

文章编号:1671-8879(2009)01-0099-04

## 双频双幅合成振动压实的动力学仿真

钟春彬<sup>1,2</sup>,冯忠绪<sup>1</sup>,朱伟敏<sup>3</sup>,姚运仕<sup>1</sup>

(1. 长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室,陕西 西安 710064; 2. 广西柳工机械股份有限公司,广西 柳州 545007; 3. 杭州应用声学研究所,浙江 杭州 310012)

**摘要:**为了分析双频双幅合成振动压路机各设计参数对压实效果的影响,设计了双频双幅合成振动压实的试验样机。在前期试验的基础上,建立了压实机-土壤系统的动力学模型,对土壤的刚度及阻尼值进行求解,得出了土壤刚度与阻尼值随压实遍数的变化规律。基于数学模型的动力学仿真,描述了上车和下车位移、加速度和压实轮对地面的作用力等在工作过程中的变化规律,得到了压实机主要工作参数间较合理的匹配关系及其取值范围:低频频率为 20~30 Hz,低频振幅为 0.8~1.5 mm,频率比为 1~3,振幅比为 1/3~1/2,激振器的初始相位角为 0°~90°。

**关键词:**筑路机械;压路机;双频双幅合成振动压实;数学模型;参数识别;动力学仿真

**中图分类号:**U415.521 **文献标志码:**A

### Dynamic simulation of double-frequency and double-amplitude composed vibrating compaction

ZHONG Chun-bin<sup>1,2</sup>, FENG Zhong-xu<sup>1</sup>, ZHU Wei-min<sup>3</sup>, YAO Yun-shi<sup>1</sup>

(1. Key Laboratory for Highway Construction Technology and Equipment of Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China; 2. Guangxi Liugong Machinery Limited Corporation, Liuzhou 545007, Guangxi, China; 3. Hangzhou Applied Acoustics Research Institute, Hangzhou 310012, Zhejiang, China)

**Abstract:** An experimental prototype was designed based on the double-frequency and double-amplitude composed vibrating compaction method in order to analyze the effects on compaction performances. On the basis of the early stage experiments, a dynamic model of the compactor-soil was built and the changing rules of soil stiffness and damping with respect to compaction times were also obtained by the solution of their values. With the help of dynamic simulation, the changing rules of some parameters, such as the upper and lower chassis displacements, acceleration, effect forces on the ground caused by compaction roller, were given out. The relatively rational coupling relations among the key compactor working parameters and their varying ranges were gained, the lower frequency is from 20 Hz to 30 Hz, the amplitude is from 0.8 mm to 1.5 mm, the frequency ratio is from 1 to 3, the amplitude ratio is from 1/3 to 1/2, the initial phase of vibration exciter is from 0° to 90°. 2 tabs, 10 figs, 10 refs.

**Key words:** road machinery; road levelling machine; double-frequency and double-amplitude vibrating compaction; mathematical model; parameters identification; dynamic simulation

收稿日期:2008-05-15

基金项目:国家“863”计划重大项目(2001AA422012)

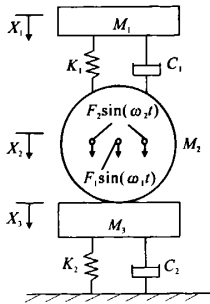
作者简介:钟春彬(1958-),男,广西柳州人,广西柳工机械股份有限公司高级工程师,长安大学工学博士研究生,E-mail:zcb@liugong.com。

## 0 引言

可调频调幅的振动压路机在某一瞬时只有一个频率和一个振幅。由于被压实材料都有相应的级配要求,其粒径大小是不相同的,加之材料的多样性,在压实过程中材料机械性能的变化,以及铺层厚度的不同,利用单一频率和振幅使被压实材料产生共振效应是困难的。双频双幅合成振动压实的特点是任一瞬时同时有两个频率及振幅作用在被压实材料上,这是一种新的压实方法<sup>[1-2]</sup>,不仅可以强化压实过程,提高压实效率,而且能增加压实的均匀性和对多种材料的适应性。本文为了分析各设计参数对压实效果的影响,以及不同振动参数下“压实机-土壤”系统动态响应,为机器的参数选取和优化提供参考,设计了双频振动压实机的试验样机。在前期试验的基础上,本文将建立“压实机-土壤”系统的动力学模型,并基于试验结果对土壤的刚度及阻尼进行参数识别,完成动力学过程的仿真,得到主要工作参数间较合理的匹配关系及其取值范围。

## 1 “压实机-土壤”系统的动力学模型

图 1 为简化的动力学模型,选择模型中各单元静止位置为坐标原点,不考虑水平方向的运动对压实效果的影响。



注:  $M_1$  为上部机架质量;  $M_2$  为振动轮质量;  $M_3$  为随振土质量;  $K_1$  为减振器刚度;  $K_2$  为土壤刚度;  $C_1$  为减振器阻尼;  $C_2$  为土壤阻尼;  $X_1$  为上车位移;  $X_2$  为振动轮位移;  $X_3$  为土壤位移;  $F_1 \sin(\omega_1 t)$  为低频激振力;  $F_2 \sin(\omega_2 t)$  为高频激振力。

图 1 “压实机-土壤”系统的动力学模型

由图 1 可得

$$\left. \begin{aligned} M_1 X_1'' + C_1 X_1' + K_1 X_1 - C_1 X_2' - K_1 X_2 &= 0 \\ M_2 X_2'' + C_1 X_2' + K_1 X_2 - C_1 X_1' - K_1 X_1 + F_v &= F_0 \\ F_0 &= F_1 \sin(\omega_1 t) + F_2 \sin(\omega_2 t) \\ M_3 X_3'' + C_2 X_3' + K_2 X_3 &= F_v \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中:  $F_0$  为总激振力;  $F_v$  为振动轮对土壤的作用力;  $X_1'$ 、 $X_1''$  分别为上车的速度、加速度;  $X_2'$ 、 $X_2''$  分别为振动轮的速度、加速度;  $X_3'$ 、 $X_3''$  分别为土壤的速度、加速度。

压实过程可分为接地状态和跳振状态。接地状态时,  $X_2 = X_3$ ,  $F_v > 0$ ; 跳振状态时  $F_v = 0$ 。下面仅对接地状态的主要工作状态进行分析。

由式(1)可得

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \Phi \mathbf{Y} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ B_1 & B_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_1 + y_2 \\ B_1 y_1 + B_2 y_2 \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中:  $\mathbf{X}$  为位移矩阵;  $\Phi = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ B_1 & B_2 \end{bmatrix}$ ;

$$\mathbf{Y} = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_{11} \sin(\omega_1 t - \varphi_{11}) + y_{12} \sin(\omega_2 t - \varphi_{12}) \\ y_{21} \sin(\omega_1 t - \varphi_{21}) + y_{22} \sin(\omega_2 t - \varphi_{22}) \end{bmatrix};$$

$$y_{11} = \frac{B_1 F_1 / K_1 (A_1^2 + \beta B_1^2)}{\sqrt{(1 - (\omega_1 / \omega_{n1})^2)^2 + (2\zeta_1 \omega_1 / \omega_{n1})^2}};$$

$$y_{12} = \frac{B_1 F_2 / K_1 (A_1^2 + \beta B_1^2)}{\sqrt{(1 - (\omega_2 / \omega_{n1})^2)^2 + (2\zeta_1 \omega_2 / \omega_{n1})^2}};$$

$$y_{21} = \frac{B_2 F_1 / K_1 (A_2^2 + \beta B_2^2)}{\sqrt{(1 - (\omega_1 / \omega_{n2})^2)^2 + (2\zeta_2 \omega_1 / \omega_{n2})^2}};$$

$$y_{22} = \frac{B_2 F_2 / K_1 (A_2^2 + \beta B_2^2)}{\sqrt{(1 - (\omega_2 / \omega_{n2})^2)^2 + (2\zeta_2 \omega_2 / \omega_{n2})^2}};$$

$$\varphi_{11} = \arctan \left[ \frac{2\zeta_1 (\omega_1 / \omega_{n1})}{1 - (\omega_1 / \omega_{n1})^2} \right];$$

$$\varphi_{12} = \arctan \left[ \frac{2\zeta_1 (\omega_2 / \omega_{n1})}{1 - (\omega_2 / \omega_{n1})^2} \right];$$

$$\varphi_{21} = \arctan \left[ \frac{2\zeta_2 (\omega_1 / \omega_{n2})}{1 - (\omega_1 / \omega_{n2})^2} \right];$$

$$\varphi_{22} = \arctan \left[ \frac{2\zeta_2 (\omega_2 / \omega_{n2})}{1 - (\omega_2 / \omega_{n2})^2} \right];$$

$$\zeta_1 = C_1 (A_1^2 + \gamma B_1^2) /$$

$$2 \sqrt{M_1 K_1 [1 - (1 - \alpha) B_1^2] (A_1^2 + \beta B_1^2)};$$

$$\zeta_2 = C_1 (A_2^2 + \gamma B_2^2) /$$

$$2 \sqrt{M_1 K_1 [1 - (1 - \alpha) B_2^2] (A_2^2 + \beta B_2^2)};$$

$$\alpha = \frac{M}{M_1}; \beta = \frac{K_2}{K_1}; M = M_1 + M_2 + M_3; \gamma = \frac{C_2}{C_1};$$

$$A_1 = \frac{(\alpha + \beta) - \sqrt{(\alpha + \beta)^2 - 4\beta(\alpha - 1)}}{2(1 - \alpha)};$$

$$A_2 = \frac{(\alpha + \beta) + \sqrt{(\alpha + \beta)^2 - 4\beta(\alpha - 1)}}{2(1 - \alpha)};$$

$$B_1 = \frac{(\beta - \alpha + 2) - \sqrt{(\alpha + \beta)^2 - 4\beta(\alpha - 1)}}{2(1 - \alpha)};$$

$$B_2 = \frac{(\beta - \alpha + 2) + \sqrt{(\alpha + \beta)^2 - 4\beta(\alpha - 1)}}{2(1 - \alpha)};$$

$\omega_2$ 、 $\omega_1$  分别为高、低阶角频率; $\omega_{n1}$ 、 $\omega_{n2}$  分别为一阶、二阶固有角频率; $F_1$ 、 $F_2$  分别为低频、高频激振力幅值。

2 模型参数

动力学仿真与实际过程的接近程度主要取决于模型参数值。在动力学模型中,上机架质量  $M_1$ 、振动轮质量  $M_2$ 、减振器刚度  $K_1$  和减振器阻尼  $C_1$  的参数值均为已知。

目前,对随振土质量  $M_3$ 、土壤刚度  $K_2$  和土壤阻尼  $C_2$  一般都取经验值<sup>[3-4]</sup>。本文按动力学半空间理论中的方程对等法初选土壤参数为: $M_3 = 40\text{ kg}$ ,  $K_2 = 5.79 \times 10^6\text{ N/m}$ ,  $C_2 = 1.1 \times 10^4\text{ (N} \cdot \text{s/m)}$ 。

严格地说,土壤参数在压实过程中是变化的,依靠经验公式或统计数据的初选值都有较大的误差。文献[5]提出用实验室土壤动态压实试验模拟压实过程,但仍难以真实反映土壤参数在压实过程中的变化值;文献[6]通过“机器-地面”系统的仿真幅频特性曲线与实测幅频特性曲线的比较来识别土壤的刚度和阻尼值。但因刚度和阻尼都要影响幅频特性,所以同时识别的这两个参数也是估计值。本文利用试验数值,求得压实过程中机器-土壤系统的固有频率,然后识别对应的土壤刚度值,再在实测的振动轮加速度值和求得的土壤刚度值基础上求出相应的土壤阻尼值。表 1 为模型中各参数实际值或初选值;表 2 为土壤参数识别的结果;图 2 为实测系统固有频率的变化规律;图 3 为实测振动轮加速度的变化规律;图 4 为识别的土壤刚度的变化规律;图 5 为识别的土壤阻尼的变化规律。

表 1 模型的参数值

参数名称	数值
上机架质量 $M_1/\text{kg}$	291
振动轮质量 $M_2/\text{kg}$	349
随振土质量 $M_3/\text{kg}$	40
减振器刚度 $K_1/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$1.21 \times 10^6$
土壤刚度 $K_2/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$5.79 \times 10^6$
减振器阻尼 $C_1/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	2 252
土壤阻尼 $C_2/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	$1.1 \times 10^4$

3 双频双幅合成振动压实的动态响应

在试验的基础上进行双频双幅合成压实过程的仿真,一方面可对试验结果进行验证,对数学模型进行必要的修正;另一方面可对压实过程进行动态响应分析,确定比较合理的参数匹配关系及其取值范

表 2 土壤参数识别

压实遍数	实测系统固有频率		实测振动轮加速度	识别结果	
	$f_{n1}/\text{Hz}$	$f_{n2}/\text{Hz}$	9.8 $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	$K_2/(10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$	$C_2/(10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$
静压 2 遍后	7.93	17.29	4.34	4.16	1.35
振压 3 遍后	8.39	18.79	4.92	5.12	0.60
振压 6 遍后	8.65	19.39	5.29	5.62	0.40
振压 8 遍后	8.72	19.63	5.33	5.70	0.36

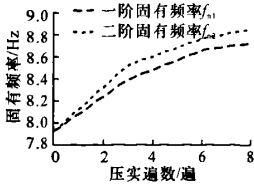


图 2 实测系统固有频率与压实遍数的关系

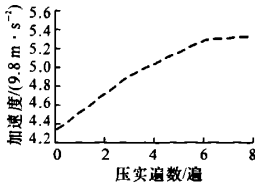


图 3 实测振动轮加速度与压实遍数的关系

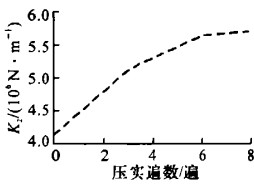


图 4 土壤刚度与压实遍数的关系

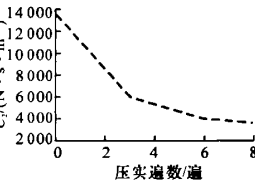


图 5 土壤阻尼与压实遍数的关系

围。图 6 为上、下车振幅与频率的关系;图 7 为上、下车加速度与频率的关系;图 8 为  $F_0$ 、 $F_v$  与频率的关系;图 9 为  $R_T$  ( $R_T = F_v/F_0$ ) 与频率的关系;图 10 为仿真信号曲线与实测信号曲线的对比。由图 10 可见,两种信号的变化趋势一致,这说明仿真结果与试验结果相近。利用建立的“压实机-土壤”数学模型可指导动态响应分析与工作参数的优化。

4 参数优化的结果

经过试验和仿真优化,确定的各参数合理取值范围为<sup>[7-10]</sup>:低频频率 20 ~ 30 Hz,低频振幅 0.8 ~ 1.5 mm,频率比 1 ~ 3,振幅比 1/3 ~ 1/2,激振器的初始相位角 0° ~ 90°。

5 结 语

(1)在试验研究的基础上,建立了“压实机-土壤”系统的数学模型。

(2)根据试验结果,对土壤的刚度及阻尼进行了参数识别,给出了土壤刚度与阻尼随压实遍数的变化规律,为利用建立的数学模型进行动力学仿真提供了接近实际的模型参数。

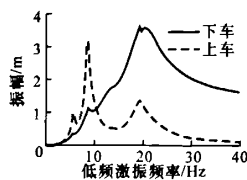


图6  $w_2/w_1 = 1.5$  时上、下车振幅与频率的关系

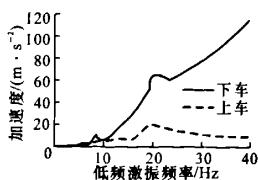


图7  $w_2/w_1 = 1.5$  时上、下车加速度与频率的关系

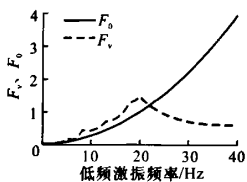


图8  $w_2/w_1 = 1.5$  时  $F_0$ 、 $F_v$  与频率的关系

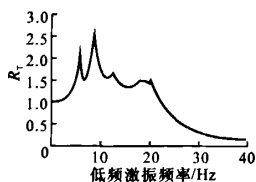


图9  $w_2/w_1 = 1.5$  时  $R_T$  与频率的关系

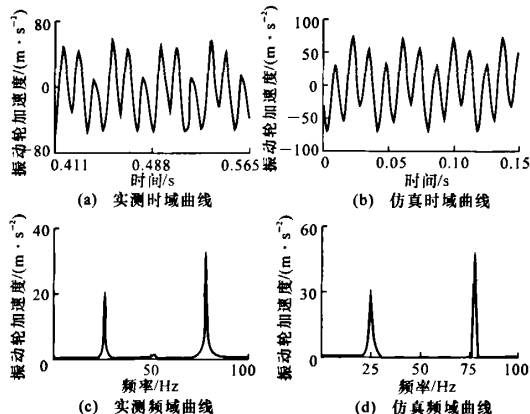


图10 实测信号曲线与仿真信号曲线的对比

(3)通过双频双幅合成振动压实过程的动力学仿真,比较全面地给出了上、下车位移、加速度和压实轮对地面的作用力等工作过程中的变化规律,得到了压实机主要工作参数间较合理的匹配关系及其取值范围。

#### 参考文献:

#### References:

[1] 姚运仕,冯忠绪,董秀辉,等.多频合成振动压实的机

理[J].长安大学学报:自然科学版,2006,26(1):90-93.

YAO Yun-shi, FENG Zhong-xu, DONG Xiu-hui, et al. Mechanism of multi-frequencies vibrating compaction[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2006, 26(1): 90-93.

[2] 姚运仕,肖刚,董秀辉,等.双频合成振动压实试验研究[J].中国公路学报,2006,19(1):122-126.

YAO Yun-shi, XIAO Gang, DONG Xiu-hui, et al. Experimental study of double-frequency composed vibrating compaction[J]. China Journal of Highway and Transport, 2006, 19(1): 122-126.

[3] 王戈,王贵慎,张世英.压实机械[M].北京:中国建筑工业出版社,1992.

[4] 孙祖望,卫雪莉,王鹏.振动压实的动力学过程及其响应特性的研究[J].中国公路学报,1998,11(2):117-126.

SUN Zu-wang, WEI Xue-li, WANG Que. The dynamic process of oscillatory compaction and its response characteristic [J]. China Journal of Highway and Transport, 1998, 11(2): 117-126.

[5] 秦四成,程悦荪,李忠,等.土壤振动压实动态性能试验研究[J].农业工程学报,2001,17(4):26-29.

QIN Si-cheng, CHENG Yue-sun, LI Zhong, et al. Dynamic study on the soil compaction by vibratory roller [J]. Transactions of the CSAE, 2001, 17(4): 26-29.

[6] 杨东来.振荡轮与垫沥青混合料相互作用动力学过程的研究[D].西安:长安大学,2005.

[7] 邓丽娜.双频振动压实作业参数优化及动态仿真[D].西安:长安大学,2004.

[8] 朱伟敏.双频合成振动压实机动力学仿真研究[D].西安:长安大学,2006.

[9] 姚运仕.双频合成振动压实方法的试验研究[D].西安:长安大学,2006.

[10] 卢宏现,朱伟敏,姚琳宁.双频合成振动压实对多种材料的适应性研究[J].筑路机械与施工机械化,2007,24(6):56-58.

LU Hong-xian, ZHU Wei-min, YAO Lin-ning. Adaptability for different materials of double vibrating compaction[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2007, 24(6): 56-58.