,且暂不考虑振动轮与地面脱离耦合的水平打滑、垂直跳振等工况。假设被压实的地面为具有一定刚度和阻尼的弹性体,其对振动轮在垂直方向和水平方向上的作用特性相同,振动轮与地面相互作用简化为刚度系数为 k_s 的弹簧以及阻尼系数为 c_s 的阻尼器模型。

2) 由于振动压路机前后振动轮激振模式按对称布置,前后振动轮对机架的水平方向耦合相互抵消,故忽略机架对振动轮水平方向的耦合,且实测过程发现振动轮在斜向激振过程中旋转位移以及机架在垂直方向上位移很小,暂不考虑振动轮旋转位移对水平位移的耦合以及机架垂直位移对振动轮垂直位移的作用。假设振动轮挂在机架上的减震器的水平、垂直方向减震性能相同,设刚度及阻尼系数依次为 k_d, c_d 。

$$m\ddot{\mathbf{X}} = -k_d\mathbf{X} - c_d\dot{\mathbf{X}} - \mathbf{Q}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}}, t) + \mathbf{E}(t) \quad (3)$$

其中: $\mathbf{X} = \begin{bmatrix} x_h \\ x_v \end{bmatrix}$; $\dot{\mathbf{X}} = \begin{bmatrix} \dot{x}_h \\ \dot{x}_v \end{bmatrix}$; $\ddot{\mathbf{X}} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_h \\ \ddot{x}_v \end{bmatrix}$; $\mathbf{E}(t) = E_0 \sin(\omega t + \phi_0)$; $\mathbf{E}_0 = \begin{bmatrix} F_0 \cos\alpha \\ F_0 \sin\alpha \end{bmatrix}$; m 为振动轮质量;

$\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}}, \ddot{\mathbf{X}}$ 分别为振动轮位移、速度、加速度矩阵;下标字母 h, v 表示水平及垂直方向上参数; $\mathbf{E}(t)$ 为激振力矩阵; \mathbf{E}_0 为激振力幅值矩阵; F_0 为总激振力幅值; α 为激振角; ω 为激振频率; ϕ_0 为激振力初始相位角; $\mathbf{Q}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}}, t)$ 为物料的作用力矩阵, 包含瞬时力项 $\mathbf{Q}_{in}(\dot{\mathbf{X}}, \mathbf{X})$ 和滞回力项 $\mathbf{Q}_{hy}(\mathbf{X})$ 。

$$\begin{cases} \mathbf{Q}(\dot{\mathbf{X}}, \mathbf{X}) = \mathbf{Q}_{in}(\dot{\mathbf{X}}, \mathbf{X}) + \mathbf{Q}_{hy}(\mathbf{X}) \\ \mathbf{Q}_{in}(\dot{\mathbf{X}}, \mathbf{X}) = c_s \dot{\mathbf{X}} + \mu k_s \mathbf{X} \\ \mathbf{Q}_{hy}(\mathbf{X}) = (1 - \mu) k_s \mathbf{Z} \end{cases} \quad (4)$$

其中: μ 为屈服前后物料刚度之比。

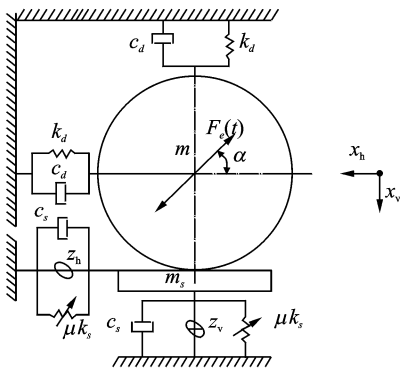


图3 振动压实系统动力学模型

Fig. 3 Dynamic model of vibratory compaction system

将式(1),(2),(4)代入式(3)可得

$$m \ddot{\mathbf{X}} + (k_d + \mu k_s) \mathbf{X} + (c_s + c_d) \dot{\mathbf{X}} + (1 - \mu) k_s \mathbf{Z} = \mathbf{E}(t) \quad (5)$$

在1阶共振情况下, 阻尼系数、外激励、滞回恢复力可视为小参数项, 设 $k_d + \mu k_s = k$, $c_s + c_d = c$, $(1 - \mu) k_s = \rho$, $p(x) = \rho \mathbf{Z}$, 式(5)简化为

$$m \ddot{\mathbf{X}} + k \mathbf{X} = \varepsilon (\mathbf{E}(t) - c \dot{\mathbf{X}} - \rho(\mathbf{X})) \quad (6)$$

设1阶近似解的形式为

$$\mathbf{X} = \mathbf{\Gamma} \cos(\omega t + \varphi) + \varepsilon U_1 + \dots \quad (7)$$

其中: $\mathbf{\Gamma}$ 为振动轮振幅矩阵; a 为振动轮振幅, 水平振幅 $a_h = a \cos\alpha$, 垂直振幅 $a_v = a \sin\alpha$; φ 为相位差角。

图1中近似地假设水平滞回力模型 B-C, C-D, D-E, E-B 四线段对应的相角的范围为 $0 \sim \phi_C$, $\phi_C \sim \pi$, $\pi \sim \phi_E$, $\phi_E \sim 2\pi$ 。其中: $\phi_C = \arccos \frac{a_h - 2x_s}{a_h}$; $\phi_E =$

$\pi + \arccos \frac{a_h - 2x_s}{a_h}$ 。垂直滞回力模型 A-B, B-C', C'-D', D'-E' 四线段对应的相角的范围为 $0 \sim \phi_C$, $\phi_C \sim \pi$, $\pi \sim \phi_E$, $\phi_E \sim 2\pi$ 。其中: $\phi_C = \arccos \frac{a_v - x_s}{a_v}$; $\phi_E = 2\pi - \arccos \frac{x_E}{a_v}$ 。

按 KBM 渐进法可得

$$\begin{cases} \frac{da}{dt} = -\delta_e(a)a - \frac{E_0}{m(\omega_0 + \omega)} \cos\varphi \\ \frac{d\varphi}{dt} = \omega_e(a) - \omega + \frac{E_0}{m(\omega_0 + \omega)a} \sin\varphi \end{cases} \quad (8)$$

其中: 固有频率 $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$; 等效固有频率 $\omega_e(a) = \sqrt{\frac{k_e(a) + k}{m}}$; 等效阻尼比 $\delta_e(a) = \frac{c + c_e(a)}{2m}$ 。

滞回力项的等效阻尼、等效刚度为

$$\begin{cases} c_e(a) = -\frac{1}{\pi a \omega} \int_0^{2\pi} p(a \cos\phi, -a\omega \sin\phi) \sin\phi d\phi \\ (\phi = \omega t + \varphi) \\ k_e(a) = \frac{1}{\pi a} \int_0^{2\pi} p(a \cos\phi, -a\omega \sin\phi) \cos\phi d\phi \\ (\phi = \omega t + \varphi) \end{cases} \quad (9)$$

积分式(9), 可得水平方向上滞回力等效刚度、等效阻尼为

$$\begin{cases} k_e(a_h) = \frac{\rho}{\pi a_h} [a_h k_1 (\phi_C + \frac{1}{2} \sin 2\phi_C) - 2(a_h k_1 - 2z_s) \sin\phi_C] \\ c_e(a_h) = \frac{\rho}{\pi a_h \omega} [a_h k_1 (1 + \cos^2 \phi_C) - 2(a_h k_1 - z_s) \cos\phi_C] \end{cases} \quad (10)$$

垂直方向上等效刚度、等效阻尼为

$$\begin{cases} k_e(a_v) = \frac{\rho}{\pi a_v} \{ \frac{\pi}{2} a_v (k_2 - k_3) + [k_3 a_v + k_2 (x_s - 2a_v) - z_s] \sin\phi_E + [z_s - a_v k_1 - k_2 (x_s - a_v)] \sin\phi_C + \frac{a_v}{4} k_3 (\phi_E + \sin 2\phi_E) + \frac{a_v}{4} (k_1 - k_2) (2\phi_C + \sin 2\phi_C) \} \\ c_e(a_v) = \frac{\rho}{\pi a_v \omega} \{ a_v (k_3 + k_1 - k_2) + [k_3 a_v + k_2 (x_s - 2a_v) - z_s] \cos\phi_E - \frac{a_v}{2} k_3 \sin^2 \phi_E + [z_s - a_v k_1 - k_2 (x_s - a_v)] \cos\phi_C - \frac{a_v}{2} (k_1 - k_2) \sin^2 \phi_C \} \end{cases} \quad (11)$$

稳态运动时,系统的频响方程为

$$\begin{cases} m^2 a^2 [(\omega_e(a)^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_e(a)^2 \omega^2] = E_0^2 \\ \varphi = \arctan \frac{k_e(a)^2 - \omega^2}{2c_e(a)\omega} = \arctan \frac{\omega_e(a)^2 - \omega^2}{2\delta_e(a)\omega} \end{cases} \quad (12)$$

进一步推导得 1 阶近似解 $\mathbf{X} = \mathbf{\Gamma} \cos \phi + \boldsymbol{\epsilon} \mathbf{U}_1$ 。

$$\begin{aligned} \mathbf{U}_1 = & a_{h10} + a_{h12} \cos 2\phi + b_{h12} \sin 2\phi + a_{h13} \cos 3\phi + b_{h13} \sin 3\phi + \dots \\ & a_{v10} + a_{v12} \cos 2\phi + b_{v12} \sin 2\phi + a_{v13} \cos 3\phi + b_{v13} \sin 3\phi + \dots \end{aligned} \quad (13)$$

$a_{h10}, a_{v10}, a_{h12}, a_{v12}$ 等参数的具体表达式如下

$$a_{h10} = \frac{\rho}{\pi\omega_n^2 m} [(ak_1 - 2z_s)(\pi - \phi_E + \phi_C) - a_h k_1 (\sin\phi_E + \sin\phi_C)]$$

$$a_{v10} = \frac{\rho}{\pi\omega_n^2 m} \{ \pi(k_3 - 2z_s - k_2 a_v) - \phi_C [z_s - a_v k_1 - k_2(x_s - a_v)] - \phi_E [k_3 a_v + k_2(x_s - 2a_v) - z_s] - k_3 a_v \sin\phi_E - a_v(k_1 - k_2) \sin\phi_C \}$$

$$a_{h12} = \frac{\rho}{3\pi\omega_n^2 m} [\frac{1}{2}(a_h k_1 - 2z_s)(\sin 2\phi_E - \sin 2\phi_C) + \frac{1}{2} a_h k_1 (\frac{1}{3} \sin 3\phi_E + \sin\phi_E + \frac{1}{3} \sin 3\phi_C + \sin\phi_C)]$$

$$a_{v12} = \frac{\rho}{3\pi\omega_n^2 m} \{ \frac{1}{2} [k_3 a_v + k_2(x_s - 2a_v) - z_s] \sin 2\phi_E + \frac{1}{2} [z_s - a_v k_1 - k_2(x_s - a_v)] \sin 2\phi_C +$$

$$\frac{a_v}{2} k_3 (\frac{1}{3} \sin 3\phi_E + \sin\phi_E) + \frac{a_v}{2} (k_1 - k_2) \times (\frac{1}{3} \sin 3\phi_C + \sin\phi_C) \}$$

$$b_{h12} = \frac{\rho}{3\pi\omega_n^2 m} [\frac{1}{2}(a_h k_1 - 2z_s)(1 - \cos 2\phi_E + \cos 2\phi_C - 1) - \frac{1}{2} a_h k_1 (\frac{1}{3} \cos 3\phi_E + \cos\phi_E + \frac{1}{3} \cos 3\phi_C + \cos\phi_C)]$$

$$b_{v12} = \frac{\rho}{3\pi\omega_n^2 m} \{ -\frac{2}{3}(k_3 - k_1 - k_2)a_v - \frac{1}{2} [k_3 a_v + k_2(x_s - 2a_v) - z_s] (\cos 2\phi_E - 1) - \frac{1}{2} a_v k_3 (\frac{1}{3} \cos 3\phi_E + \cos\phi_E) - \frac{1}{2} [z_s - a_v k_1 - k_2(x_s - a_v)] (\cos 2\phi_C - 1) - \frac{1}{2} a_v (k_1 - k_2) (\frac{1}{3} \cos 3\phi_C + \cos\phi_C) \}$$

$$a_{h13} = \frac{\rho}{8\pi\omega_n^2 m} [\frac{1}{3}(a_h k_1 - 2z_s)(\sin 3\phi_E - \sin 3\phi_C) + \frac{1}{4} a_h k_1 (\frac{1}{2} \sin 4\phi_E + \frac{1}{2} \sin 4\phi_C + \sin 2\phi_E + \sin 2\phi_C)]$$

$$a_{v13} = \frac{\rho}{8\pi\omega_n^2 m} \{ \frac{1}{3} [k_3 a_v + k_2(x_s - 2a_v) - z_s] \sin 3\phi_E + \frac{1}{4} a_v k_3 (\frac{1}{2} \sin 4\phi_E + \sin 2\phi_E) + \frac{1}{3} [z_s - a_v k_1 - k_2(x_s - a_v)] \sin 3\phi_C + \frac{1}{4} a_v (k_1 - k_2) \times (\frac{1}{2} \sin 4\phi_C + \sin 2\phi_C) \}$$

$$b_{h13} = \frac{\rho}{8\pi\omega_n^2 m} [-\frac{2}{3} a_h k_1 - \frac{1}{3}(a_h k_1 - 2z_s)(\cos 3\phi_E - \cos 3\phi_C) - \frac{1}{4} a_h k_1 (\frac{1}{2} \cos 4\phi_E + \frac{1}{2} \cos 4\phi_C + \cos 2\phi_E + \cos 2\phi_C - 3)]$$

$$b_{v13} = \frac{\rho}{8\pi\omega_n^2 m} \{ -\frac{1}{3} a_v (k_3 + k_1 - k_2) - \frac{1}{3} [k_3 a_v + k_2(x_s - a_v) - z_s] \cos 3\phi_E - \frac{1}{3} [z_s - a_v k_1 - k_2(x_s - a_v)] \cos 3\phi_C - \frac{1}{4} a_v k_3 (\frac{1}{2} \cos 4\phi_E + \cos 2\phi_E - \frac{3}{2}) - \frac{1}{4} a_v (k_1 - k_2) (\frac{1}{2} \cos 4\phi_C + \cos 2\phi_C - \frac{3}{2}) \}$$

3 实例分析

以厦工(三明)重工有限公司生产的 XG6133D 型智能振动压路机为例,已知 $m = 3\ 000\ \text{kg}$, $\alpha = \pi/4$, $\omega = 140\ \text{rad/s}$, $F_0 = 168\ \text{kN}$,参考现有压路机试验结果和本机构件的特点,具体选取参数如下: $K_d = 2.0\ \text{MN/m}$, $c_d = 0.97\ (\text{kN} \cdot \text{s})/\text{m}$, $k_s = 3.2 \sim 14\ \text{MN/m}$, $c_s = 11 \sim 70\ (\text{MN} \cdot \text{s})/\text{m}$, $\mu = 0.6$, $k_1 = 1.0$, $k_2 = 0.5$, $k_3 = 1.4$ 。

由式(9)分析可知,压实进程中由于物料的滞回恢复力的作用,振动轮振幅和频率都是一个动态响应过程,显然区别于线性振动系统,系统将产生丰富的谐波响应值。由式(11)可知,滞回力等效刚度 $k_e(a)$ 是振幅 a 的函数,等效阻尼 $c_e(a)$ 是振幅 a 和激振频率 ω 的函数,且二者都取决于滞回模型参数 k_1, k_2, k_3, μ 、土壤初始刚度 k_s 、初始阻尼 c_s 及压实过程中物料屈服极限值 x_s 的大小。在压实初始阶段,取物料瞬时刚度及阻尼系数 $k_s = 3.4\ \text{MN/m}$, $c_s = 120\ (\text{kN} \cdot \text{m})/\text{s}$ 。仿真滞回力等效刚度与振幅曲线如图 4 所示,可以看出,由于滞回恢复力是弱非线性特性,随着振幅的增大,系统的等效刚度缓慢降低,固有频率减小,系统出现软化趋势,且水平方向

上更加明显。这是由于垂直方向上振动轮无法对物料施加拉力,只能单向施压使之产生弹塑性变形,而水平方向上物料均能左右向受载产生相应的弹塑性变形,因此压实系统在水平方向上所呈现的非线性滞回软化趋势强于垂直方向上。

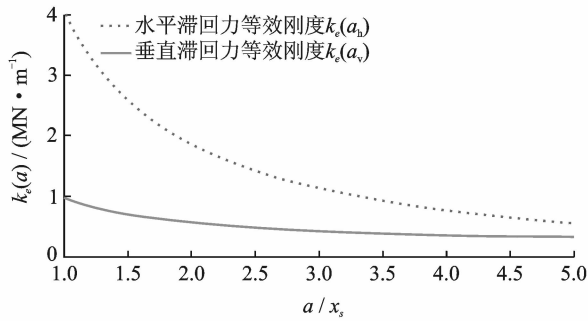


图4 等效刚度与振幅关系曲线

Fig. 4 Relation between equivalent stiffness and amplitude

由于系统的非线性滞回软化趋势,在压实进程中当选择高激励幅度激振时,系统的固有频率将降低,应适当降低激振频率。随着压实的进程,土壤的初始刚度 k_s 逐渐增大,初始阻尼 c_s 逐渐减小,等效刚度、固有频率大幅上升;因此,压实进程中应不断增大激振频率,只不过在每一个压实遍数上,由于迟滞非线性的作用,当选用高激振幅值时,应适当降低激振频率,才能使压路机处于更好的工作频率上。

模型中屈服极限值 x_s 由材料本身性能决定,其大小对滞回力项的 k_e 和 c_e 存在影响,如图5、图6所示。可以看出,随着材料的屈服极限 x_s 的增大,滞回力的等效刚度值增大,这与实际经验相符。水平方向滞回力等效刚度增大趋势比水平滞回力等效刚度大,使得在压实进程中,振动轮在水平方向上更容易出现脱离随振土而产生“打滑”工况,影响压实质量。

滞回力的等效阻尼值呈现出初始急剧增大然后逐渐趋于缓和的变化趋势,阻尼的大小引起滞回面积的变化,反映了物料在压实进程中吸收的振动能量大小。在压实初始阶段,物料不断吸收压实能量,逐渐密实达到饱和值,水平方向上由于物料正反向弹塑性变形,吸收振动能量大,故等效阻尼的水平方向上比垂直方向上增大明显。当压实进入后期,物料刚度逐渐增大,阻尼趋于稳定,物料吸收振动能量进一步密实的潜能大幅下降,振动轮在物料的水平垂直表面将逐渐产生“打滑”和“跳振”等特殊工况,

损失大量的振动能,这与实际压实进程是相符的。

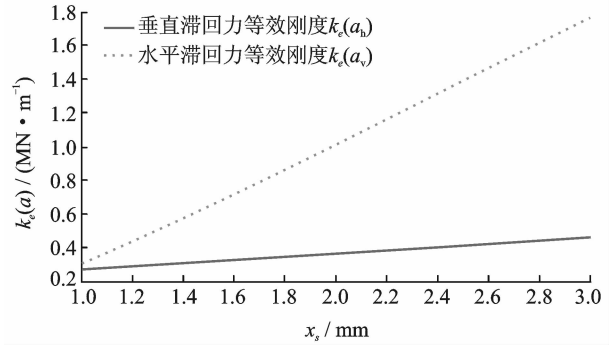


图5 等效刚度与屈服极限关系曲线

Fig. 5 Relation between equivalent stiffness and yield limit

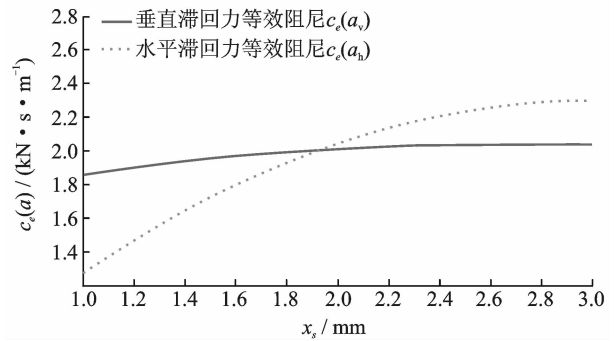


图6 等效阻尼与屈服极限关系曲线

Fig. 6 Relation between equivalent damping and yield limit

物料在周期载荷的作用下水平方向上产生正反方向相同的弹塑性变形,即 $x_C = -x_E = a - 2x_s$,由式(11)结合参数 a 的表达式计算可得: $a_{10} = 0$, $a_{12} = 0, b_{12} = 0$ 。其1阶近似响应值为

$$x_h = a_h \cos \phi + \epsilon (a_{h13} \cos 3\phi + b_{h13} \sin 3\phi + \dots) + 0(\epsilon^2)$$

在垂直方向上产生正反方向不同的弹塑性变形,即 $x_C \neq -x_E$,由式(11)结合参数 a 的表达式分析可得其1阶近似响应值为

$$x_v = a_v \cos \phi + \epsilon (a_{v10} + a_{v12} \cos 2\phi + b_{v12} \sin 2\phi + a_{v13} \cos 3\phi + b_{v13} \sin 3\phi + \dots) + 0(\epsilon^2)$$

因此,当压实速度保持不变时,忽略物料压实进程中参数的慢变,垂直激振下压实系统由于不对称滞回非线性恢复力的作用,在共振稳态下,振动轮将产生含有各倍频谐波的响应谱。水平激振下压实系统由于对称滞回非线性恢复力的作用,在共振稳态下,振动轮将产生仅含高奇次倍谐波的响应谱,如图7所示。从图中可看出,水平方向上只有基波和奇次倍谐波,垂直方向上则有明显的各次谐波和常

项值,其高次谐波的幅值相对基波小的多,且奇次谐波比偶次谐波明显。

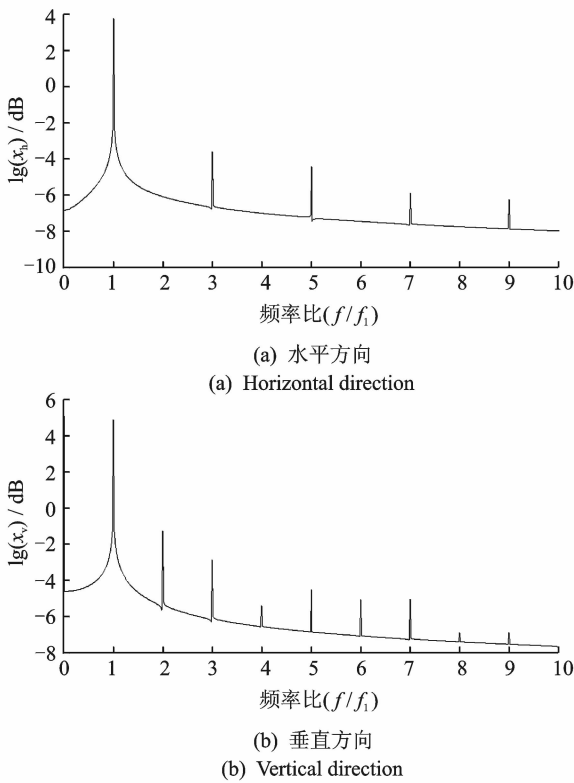


图 7 振动轮位移响应谱

Fig. 7 Displacement response spectrum of vibratory drum

从压实质量的角度结合图 6 分析:垂直方向上振动轮位移响应具有常数项以及各阶丰富的谐波量,响应的频谱宽,更适应压实进程中物料参数的慢变过程,使得物料能在宽的频率范围内产生次谐波共振,常数项的振动量还具有静压的作用,有利于提高压实质量;而水平方向上谐波只具有基波和奇次倍谐波,频谱比较集中,可增强水平揉搓作用。因此,在压实的初始阶段,为了更快提高物料的密实度,激振模式上应加大垂直激振量。到了压实的中后期,为了防止因物料刚度逐渐增大,振动轮容易在物料表面产生“跳振”工况,冲击破坏物料质量,应逐渐增大水平激振量,同时减小激振的增幅,增大激振频率,以免在水平方向产生“打滑”工况,从而保证压实质量和提高压实效率。

4 试 验

为了验证上述理论的可行性,采用 XG6133D 型智能振动压路机,在厦工(三明)重工有限公司专

用试验场进行土壤稳定层第 2 层压实试验。由安装在轮轴上的三向压电式加速度传感器监测振动轮的水平及垂直方向动态响应值,数据由江苏联能公司生产的 YE6262A 动态数据采集仪采集,并通过驾驶室的便携式电脑予以处理,瞬时位移响应由瞬时加速度利用关系 $x_d(t) = -a(t)/\omega^2$ 获得。图 7 所示为激振角为 $\pi/4$ 、激振频率为 45 Hz、激振力幅为 168 kN、压实行走速度为 4 km/h 以及压实第 3 遍下振动轮的水平、垂直位移响应谱。从图 8 可看出,振动轮只存在明显的各倍频谐波谱,由于该振动压路机的激振频率采用土壤共振频率的 1.4~2 倍,因此压实进程中发生次谐波共振,水平方向上呈现以基波为主仅含高奇次倍频的谐波谱,而垂直方向上呈现基波为主含各高次倍频谐波的响应谱,试验与仿真结果基本吻合。

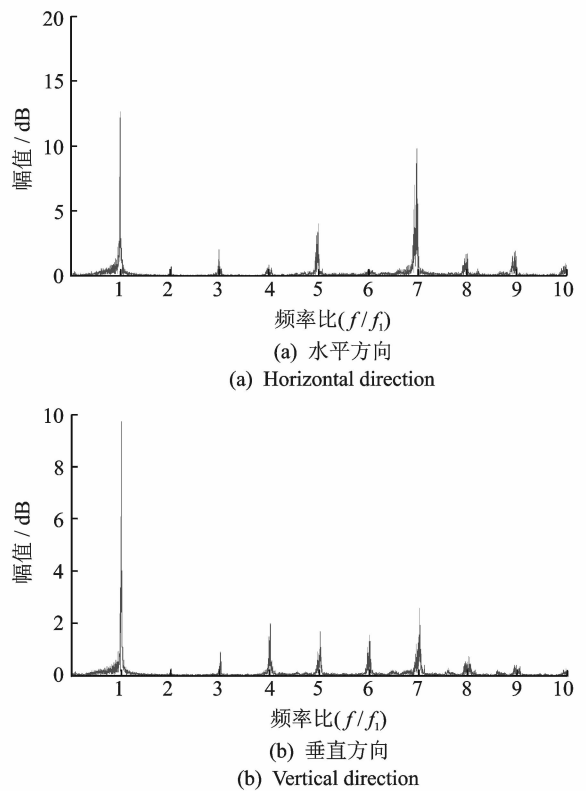


图 8 压实试验中振动轮位移响应谱

Fig. 8 Displacement response spectrum of vibratory drum on site test

5 结 论

1) 由于滞回恢复力是弱非线性特性,随着振幅的增大,滞回力项的等效刚度缓慢减低,系统软化,且水平方向上软化趋势更加明显。因此,激振频率

的选择既要考虑土壤的逐渐密实的状况又要考虑非线性滞回软化趋势。

2) 滞回力项的等效刚度随着材料的屈服极限值增大而增大,而等效阻尼则呈现初始急剧增大然后逐渐趋于缓和的变化趋势,且水平方向上其等效阻尼增大更加明显。该变化趋势反映了物料在压实进程中可吸收振动能的大小。

3) 由于不对称滞回非线性恢复力的作用,振动轮发生次谐波共振,稳态下水平方向上只含基波和奇次倍频的谐波谱,垂直方向上呈现呈现含除基波外明显的各奇偶次倍谐波的响应谱,这与土壤路面现场压实试验的结果基本吻合。

参 考 文 献

- [1] Shen Peihui, Lin Shuwen. Mathematic modeling and characteristic analysis for dynamic system with asymmetrical hysteresis in vibratory compaction[J]. *Mechanica*, 2008, 43: 505-515.
- [2] Too T S, Selig E T. Dynamics of vibratory-roller compaction[J]. *Journal of the Geotechnical Engineering Division*, 1979, 105(10): 1211-1231.
- [3] Pietzsch D, Poppy W. Simulation of soil compaction with vibratory rollers[J]. *Journal of Terramechanics*, 1992, 29(6): 585-597.
- [4] Anderegg R, Kaufmann K. Intelligent compaction with vibratory rollers: feedback control systems in automatic compaction and compaction control[J]. *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board*, 2004, 1868(1): 124-134.
- [5] Rodrigues H, Romão X, Andrade-Campos A, et al. Simplified hysteretic model for the representation of the biaxial bending response of RC columns[J]. *Engineering Structures*, 2012, 44: 146-158.
- [6] Lacarbonara W, Vestroni F. Nonlinear phenomena in hysteretic systems[J]. *Procedia IUTAM*, 2012(5): 69-77.
- [7] Lin Shuwen, Zheng Shuhe. Research on the nonlinear hysteretic response characteristics of intelligent vibratory roller under horizontal excitation mode[J]. *Advanced Materials Research*, 2013, 694: 2964-2971.
- [8] Yang Menggang, Chen Zhengqing, Hua X G. An experimental study on using MR damper to mitigate longitudinal seismic response of a suspension bridge[J]. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 2011, 31(8): 1171-1181.
- [9] Gutiérrez J, Ruiz E, Trochu F. Exploring the behavior of glass fiber reinforcements under vibration-assisted compaction[J]. *Journal of the Textile Institute*, 2013, 104(9): 980-993.
- [10] 尹强,周丽.基于 ASNLSE 方法的橡胶隔震结构损伤识别[J]. *振动、测试与诊断*, 2012, 32(5): 730-735.
Yin Qiang, Zhou Li. Damage identification for rubber-bearing isolated structure based on ASNLSE method [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2012, 32(5): 730-735. (in Chinese)
- [11] Mohamed H, Panos T. Measures of structural redundancy in reinforced concrete buildings. I: redundancy indices[J]. *American Society of Civil Engineering*, 2004, 130(11): 1651-1658.



第一作者简介:郑书河,男,1976年10月生,副教授。主要研究方向为机械装备设计及自动化、机械系统动力学、农业装备及测控。曾发表《水平激振模式下压实系统的动力学过程及响应特性研究》(《振动与冲击》2014年第33卷第2期)等论文。

E-mail: zshld1998@163.com

