

## 扫频激振下横波震源振动器-大地耦合参数对振动特性影响规律的研究

李刚<sup>1</sup> 唐云<sup>1</sup> 刘志刚<sup>2</sup> 郝磊<sup>2</sup> 刘杨<sup>3</sup>

(1. 西南石油大学 机电工程学院, 成都 610500)

(2. 中国石油集团东方地球物理勘探有限责任公司 装备服务中心, 涿州 072750)

(3. 四川建安工业有限责任公司 底盘研究院, 成都 610500)

**摘要:**【目的】横波振动器在实际勘探中易受耦合条件变化影响,产生明显扰动,导致激振性能下降和信号质量不稳定。现有研究对耦合参数如何影响振动器的扰动机制与激振效果仍缺乏系统认识。为解决这一问题,构建了包含扰动因素的横波振动器-大地耦合动力学模型,并揭示了关键耦合参数对扰动及出力特性的影响规律,为横波震源的结构优化与稳定激振提供理论依据。【方法】首先,基于弹性半空间理论,考虑液压倾覆力矩引起的扰动效应,建立了横波震源振动器-大地耦合振动模型,并通过试验验证了所提模型的有效性。然后,在此基础上分析了耦合参数对振动器扰动及系统振动出力的影响规律。【结果】结果表明,在振动器扰动方面,平板面积为扰动敏感性的主导参数(占总敏感性的64%),且参数间存在显著的非线性交互作用;而土壤密度占总敏感性的比例接近0%,可视为非敏感因素。在振动出力方面,低频段范围内(5~20 Hz),重锤质量的增大会导致出力不足,平板面积的增大有助于提高出力幅值;而较高的大地弹性模量能够减少能量耗散。研究成果可为抑制横波振动器扰动提供理论依据,对提升振动器激发性能具有一定的研究价值。

**关键词:** 横波可控震源; 耦合参数分析; 振动特性; 振动出力; 扰动分析

**中图分类号:** TH123 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.XXXX.XX.001

## 0 引言

可控震源凭借其高效、安全及良好的环境适应性,已成为地震勘探领域的主要勘探装备<sup>[1-2]</sup>。当前,可控震源主要包括纵波震源和横波震源<sup>[3]</sup>。纵波震源技术较为成熟且应用广泛,但由于纵波传播方向与极化方向一致,其反射信号主要提供沿传播路径的地层、密度和弹性等基础信息,难以获得更丰富的地质信息。而横波的传播方向与其极化方向垂直,反射信号在反射面上携带了多个方向的信息,可更全面地反映地下结构,其信息量通常是纵波的4倍以上<sup>[4]</sup>。此外,横波震源不易受到流体、气体等介质的干扰<sup>[5-6]</sup>,具有较大的静校正量和较高的信噪比<sup>[7]</sup>,在复杂地质条件下具有较高的探测精度和深度适应性,近年来在油气勘探领域兴起。如图1所示,横波可控震源主要由振动系统、动力系统、驾驶室控制系统组成。因此,本研究开展横波震源研究将为油气勘探带来显著的效益,对于推动油气勘探发展具有重要意义。

为定量研究耦合参数对激振性能的影响,正确构



图1 横波可控震源结构图

Fig. 1 Structural diagram of shear wave controllable source

建振动器与大地耦合振动模型至关重要。LERWILL<sup>[8]</sup>提出等效电路模型,通过电子器件替代传统纵波震源机械结构。SALLAS等<sup>[9]</sup>提出了加权和理论模型,模型采用质量-弹簧-阻尼系统对纵波震源进行描述,将重锤-平板相互作用简化为线性动力学系统,从而简洁明了地描述了系统振动,得到了业界广泛认同<sup>[10-12]</sup>。LI等<sup>[13-14]</sup>建立了纵波震源-大地耦合振动模型,揭示了土壤刚度系数与阻尼参数随扫频激励变化的非线性特征,为研究震源-大地能量传递机制提供了理论依据<sup>[15]</sup>。PENG等<sup>[16]</sup>结合表面分形理论与接触力学,构

收稿日期: 2025-09-17

基金项目: 国家自然科学基金项目(42574189); 中国石油天然气集团有限公司科技项目(2023ZZ05)

作者简介: 李刚,男,1986年生,四川眉山人,博士,副教授; 主要研究方向为深地勘探技术与装备; E-mail: ligang@swpu.edu.cn。

引用格式: 李刚,唐云,刘志刚等. 扫频激振下横波震源振动器-大地耦合参数对振动特性影响规律的研究[J]. 机械强度, DOI: 10.16579/j.issn.1001.9669.XXXX.XX.001.

LI Gang, TANG Yun, LIU Zhigang, et al. Study on the influence of vibrator-ground coupling parameters of shear wave source on vibration characteristics under sweep excitation[J]. Journal of Mechanical Strength, DOI: 10.16579/j.issn.1001.9669.XXXX.XX.001.

建立了考虑地表粗糙度的耦合振动模型,论证了界面接触面积、微凸体变形程度等微观参数对系统动力学响应的调控机制<sup>[17-18]</sup>。PENG等<sup>[19]</sup>建立了横波震源-大地耦合振动模型,描述了横波震源在扫频激励下的动态特性演化规律。LI等<sup>[20]</sup>构建了横波震源-地表耦合模型,解析了扰动下震源的能量耗散机制。QI等<sup>[21]</sup>针对沙地表面导致纵波震源振动器出力显著下降的问题,揭示了大地共振引发重锤和驱动质量作用力相互抵消的机制。ROWSE等<sup>[22]</sup>将纵波震源振动器-大地耦合振动模型简化为质量-弹簧-阻尼系统,分析了共振区和传递率变化对振动出力的影响。PENG等<sup>[23]</sup>建立了非线性土壤下横波震源振动器-大地耦合振动模型,揭示了土壤的塑性变形对剪切波传播特性及系统能量传递影响规律。黄志强等<sup>[24]</sup>研究了横波可控震源组合激振参数对性能的影响,揭示了组合激振对能量和下传深度的提升效果。

上述研究主要集中于纵波震源,而针对横波震源的研究仍局限于耦合振动模型的构建及扰动影响的初步分析,尚未系统揭示耦合参数对振动器扰动和激振性能的影响规律。因此,本文旨在建立考虑扰动作用的横波震源-大地耦合振动模型,系统分析耦合参数对振动器扰动的灵敏度及各参数间交互作用对扰动的影 响,并深入揭示耦合参数对振动器出力的调控机制。

建立准确振动器与大地耦合模型的关键在于确定激振力作用下平板与大地之间的相互作用关系。常用的建模理论包括质弹阻理论和弹性半空间理论<sup>[25]</sup>。其中,弹性半空间理论相较于质弹阻理论具有更高的精度,因此大多数学者选择采用半空间理论研究不同激振力作用下结构在地表的响应规律。REISSNER<sup>[26]</sup>通过假设圆盘受到大地反作用力为均匀分布,分析了刚性圆盘在竖直方向上的振动规律,并得到了圆盘在竖直方向上的位移近似解。CHAO<sup>[27]</sup>、王国才<sup>[28]</sup>、吴大志等<sup>[29]</sup>对刚性圆盘绕水平轴转动和多方向耦合振动进行了拓展。王鹏<sup>[30]</sup>系统地研究了在平面波、SH波和Rayleigh波作用下平板在地表的动力振动问题。LUCO等<sup>[31-33]</sup>对不同形状结构的摇摆和竖向振动进行了分析,使数值解更加接近实际振动情况。为降低以平板中心位移作为结构位移所产生的误差,BYCROFT<sup>[34]</sup>提出了采用平均位移的方法,从而提高了数值解的精度。以上研究对板状结构在半空间体表面振动研究奠定了基础,为平板与大地动态互作用响应建模提供了参考。因此针对横波振动器的扰动问题,本文结合半空间理论中结构振动的研究方法,建立横波振动器-大地扰动模型,在此基础上探究

耦合参数对横波可控震源激振特性的影响规律。

## 1 横波震源振动器-大地耦合振动模型

### 1.1 横波振动器-大地耦合振动模型建立

#### 1.1.1 横波可控震源工作原理

横波可控震源振动器是振动系统的核心部件,主要目的是产生连续横波地震波信号,由重锤、平板、箱体、活塞杆等组成。横波可控震源振动器结构如图2所示。在重锤和活塞杆之间存在左腔室和右腔室。液压油在伺服阀控制下交替进入左腔室和右腔室,迫使重锤沿活塞杆做往复运动。同时,液压力也作用在活塞杆端面,再通过与活塞杆相连的箱体传到平板,最后作用在大 地表面,从而产生横波激振信号。

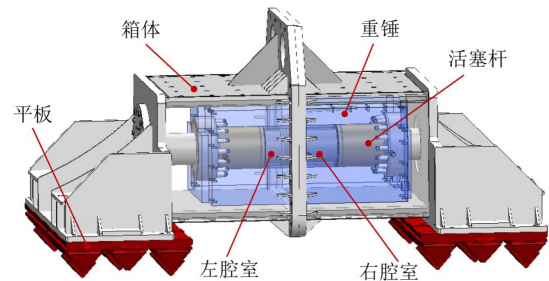


图2 横波可控震源振动器结构图

Fig. 2 Structural diagram of shear wave controllable source vibrator

纵波振动器重锤在液压力作用下,仅在垂直方向上产生移动,一般采用一维动力学模型。而横波振动器重锤不仅沿着活塞杆方向往复运动,还会引起垂直于活塞杆中心线方向的扰动,形成平面内的两自由度运动。横波振动器与大地之间的耦合振动模型不能直接照搬纵波振动器的耦合模型。因此,本文建立了考虑扰动的横波震源振动器-大地耦合动力学模型,在此基础上研究耦合参数对振动规律的影响。

#### 1.1.2 振动器受力分析

平板是振动器与大地之间的媒介,平板与大地的耦合质量决定了振动器激发信号的品质。由于横波振动器的活塞杆、箱体、平板之间为固定连接,所以本文将三者考虑为一个整体,称为驱动质量。所建立的扰动横波振动器-大地振动耦合模型基于以下4点假设:①驱动质量的重心在活塞杆的几何中心处;②重锤的重心在重锤几何中心处;③在初始状态下,驱动质量的重心与重锤的重心重合;④压重保持不变。

图3为驱动质量和重锤质量的受力分析示意图。其中, $F_N$ 为重锤与驱动质量之间的相互作用力; $F_s$ 为液压油对振动器的作用力; $M_w$ 为重锤对驱动质量的力矩。由受力分析可得,在扰动角度变化条件下,振动器对大地的水平力 $F_g$ (即横波振动出力)、大地对振动器的支持力

$F_{gN}$ 、大地对振动器的反向力矩  $M_g$ , 具体表达式为

$$\begin{cases} F_g = -(m_b \ddot{x}_b + m_r \ddot{x}_r) \cos \varphi \\ F_{gN} = (m_b \ddot{x}_b + m_r \ddot{x}_r) \sin \varphi + (m_r + m_b)g \\ M_g = -(I_b + I_r) \ddot{\varphi} - (m_b \ddot{x}_b + m_r \ddot{x}_r)h \cos \varphi - m_r g(x_b - x_r) \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $F_g$  为振动器对大地的横波激振力(水平剪切力);  $F_{gN}$  为大地对振动器的支持力;  $M_g$  为大地对振动器的反向力矩;  $x_b$  为驱动质量的位移;  $x_r$  为重锤的位移;  $m_b$  为驱动质量;  $m_r$  为重锤质量;  $\varphi$  为振动器扰动转角;  $I_b$  为驱动质量的转动惯量;  $I_r$  为重锤的转动惯量;  $h$  为驱动质量的重心与大地的距离;  $g$  为重力加速度 ( $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ )。

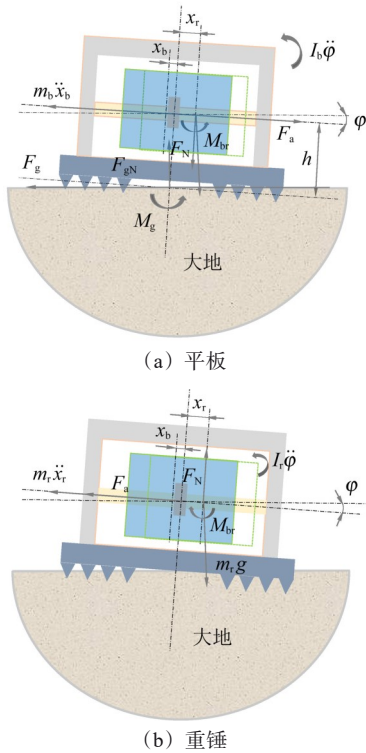


图3 受力分析示意图

Fig. 3 Schematic diagram of force analysis

### 1.1.3 驱动质量与大地接触特性分析

在动力学基础理论中, 平板与大地的相互作用可归结为弹性半空间边界上的动接触问题<sup>[35]</sup>。因此, 本文基于弹性半空间理论, 假设大地为均匀、各向同性的半无限介质。

对于图4所示的轴对称问题,  $u$ 、 $v$ 、 $w$  分别为平板在径向、切向、垂直方向上的位移。因此, 平板在半空间体表面基于圆柱坐标系的运动方程可表示为

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = (\lambda + 2G) \frac{\partial \Delta}{\partial r} - \frac{2G}{r} \frac{\partial \omega_z}{\partial \theta} + 2G \frac{\partial \omega_\theta}{\partial z} \\ \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = (\lambda + 2G) \frac{1}{r} \frac{\partial \Delta}{\partial \theta} - 2G \frac{\partial \omega_r}{\partial z} + 2G \frac{\partial \omega_z}{\partial r} \\ \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = (\lambda + 2G) \frac{\partial \Delta}{\partial z} - \frac{2G}{r} \frac{\partial (r \omega_\theta)}{\partial r} + \frac{2G}{r} \frac{\partial \omega_r}{\partial \theta} \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $\Delta = \frac{1}{r} \frac{\partial (ru)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial w}{\partial z}$ ;  $\omega_z$ 、 $\omega_r$ 、 $\omega_\theta$  分别为各方向的旋转分量, 计算式为

$$\begin{cases} \omega_z = \frac{1}{2r} \left[ \frac{\partial (rv)}{\partial r} - \frac{\partial u}{\partial \theta} \right] \\ \omega_r = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} - \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ \omega_\theta = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial r} \right) \end{cases} \quad (3)$$

$G$ 、 $\lambda$  为 Lamé 常数, 计算式为

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (4)$$

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1 - 2\nu)(1 + \nu)} \quad (5)$$

式中,  $E$  为弹性模量;  $\nu$  为泊松比。

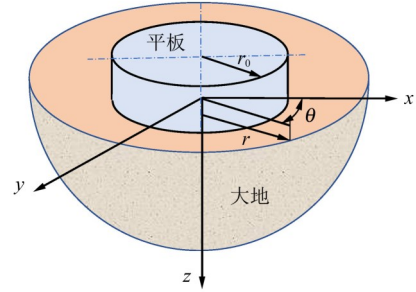


图4 弹性半空间上的平板

Fig. 4 Baseplate on an elastic half-space

SEZAWA<sup>[36]</sup> 已经证明式(2)运动方程中的  $u$ 、 $v$ 、 $w$  有特定解, 为

$$u = \left[ \frac{-A(x)e^{-\alpha x}}{d^2} + \frac{C(x)\beta e^{-\beta x}}{k^2} \right] \frac{\partial J_1(xr)}{\partial r} e^{i\theta} \cos \theta \quad (6)$$

$$v = \left[ \frac{A(x)e^{-\alpha x}}{d^2} - \frac{C(x)\beta e^{-\beta x}}{k^2} \right] \frac{J_1(xr)}{r} e^{i\theta} \sin \theta \quad (7)$$

$$w = \left[ \frac{A(x)\alpha e^{-\alpha x}}{d^2} - \frac{C(x)x^2 e^{-\beta x}}{k^2} \right] J_1(xr) e^{i\theta} \cos \theta \quad (8)$$

式中,  $A(x)$ 、 $C(x)$  为傅里叶-贝塞尔积分定理确定边界条件的函数;  $J_1(\cdot)$  为第一类贝塞尔函数;  $\alpha = \sqrt{k^2 s^2 - h^2}$ ,  $\beta = \sqrt{k^2 s^2 - k^2}$ , 其中,  $s$  为积分无量纲变量,  $k = f \sqrt{\rho/G}$ ,  $d = f \sqrt{\rho/(\lambda + 2G)}$ ,  $f$  为外部施加的激振频率,  $\rho$  为土壤密度。

假设作用在平板上的力矩为  $Me^{i\theta}$ , 则边界条件为

$$\begin{cases} \tau_{rz}(r, \theta, 0) = 0 \\ \tau_{\theta z}(r, \theta, 0) = 0 \\ \sigma_z(r, \theta, 0) = \begin{cases} \frac{3Me^{i\theta} r \cos \theta}{2\pi r_0^3 \sqrt{r_0^2 - r^2}}, & r \leq r_0 \\ 0, & r > r_0 \end{cases} \end{cases} \quad (9)$$

式中,  $r_0$  为平板的等效半径, 当平板为矩形时,  $r_0 = \sqrt{S_B/\pi}$ , 其中,  $S_B$  为矩形平板的面积。

可得  $z$  轴方向上的法向应力为

$$\sigma_z = \lambda \Delta + 2G \frac{\partial w}{\partial z} =$$

$$G \left[ A(x) \left( \frac{\lambda}{G} - \frac{2\alpha^2}{h^2} \right) e^{-\alpha x} + \frac{2C(x)\beta x^2 e^{-\beta x}}{k^2} \right] \cdot$$

$$J_1(xr) e^{i\theta} \cos \theta \quad (10)$$

对边界条件[式(10)]进行傅里叶-贝塞尔积分处理,得

$$\sigma_z(r, \theta, 0) =$$

$$\int_0^\infty J_1(xr) x dx \left[ \int_0^{r_0} \frac{3Me^{i\theta} \rho \cos \theta}{2\pi r_0^3 \sqrt{r_0^2 - \rho^2}} J_1(xr) \rho d\rho \right] \quad (11)$$

由式(9)~式(11)可得半径为  $r$  处的位移  $w$  的积分。由静刚性分布算得表面位移完整表达式为

$$w(r, \theta, 0) = \frac{Kr_0 \sin \theta e^{i\theta}}{4G} \int_0^\infty \frac{\alpha k^2 \sin(\theta r_0) J_1(\theta r)}{xr_0 f(x)} -$$

$$\frac{\alpha k^2 \theta r_0 \cos(\theta r_0) J_1(\theta r)}{xr_0 f(x)} d\theta -$$

$$\frac{i\pi Kr_0 \sin \theta e^{i\theta} \alpha_1 k^2 \sin(\theta_1 r_0) J_1(\theta_1 r_0)}{4G\theta_1 r_0 f'(\theta_1)} -$$

$$\frac{i\pi Kr_0 \sin \theta e^{i\theta} \alpha_1 k^2 \theta_1 r_0 \cos(\theta_1 r_0) J_1(\theta_1 r_0)}{4G\theta_1 r_0 f'(\theta_1)} \quad (12)$$

式中,  $f(\theta) = (\theta^2 - \frac{1}{2})^2 - \theta^2 \sqrt{(\theta^2 - 1)(\theta^2 - \eta^2)}$ ,  $K = \frac{M}{2\pi r_0^2 \circ}$

为避免用某一点的位移代表平板位移导致求解结果的偏差,使用在圆形区域上积分获取加权平均位移的方法来提高求解精度。加权平均位移  $w_a(r, \theta, 0)$  的表达式为

$$w_a(r, \theta, 0) = \int_0^{2\pi} \int_0^{r_0} \frac{w(r, \theta, 0)r}{2\pi r_0 \sqrt{r_0^2 - r^2}} dr d\varphi =$$

$$\int_0^{r_0} \frac{w(r, \theta, 0)r}{r_0 \sqrt{r_0^2 - r^2}} dr \quad (13)$$

由于平板的旋转受到垂直于平板表面的力矩的作用,而力矩的大小与  $\theta$  成正比,因此,考虑了力矩效应的平板平均旋转角位移  $\varphi$  可以通过对平板上所有点的旋转位移与相应力矩  $Me^{i\theta}$  在  $\theta$  方向上的乘积进行积分,然后再取平均值获得,即

$$\varphi = \frac{9Me^{i\theta}}{16G\pi r_0^3} \int_0^\infty \frac{\sqrt{\theta^2 - \eta^2} \sin^2(a_0\theta)}{(a_0\theta)^3 f(\theta)} -$$

$$\frac{\sqrt{\theta^2 - \eta^2} [a_0\theta \cos(a_0\theta)]^2}{(a_0\theta)^3 f(\theta)} d\theta -$$

$$\frac{i9M \sqrt{\theta_1^2 - \eta^2} [\sin(a_0\theta) - a_0\theta \cos(a_0\theta)]^2}{16Gr_0^3 f'(\theta_1)(a_0\theta)^3} =$$

$$\frac{Me^{i\theta}}{Gr_0^3} (f_1 + i f_2) \quad (14)$$

式中,  $a_0$  为无量纲频率因子,  $a_0 = r_0 f \sqrt{\rho/G}$ ;  $f_1$ 、 $f_2$  为无量纲频率因子  $a_0$  和泊松比  $\nu$  的函数,分别对应于式

(14)的实部项、虚部项;  $\eta = \frac{h}{k} = \sqrt{\frac{1-2\nu}{2(1-\nu)}}$ 。

则可得由角位移表示的力矩,即

$$Me^{i\theta} = \frac{Gr_0^3}{f_1 + i f_2} \varphi = \frac{Gr_0^3(f_1 - i f_2)}{f_1^2 + f_2^2} \varphi \quad (15)$$

对于谐和振动,有  $\dot{\varphi} = i\omega\varphi$ , 则

$$Me^{i\theta} = \frac{Gr_0^3 f_1}{f_1^2 + f_2^2} \varphi - \frac{r_0^4 \sqrt{G\rho} f_2}{a_0(f_1^2 + f_2^2)} \dot{\varphi} \quad (16)$$

角位移项的系数可视为等效刚度,角速度项的系数

可视为等效阻尼。令  $F_1 = \frac{f_1}{f_1^2 + f_2^2}$ ,  $F_2 = -\frac{f_2}{a_0(f_1^2 + f_2^2)}$ ,

则有

$$\begin{cases} K_d = Gr_0^3 F_1 \\ C_d = r_0^4 \sqrt{G\rho} F_2 \end{cases} \quad (17)$$

式中,  $K_d$  为等效刚度;  $C_d$  为等效阻尼。

$F_1$ 、 $F_2$  为无量纲频率因子  $a_0$  的函数,可表示为

$$\begin{cases} F_1 = 5.3 - 0.1a_0^2 + 0.496a_0^4 - \dots \\ F_2 = 8.2 - 0.4a_0 + 0.596a_0^3 + \dots \end{cases} \quad (18)$$

#### 1.1.4 振动器-大地耦合振动模型的建立

图5所示的横波振动器-大地耦合振动模型可视为具有两自由度系统的有阻尼受迫振动。其中,  $K_m$ 、 $C_m$  分别为液压油的刚度、阻尼;  $F(t)$  为液压系统提供的液压力;  $K_d$ 、 $C_d$  分别为平板与大地之间随激振频率变化的动刚度、动阻尼。模型中,平板和重锤在水平液压力的作用下发生相反方向的运动。

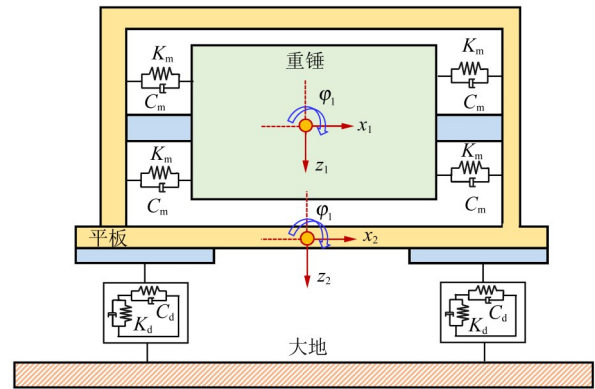


图5 横波振动器-大地耦合振动模型

Fig. 5 Shear wave vibrator-ground coupling vibration model

根据振动力学可得,重锤和平板的平动微分方程为

$$\begin{cases} m_r \ddot{x}_r + C_m(\dot{x}_r - \dot{x}_b) + K_m(x_r - x_b) = -F(t) \\ m_b \ddot{x}_b - C_m(\dot{x}_r - \dot{x}_b) + K_m(x_r - x_b) + C_d \dot{x}_b + K_d x_b = F(t) \end{cases} \quad (19)$$

平板摆动时与大地相互作用如图3所示。平板受到大地的力矩可等效为

$$M'_g = (K_d \Delta s + C_d V)l = (K_d l \sin \varphi + C_d \dot{\varphi} l \cos \varphi)l \cos \varphi \quad (20)$$

式中,  $\Delta s$ 、 $V$  分别为平板摆动时受力面中心在竖直方向上的变形量和速度;  $l$  为平板受力面中心与转动中心的距离。

联立式(1)、式(20)所求得的大地对平板的力矩, 令  $M_g$  与  $M'_g$  相等, 即可得到平板相对于大地的转动微分方程, 为

$$(K_d l \sin \varphi + C_d \dot{\varphi} l \cos \varphi)l + (I_b + I_r)\ddot{\varphi} + (m_b \ddot{x}_b + m_r \ddot{x}_r)h - (m_b + m_r)gh \sin \varphi + m_r g(x_b - x_r) = 0 \quad (21)$$

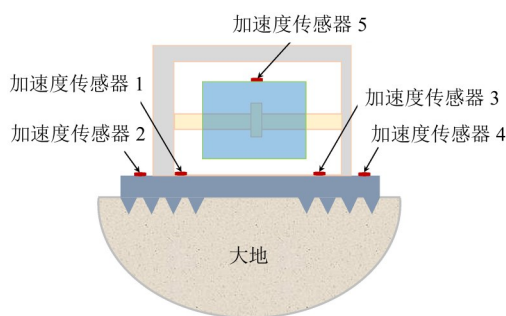
## 1.2 横波振动器-大地耦合振动试验研究

### 1.2.1 试验设计与实施

为验证所提模型的准确性, 开展横波可控震源现场激振试验。试验中, 在振动器的重锤上安装 1 个加速度传感器, 采集重锤沿活塞杆运动的加速度。在振动器的平板上安装 4 个加速度传感器, 采集平板在竖直方向上的加速度, 如图 6 所示。通过对比加速度的试验值与理论值, 验证所提模型的准确性。横波震源



(a) 实物图



(b) 示意图

图 6 加速度传感器布置情况

Fig. 6 Arrangement of the accelerometer sensors

振动器-大地系统模型和试验参数如表 1 所示。

线性扫描信号为振幅恒定、频率随时间成线性变化的连续正弦液压力<sup>[37]</sup>。所提模型采用的扫描信号为

$$T(t) = A(t)A \sin \left[ 2\pi \left( f_s + \frac{f_e - f_s}{2T} t \right) t \right], \quad 0 \leq t \leq T \quad (22)$$

表 1 大地和横波振动器平板的参数

Tab. 1 Parameters of the soil and the shear wave vibrator baseplate

参数	大地弹性模量 $E/\text{Pa}$	土壤密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	泊松比 $\nu$	平板面积 $S/(\text{m}^2)$
值	$5 \times 10^7$	2 200	0.25	1.87
参数	重锤质量 $M_r/\text{kg}$	驱动质量 $M_b/\text{kg}$	液压刚度 $K_m/(\text{N}/\text{m})$	液压阻尼 $C_m/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$
值	3 150	3 150	$6.5 \times 10^5$	$1 \times 10^4$

$$A(t) = \begin{cases} \frac{1}{2} \{1 + \cos[\pi(\frac{t}{T_c} + 1)]\}, & 0 \leq t \leq T_c \\ 1, & T_c < t < T - T_c \\ \frac{1}{2} \{1 - \cos[\pi(\frac{T-t}{T_c})]\}, & T - T_c \leq t \leq T \end{cases} \quad (23)$$

式中,  $A(t)$  为余弦窗口函数;  $A$  为液压力幅值;  $f_s$  为扫描信号的起始频率;  $f_e$  为扫描信号的终止频率;  $T$  为扫描长度;  $T_c$  为扫描信号的窗口长度;  $t$  为扫描时间。

当  $A = 250\,000\text{ N}$ 、 $f_s = 5\text{ Hz}$ 、 $f_e = 105\text{ Hz}$ 、 $T_c = 0.5\text{ s}$ 、 $T = 12\text{ s}$  时, 液压力信号如图 7 所示。

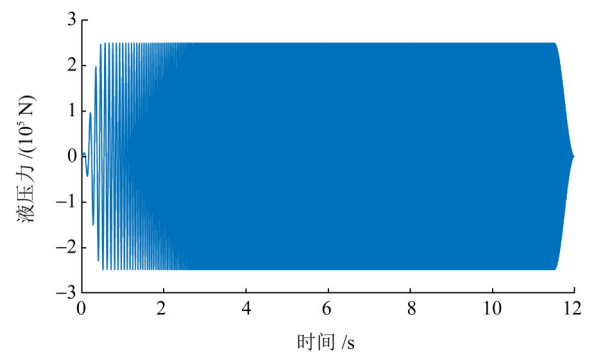


图 7 扫描信号时域图

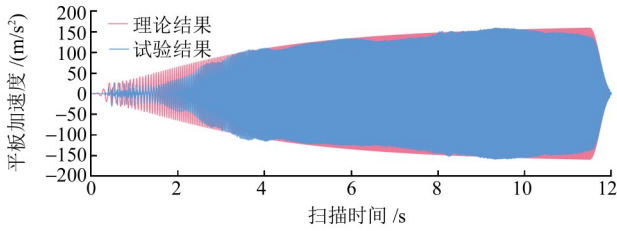
Fig. 7 Time-domain diagram of the scanning signal

### 1.2.2 横波振动器-大地耦合振动模型验证

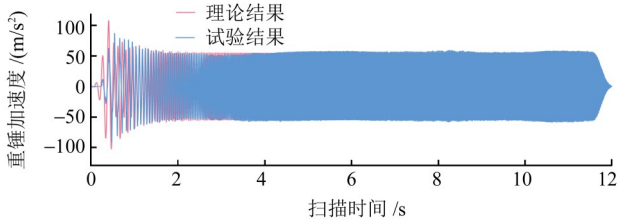
根据上文建立的横波振动器-大地耦合振动模型, 将表 1 的参数值代入式(19)、式(21)、式(22), 可计算得到平板和重锤的理论加速度。与现场试验所采集到的试验加速度进行对比, 对比结果如图 8 所示。由图 8(a) 可知, 平板加速度的试验值与理论值在整体上的变化趋势和幅值基本一致, 其都随时间(频率)的增加而递增。由于在低频时振动器受到液压系统流量(泵排量)和机械结构(重锤位移量)的限制, 加之平板与大地之间的接触具有非线性, 导致试验值与理论值间存在较大差异。另外, 在整个试验过程中, 存在信号畸变等干扰, 导致加速度幅值的试验值出现了一些波动。

由图 8(b) 可知, 重锤加速度试验值与理论值一致性很好。重锤加速度的变化规律都呈现出了先增加再减小, 而后趋近于平稳的趋势。重锤加速度测试值峰值对应的频率(9 Hz)稍落后于理论值峰值对应的频率

(7 Hz),均在 20 Hz之后开始趋近于平稳,仅试验值有微小的波动。



(a) 平板加速度对比



(b) 重锤加速度对比

图8 加速度理论结果与试验结果对比

Fig. 8 Comparison between theoretical and test results of acceleration

通过平板和重锤试验值与理论值的比较结果,表明本文所提的横波振动器-大地耦合振动模型具有良好的准确性,可以用来分析横波震源振动器-大地的耦合振动响应。

## 2 耦合参数对振动特性影响规律研究

### 2.1 耦合参数确定

耦合参数是指在模型建立过程中所涉及的物理变量,全面了解耦合参数对振动特性的影响可以为优化振动器和工作参数提供理论依据。由式(16)、式(21)可知,耦合振动系统的主要参数有驱动质量、重锤质量、液压刚度、液压阻尼、振动器-大地之间的接触刚度和阻尼、激振力与振动器-地表接触面的高度差。因液压刚度、液压阻尼由自身属性决定,且通常为固定值,故不纳入耦合系统参数分析。最终确定分析的系统耦合参数为驱动质量 $m_b$ 、重锤质量 $m_r$ 、激振力与振动器-地表接触面的高度差 $h$ 、平板面积 $S$ 、土壤密度 $\rho$ 、大地弹性模量 $E$ 。各参数取值范围为表1中对应数值的0.5倍、0.75倍、1.00倍、1.25倍、1.50倍,以全面探究参数对耦合系统振动规律的影响。

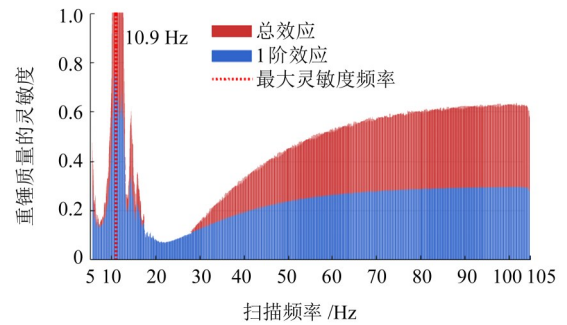
### 2.2 耦合参数对扰动的的影响规律研究

#### 2.2.1 耦合参数对振动器扰动灵敏度研究

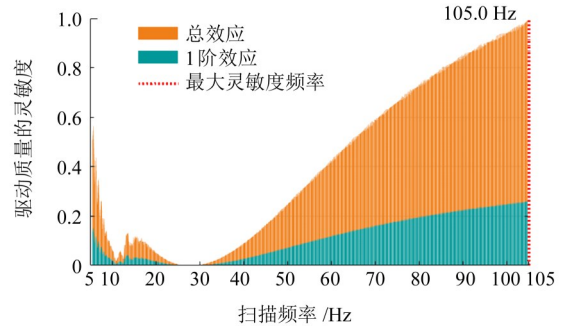
Sobol灵敏度分析方法基于方差分解,可量化各输入参数及其交互作用对输出响应的贡献度,适用于高维系统关键参数的识别。本文采用蒙特卡罗实现方式,针对振动系统6个关键参数(驱动质量、重锤质量、

平板面积、高度差、大地弹性模量、土壤密度),通过生成2组正交样本( $N = 10\,000$ ),计算频域内的1阶与总效应指数,评估其独立及交互作用对振动响应的影响。

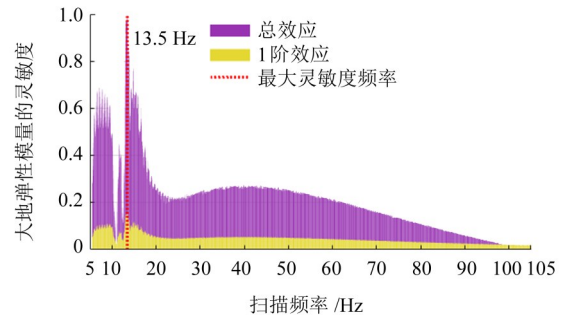
图9为耦合参数对振动器敏感性分析。结果表明,各参数的总敏感性排序为:平板面积>驱动质量>高度差>重锤质量>大地弹性模量>土壤密度。其中,平板面积的总敏感性指数最高(占总体敏感性的64%),占主导作用;密度的总敏感性指数接近0%,可视为非敏感因素。



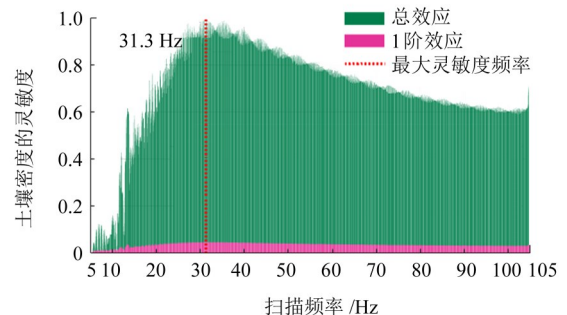
(a) 重锤质量对振动器扰动的灵敏度



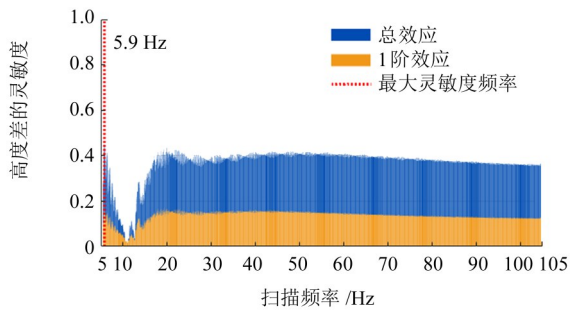
(b) 驱动质量对振动器扰动的灵敏度



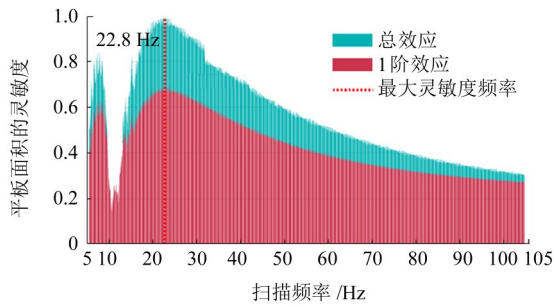
(c) 大地弹性模量对振动器扰动的灵敏度



(d) 土壤密度对振动器扰动的灵敏度



(e) 高度差对振动器扰动的灵敏度



(f) 平板面积对振动器扰动的灵敏度

图9 耦合参数对振动器扰动的敏感性分析

Fig. 9 Sensitivity analysis of the coupling parameters on vibrator disturbance

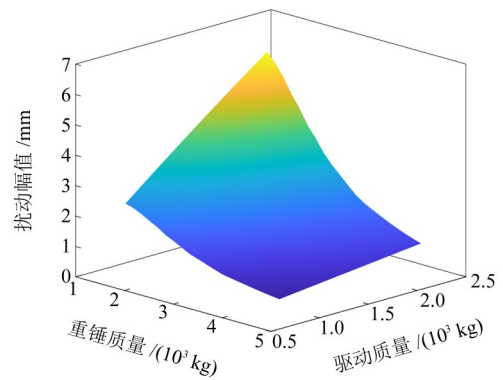
从主效应与总效应的对比来看,平板面积的高敏感性源于其对振动能量空间分布的直接影响;平板面积增大时,振动能量扩散范围扩大,局部扰动降低,但边界反射效应可能增强引发能量在特定区域聚集;其显著的交互效应(与高度差协同调控非对称载荷分布)表明,平板面积通过改变接触条件会间接影响其他参数的敏感性。重锤质量的主效应接近总效应,表明其作用主要以独立机制为主,交互效应较弱。驱动质量主导系统惯性平衡,过大的驱动质量会加剧转动效应。高度差的增大易导致重心的偏移和过大的倾覆力矩,其主效应较低说明需与平板面积或驱动质量协同优化。大地弹性模量的敏感性较低,表明材料刚度对能量耗散的调控被阻尼特性所抵消;其主效应远低于总效应,说明需与其他参数耦合才能显效。土壤密度在横波传播中的惯性效应被系统动态响应所掩盖,因此影响可以忽略不计。

### 2.2.2 耦合参数对振动器扰动交互作用

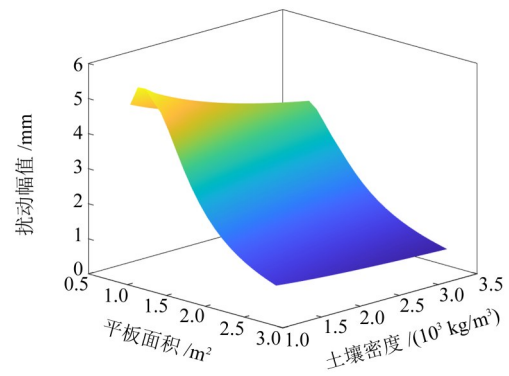
基于耦合参数对横波振动器扰动敏感性分析结果,即平板面积>驱动质量>高度差>重锤质量>大地弹性模量>土壤密度。采用响应面分析法,建立对应参数的响应面模型,如图10所示。

根据响应面分析结果,各耦合参数对振动器扰动表现出了显著的非线性交互作用。具体而言,在质量参数

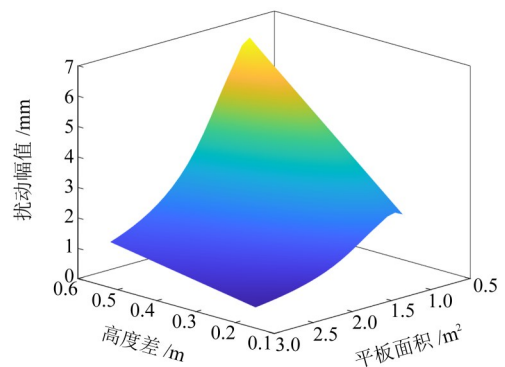
耦合方面,系统呈现出双峰共振特性,当驱动质量与重锤质量分别处于 $2\ 200\pm 200\text{ kg}$ 和 $1\ 500\pm 200\text{ kg}$ 区间时,系统扰动位移达到峰值约 $6\text{ mm}$ ;在几何参数与材料参数耦合方面,平板面积扩大至 $2\text{ m}^2$ 且土壤密度高于 $2\ 500\text{ kg/m}^3$ 时,可有效抑制扰动位移;几何参数之间的耦合表现出了强烈的敏感性,高度差与平板面积在 $0.55\text{ m}/1\text{ m}^2$ 组合下扰动峰值达到 $6.7\text{ mm}$ ;驱动质量与高低差在 $2\ 175\text{ kg}/0.56\text{ m}$ 处存在最优工作点,最大扰动位移仅为 $4\text{ mm}$ ;在材料参数中,土壤密度为 $1\ 100\text{ kg/m}^3$ 与大地弹性模量为 $2\times 10^7\text{ Pa}$ 附近区域扰动位移较大,约 $3.5\text{ mm}$ ,而选择土壤密度大于 $2\ 000\text{ kg/m}^3$ 或大地弹性模量大于 $4\times 10^7\text{ Pa}$ 可有效改善扰动位移响应。



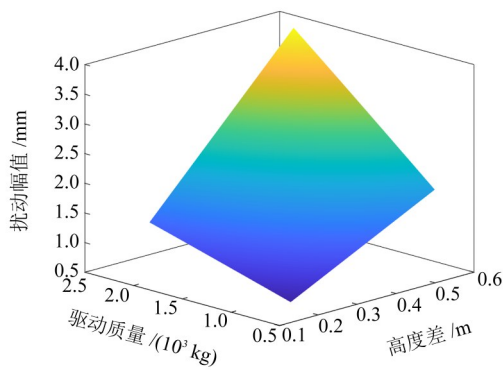
(a) 重锤质量与驱动质量



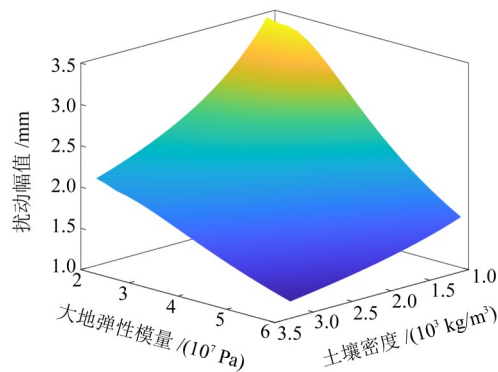
(b) 平板面积与土壤密度



(c) 高度差与平板面积



(d) 驱动质量与高度差



(e) 大地弹性模量与土壤密度

图 10 耦合参数对振动器扰动的响应面

Fig. 10 Response surface of the coupling parameters to vibrator disturbance

## 2.3 耦合参数对振动出力影响规律研究

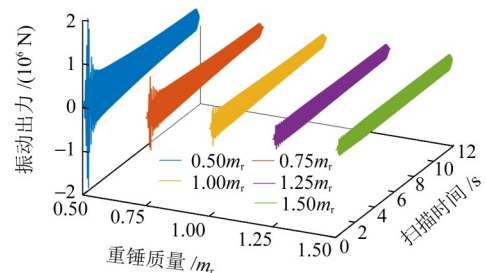
### 2.3.1 重锤质量对振动出力影响规律研究

振动器出力直接决定了可控震源振动信号的强度,是评价震源性能的重要指标之一。图 11 为重锤质量与振动出力的变化关系。由图 11 可知,同一特定时刻、不同重锤质量所对应的振动出力幅值呈现出了极为显著的差异。在 5~20 Hz 的低频段,随着重锤质量的等比增大,振动出力的幅值逐渐减小,且重锤质量越大,幅值减小的程度也越小。这是由于在低频工况下,重锤质量的增加会使耦合系统的惯性显著增大。而惯性增大后,在系统受到激励时,其振动响应的难度增加,系统的振动趋势受到抑制,进而导致振动出力幅值减小。随着激振频率从 20 Hz 逐渐增大到 105 Hz,进入中高频段,不同重锤质量所对应的振动出力差值逐渐减小。这反映出在较高频率的响应阶段,系统的振动特性受系统固有频率、阻尼以及其他动力学参数综合作用,重锤质量的单一影响力相对降低。

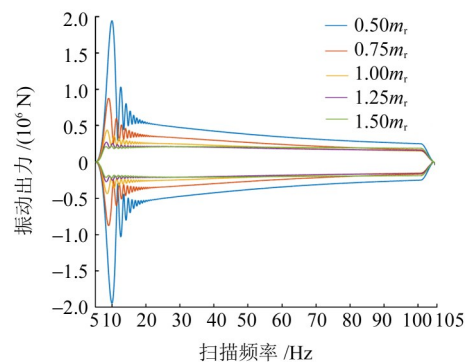
### 2.3.2 驱动质量对振动出力影响规律研究

图 12 为驱动质量与振动出力的变化关系。由图 12 可知,在 5~20 Hz 的低频段,驱动质量对振动出力的影响不明显。然而,从图中局部放大图可以看出,较小驱动质量的振动出力略大于较大的驱动质量。随着激振频率增加到中高频,不同驱动质量下的振动幅

值差异逐渐增大,且呈现出驱动质量越小,振动出力越大的趋势。此外,在中高频段,较大的驱动质量将导致振动出力的降低,这与可控震源在高频段出现的振动出力不足现象一致。而较小的驱动质量( $0.5m_0$ )未表现出类似的下降趋势,反而振动出力出现了的上升趋势。表明在可控震源的工作频段内,较小的驱动质量有助于提升振动器的振动性能,尤其在中高频段,能够有效提高振动出力的稳定性与均匀性。因此,选择适当的驱动质量是优化振动器性能的关键,较小的驱动质量能够更好地保证振动出力在一定激振频率范围内的一致性和可控性。



(a) 时域曲线



(b) 频域包络曲线

图 11 重锤质量与振动出力的变化关系

Fig. 11 Variation relation between the mass of the heavy hammer and the vibration output

### 2.3.3 平板面积对振动出力影响规律研究

图 13 为平板面积与振动出力的变化关系。由图 13 可知,不同平板面积振动出力的曲线形态相似,但幅值存在差异。平板面积的增大提高了接触面的动刚度,增强了大地的约束能力,减少了能量耗散,能够在相同激励条件下将更多的能量传递给大地,从而导致更大的振动输出。在低频段(10 Hz 以下),较大平板面积振动出力的波动幅值明显大于较小平板面积的波动幅值,表明平板面积对低频振动出力的影响较为突出。随着频率的增大,曲线幅值逐渐趋近稳定,尤其在 70 Hz 以上,表明平板面积对高频振动影响较小,主要是因为高频波传播时能量损耗较大,受介质的不均匀性和波的散射影响较强。因此,尽管增加振动器平板面积能够提高输出功率,但对于高频激振,

增加的能量并没有显著改善其传播效果。

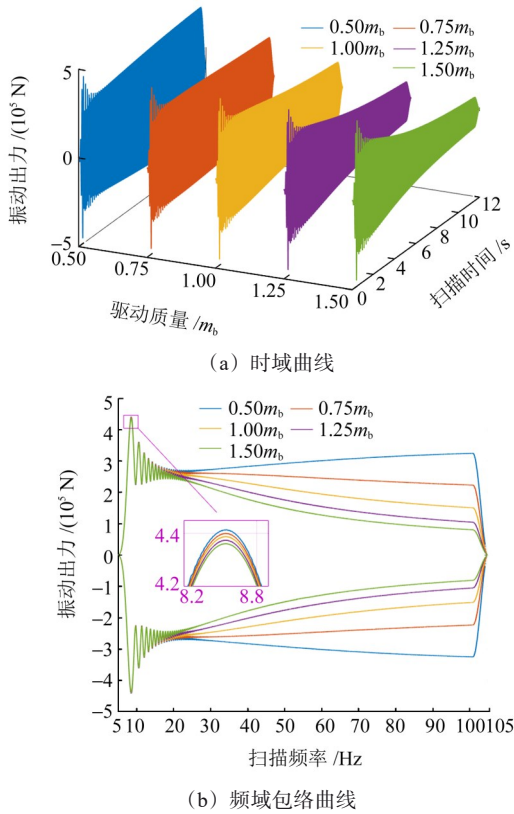


图 12 驱动质量与振动输出的变化关系

Fig. 12 Variation relation between the driving mass and the vibration output

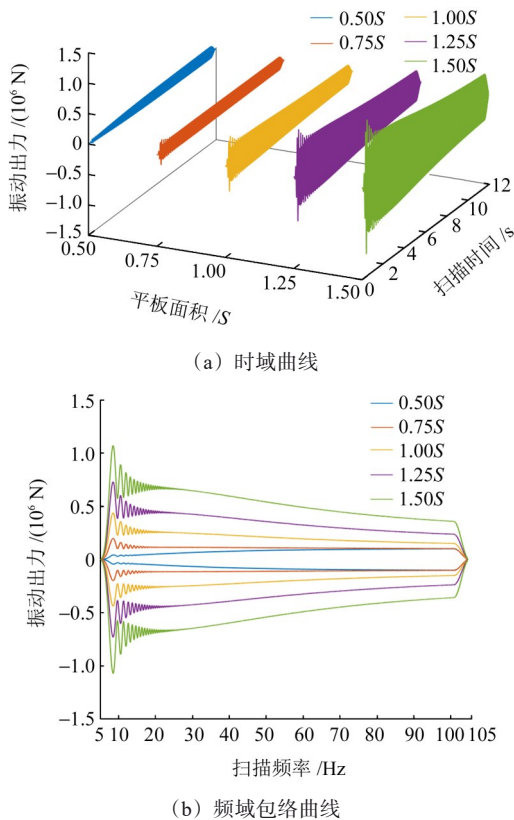


图 13 平板面积与振动输出的变化关系

Fig. 13 Variation relation between the baseplate area and the vibration output

### 2.3.4 大地弹性模量对振动出力影响规律研究

图 14 为大地弹性模量与振动输出的变化关系。由图 14 可以看出,随着大地弹性模量的增加,振动器的出力幅值逐渐增大,且低频段的振动峰值波动更为显著。大地弹性模量对振动器输出的影响,集中反映在接触面形变程度上。若大地弹性模量较小,说明大地材料性质偏软,在振动器发挥作用时,接触面将出现较大的形变,而较大的形变引发部分振动能量转化为接触面形变的能量,因而造成振动器出力幅值相对较小。较大的形变也会使得振动能量在空间中分散,进一步扰动振动器的出力稳定性。随着大地弹性模量的增大,大地愈加坚硬,接触面的形变减小,振动器的能量能够更为有效地输送到大地的相关范围,使得振动器的出力幅值增大。接触面的形变既影响振动器的出力特性,还直接对振动器与大地之间的耦合状态有影响,进而引起振动器频率响应特性的改变。

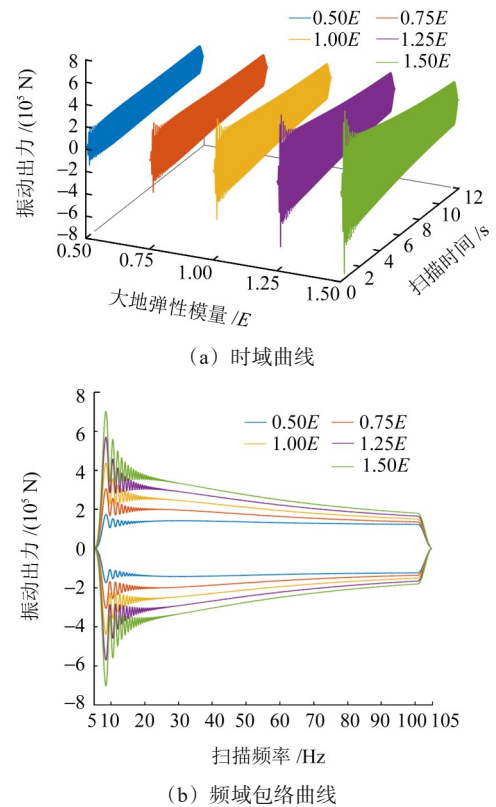


图 14 大地弹性模量与振动输出的变化关系

Fig. 14 Variation relation between the elastic modulus of soil and the vibration output

### 2.3.5 土壤密度对振动出力影响规律研究

土壤密度对振动输出的影响规律与大地弹性模量的影响趋势相似,但出力幅值相对较小,约为 70%。图 15 为土壤密度与振动输出的变化关系。由图 15 可知,随着土壤密度的增大,振动出力逐渐增强,这一现象可归结为土壤密度增大即为土壤颗粒间紧密程度的加大,进而引起接触刚度的增加。对于可控震源中

的横波振动器而言,较大的接触刚度表明土壤对振动器的反作用力稳定性更好,从而减小了振动器与土壤之间的相对滑动以及变形,横波振动器的振动出力表现相对平稳,波动幅度较小。在低频振动时,不仅受到振动器自身扰动的影响,还受到大地惯性、共振现象、大地弹性模量、土壤密度等因素共同影响,致使振动传播与反应的情况变得更为复杂。因而,振动出力会呈现出较大的波动,需要在实际应用中对这些因素进行充分的考量,以优化可控震源的性能水平与稳定性。

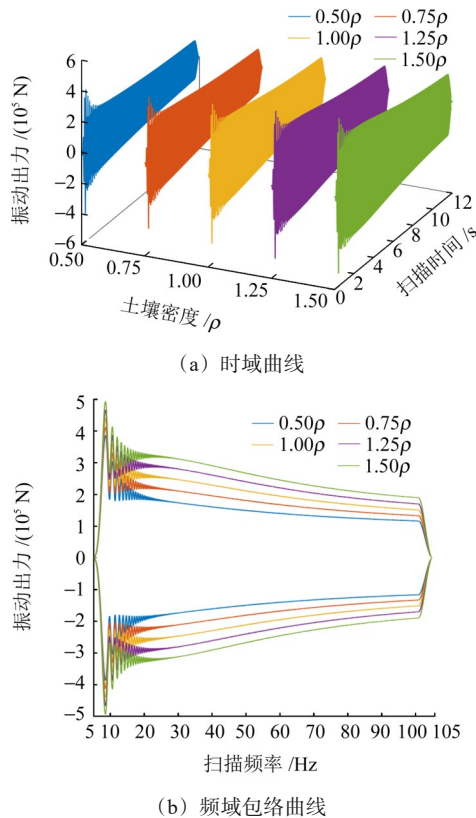


图 15 土壤密度与振动出力的变化关系

Fig. 15 Variation relation between the density of soil and the vibration output

### 3 结论

基于弹性半空间理论,建立了考虑扰动现象的横波振动器-大地耦合振动模型,并通过现场试验验证了所提模型的合理性与准确性,研究了耦合参数对横波震源振动响应的影响规律。主要研究结论为:

1)开展了横波振动器驱动质量和重锤的动力学分析,推导了振动器的平动与转动微分方程,建立了考虑扰动的横波振动器-大地耦合模型,并通过试验验证了所提模型的准确性。

2)通过研究耦合参数对振动器扰动的灵敏度和交互作用,分析了参数独立及协同效应。结果表明,平板面积是扰动敏感性的主导因素(占总敏感性的

64%),且参数间存在显著的非线性交互作用。优化参数组合(如平板面积 $>2\text{ m}^2$ ,高度差 $<0.4\text{ m}$ )可有效抑制扰动位移,提升系统的稳定性。

3)通过研究耦合参数对振动出力的影响,探究了耦合参数对振动出力幅值的影响规律。结果表明,低频段(5~20 Hz)时,重锤质量的增大会导致出力不足,平板面积的增大会提高出力幅值,而大地弹性模量的增加可以减少能量耗散。

### 参考文献 (References)

- [1] WEI Z H, HALL M A, PHILLIPS T F. Geophysical benefits from an improved seismic vibrator[J]. *Geophysical Prospecting*, 2012, 60(3):466-479.
- [2] ZHU J, CANALES J P, HAN S S, et al.  $V_p/V_s$  ratio of incoming sediments off cascadia subduction zone from analysis of controlled-source multicomponent OBS records[J]. *Journal of Geophysical Research: Solid Earth*, 2020, 125(6): e2019JB019239.
- [3] 王光德,徐小刚. 横波可控震源应用浅析[J]. *物探装备*, 2018, 28(3):157-160.  
WANG Guangde, XU Xiaogang. Analysis of the application of shear-wave vibrator[J]. *Equipment for Geophysical Prospecting*, 2018, 28(3): 157-160. (In Chinese)
- [4] CRAMPIN S. Evaluation of anisotropy by shear-wave splitting [J]. *Geophysics*, 1985, 50(1):142-152.
- [5] YILMAZ O, DOHERTY S M, YILMAZ O. *Seismic Data Analysis: Processing, Inversion, and Interpretation of Seismic Data* [M]. 2nd ed. Tulsa, OK: Society of Exploration Geophysicists, 2001:1001-1171.
- [6] 于宝华,杨辉,丁晓勇,等. 柴达木盆地横波微测井试验及应用[C]//2022年中国石油物探学术年会论文集. 北京:[出版者不详], 2022:286-289.  
YU Baohua, YANG Hui, DING Xiaoyong, et al. Shear wave micro-logging test and application in Qaidam Basin[C]//China Petroleum Geophysical Exploration Annual Conference 2022. Beijing:[s. n. ], 2022:286-289. (In Chinese)
- [7] 张秀丽,秦鑫,王玉伟,等. SH横波地震资料处理关键技术及应用[C]//SPG/SEG南京2020年国际地球物理会议论文集. 北京:《中国学术期刊(光盘版)》电子杂志社有限公司, 2020:235-238.  
ZHANG Xiuli, QIN Xin, WANG Yuwei, et al. Key technologies and applications in SH-Wave seismic data processing [C]//SPG/SEG Nanjing 2020 International Geophysical Conference. Beijing:《China Academic Journals (CD Edition)》Electronic Magazine Co., Ltd., 2020:235-238. (In Chinese)
- [8] LERWILL W E. The amplitude and phase response of a seismic vibrator[J]. *Geophysical Prospecting*, 1981, 29(4):503-528.
- [9] SALLAS J J, WEBER R M. Comments on "the amplitude and phase response of a seismic vibrator" by W. E. LERWILL [J]. *Geophysical Prospecting*, 1982, 30(6):935-938.
- [10] LEBEDEV A V, BERESNEV I A, VERMEER P L. Model para-

- meters of the nonlinear stiffness of the vibrator-ground contact determined by inversion of vibrator accelerometer data [J]. *Geophysics*, 2006, 71(3): H25-H32.
- [11] NOORLANDT R, DRIJKONINGEN G. On the mechanical vibrator-earth contact geometry and its dynamics [J]. *Geophysics*, 2016, 81(3): P23-P31.
- [12] WEI Z H. Controlling the transmitted signal with a new vibrator-ground coupling relationship [C]//SEG Technical Program Expanded Abstracts 2017. Society of Exploration Geophysicists, 2017: 33-37.
- [13] LI G, HUANG Z Q, LIAN Z H, et al. A model for the vibrator-ground coupling vibration and the dynamic responses under excitation of sweep signal [J]. *Advances in Structural Engineering*, 2019, 22(8): 1855-1866.
- [14] LI G, QI W, HUANG Z Q, et al. Modeling of energy transfer and parameter effects on it of a vibrator-ground system [J]. *Advances in Structural Engineering*, 2020, 23(15): 3251-3262.
- [15] LI G, XU G M, DING Y P, et al. Effects and global sensitivity analysis of vibrator-ground coupling parameters on ground force under excitation of sweep frequency [J]. *Structures*, 2022, 44: 18-29.
- [16] PENG X, HUANG Z Q, HAO L. Modeling of nonlinear interaction and its effects on the dynamics of a vibrator-ground system [J]. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 2020, 132: 106064.
- [17] PENG X, LIU Y, HAO L. Nonlinear dynamic analysis of a seismic vibrator-ground interaction system considering interval uncertainties [J]. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 2023, 171: 107936.
- [18] PENG X, HAO L. Nonlinear dynamic characteristics of a vibrator-ground system considering surface topography [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2023, 111(16): 14763-14782.
- [19] PENG X, SUN J L, LI Y, et al. Modeling and analysis of a shear-wave vibrator-ground coupled system dynamics [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2025, 289: 110064.
- [20] LI G, LIU Y, HAO L, et al. Dynamic interaction between S-wave vibrator and ground under sweep frequency excitation: modeling and disturbance investigation [J]. *Geophysics*, 2025, 90(3): 41-55.
- [21] QI Y F, WEI Z H, LIANG F H, et al. Improving the vibrator ground force on unconsolidated ground surfaces in Middle East desert environments [J]. *The Leading Edge*, 2023, 42(8): 557-565.
- [22] ROWSE S L, HEATH R G. WSGF—Time for a change part 1: damped Harmonic Oscillators and the Vibrator/Ground model [J]. *First Break*, 2020, 38(1): 63-71.
- [23] PENG X, HUANG Z Q, LÓPEZ-QUEROL S, et al. Nonlinear 3D finite element analysis of a shear-wave vibrator-ground interaction system [J]. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 2021, 141: 106520.
- [24] 黄志强, 游正涛, 李刚, 等. 横波可控震源组合激振效果分析 [J]. *机械强度*, 2025, 47(5): 55-62.
- HUANG Zhiqiang, YOU Zhengtao, LI Gang, et al. Analysis of combined excitation effect of shear-wave vibroseis [J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2025, 47(5): 55-62. (In Chinese)
- [25] 刘志久. 动力机器基础设计理论研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2012: 29-101.
- LIU Zhijiu. The research on design theory of dynamic machine foundation [D]. Changsha: Hunan University, 2012: 29-101. (In Chinese)
- [26] REISSNER E. Stationäre, axialsymmetrische, durch eine schüttelnde Masse erregte Schwingungen eines homogenen elastischen Halbraumes [J]. *Ingenieur-Archiv*, 1936, 7(6): 381-396.
- [27] CHAO C C. Dynamical response of an elastic half-space to tangential surface loadings [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1960, 27(3): 559-567.
- [28] 王国才. 饱和地基上基础的扭转振动特性研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2002: 13-80.
- WANG Guocai. Study on torsional vibrations of foundations resting on saturated grounds [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2002: 13-80. (In Chinese)
- [29] 吴大志, 张政伟, 徐长节, 等. 下卧基岩双层地基上刚性圆板的扭转振动 [J]. *岩石力学与工程学报*, 2005, 24(18): 3316-3321.
- WU Dazhi, ZHANG Zhengwei, XU Changjie, et al. Torsional vibration of a rigid circular plate resting on double-layered subgrade with rock substratum [J]. *Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering*, 2005, 24(18): 3316-3321. (In Chinese)
- [30] 王鹏. 弹性波作用下饱和地基中圆形基础的振动特性分析 [D]. 杭州: 浙江大学, 2011: 15-105.
- WANG Peng. Dynamic vibrations of circular foundation in poroelastic soil subjected to elastic waves [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011: 15-105. (In Chinese)
- [31] LUCO J E, WESTMANN R A. Dynamic response of circular footings [J]. *Journal of the Engineering Mechanics Division*, 1971, 97(5): 1381-1395.
- [32] CAI Y Q, CHENG Y M, ALFRED AU S K, et al. Vertical vibration of an elastic strip footing on saturated soil [J]. *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*, 2008, 32(5): 493-508.
- [33] HU X Q, CAI Y Q, DING G Y, et al. Rocking vibrations of a rigid embedded foundation in a poroelastic half-space [J]. *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*, 2010, 34(13): 1409-1430.
- [34] BYCROFT G N. Forced vibrations of a rigid circular plate on a semi-infinite elastic space and on an elastic stratum [J]. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1956, 248(948): 327-368.
- [35] STREATOR J L. Dynamic contact of a rigid sphere with an elastic half-space: a numerical simulation [J]. *Journal of Tribology*, 2003, 125(1): 25-32.
- [36] SEZAWA K. The tilting of the surface of a semi-infinite solid due to the internal nuclei of strain [J]. *Proceedings of the Imperial Academy*, 1929, 4(10): 600-602.
- [37] ARNOLD R N, BYCROFT G N, WARBURTON G B. Forced vibrations of a body on an infinite elastic solid [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1955, 22(3): 391-400.

## Study on the influence of vibrator-ground coupling parameters of shear wave source on vibration characteristics under sweep excitation

LI Gang<sup>1</sup> TANG Yun<sup>1</sup> LIU Zhigang<sup>2</sup> HAO Lei<sup>2</sup> LIU Yang<sup>3</sup>

(1. School of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China)

(2. Equipment Service Center, BGP INC., China National Petroleum Corporation, Zhuozhou 072750, China)

(3. Chassis Research Institute, Sichuan Jian'an Industry Co., Ltd., Chengdu 610500, China)

**Abstract:** [Objective] Shear wave vibrators are susceptible to variations in coupling conditions during practical exploration, resulting in significant disturbances that lead to degraded excitation performance and unstable signal quality. Existing studies lack a systematic understanding of how coupling parameters influence the disturbance mechanisms and excitation effects of the vibrator. To address this issue, a shear wave vibrator-ground coupling dynamic model incorporating disturbance factors was developed, revealing the influence patterns of key coupling parameters on disturbances and output characteristics. This provides a theoretical basis for the structural optimization and stable excitation of shear wave sources. [Methods] Firstly, based on elastic half-space theory and considering the disturbance effects induced by hydraulic overturning moments, a coupled vibration model of the shear wave source vibrator and the ground was established, and the validity of the proposed model was verified through tests. Subsequently, the influence patterns of coupling parameters on vibrator disturbances and system vibration output were analyzed on this basis. [Results] The results indicate that, regarding vibrator disturbances, the plate area is the dominant parameter affecting disturbance sensitivity (accounting for 64% of total sensitivity), with significant nonlinear interactions existing among parameters; soil density accounts for nearly 0% of total sensitivity and can be regarded as a non-sensitive factor. In terms of vibration output, within the low-frequency range (5-20 Hz), an increase in the mass of the heavy hammer leads to insufficient output, while an increase in plate area contributes to enhancing output amplitude; a higher ground elasticity modulus can reduce energy dissipation. The findings provide a theoretical basis for suppressing shear wave vibrator disturbances and hold certain research value for improving vibrator excitation performance.

**Key words:** Shear wave controllable source; Coupling parameter analysis; Vibration characteristics; Vibration output; Disturbance analysis

Corresponding author: LI Gang, E-mail: ligang@swpu.edu.cn

Fund: National Natural Science Foundation of China (42574189); China National Petroleum Corporation Science and Technology Project (2023ZZ05)

Received: 2025-09-17

(编辑:李立)