

7-3-2020

Dynamic Design for Vibratory Compaction System Basing on Chaos Identification

Peihui Shen

1. Department of Mechanical Engineering, Fujian Chuanzheng Communications College, Fuzhou 350007, China;;

Shuwen Lin

2. College of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350002, China;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Dynamic Design for Vibratory Compaction System Basing on Chaos Identification

Abstract

Abstract: According to the shortage of traditional design method and the fact that the effects of nonlinear chaotic vibration on human health were ignored in the research of compaction system, *a dynamic design method basing on chaos identification was proposed. A two degree of freedom dynamic model was established and the bifurcation diagrams were described for vibratory compaction system. The dynamic responses of the system were analyzed in the cases of three different soil parameters representing the early, medium and later stage of compacted material. Research shows that, selecting the ratio of the frame quality and the vibration wheel quality in the range from 0.85 to 1, the natural frequency of frame in the range from 8 to 9.5 and the damping ratio in the range from 0.195 to 0.215 can weaken the nonlinear characteristics of the system so as to avoid chaotic vibration as much as possible.*

Keywords

vibratory roller, dynamic model, chaotic vibration, dynamic design

Recommended Citation

Shen Peihui, Lin Shuwen. Dynamic Design for Vibratory Compaction System Basing on Chaos Identification[J]. Journal of System Simulation, 2016, 28(5): 1232-1241.

基于混沌识别的振动压实系统动态设计分析

沈培辉¹, 林述温²

(1.福建船政交通职业学院机械工程系, 福州 350007; 2.福州大学机械工程及自动化学院, 福州 350002)

摘要: 针对传统的简单动态设计方法, 在研究压实系统中忽略非线性混沌态振动对人体身心健康的影响, 提出基于系统混沌识别的动态设计方法。通过建立振动压实系统的二自由度动力学模型, 采用周期取点构建混沌识别分叉图方法, 分析在物料压实初、中、后期3种不同的土壤参数情况下的压实系统非线性振动响应。研究表明, 选取机架质量为振动轮质量的0.85~1倍、机架振动固有频率为8~9.5和阻尼比系数为0.195~0.215时, 可以弱化系统的非线性特性从而避开混沌振动区。

关键词: 振动压路机; 动力学模型; 混沌振动; 动态设计

中图分类号: TU663 文献标识码: A 文章编号: 1004-731X (2016) 05-1232-10

Dynamic Design for Vibratory Compaction System Basing on Chaos Identification

Shen Peihui¹, Lin Shuwen²

(1. Department of Mechanical Engineering, Fujian Chuanzheng Communications College, Fuzhou 350007, China;

2. College of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350002, China)

Abstract: According to the shortage of traditional design method and the fact that the effects of nonlinear chaotic vibration on human health were ignored in the research of compaction system, a dynamic design method basing on chaos identification was proposed. A two degree of freedom dynamic model was established and the bifurcation diagrams were described for vibratory compaction system. The dynamic responses of the system were analyzed in the cases of three different soil parameters representing the early, medium and later stage of compacted material. Research shows that, selecting the ratio of the frame quality and the vibration wheel quality in the range from 0.85 to 1, the natural frequency of frame in the range from 8 to 9.5 and the damping ratio in the range from 0.195 to 0.215 can weaken the nonlinear characteristics of the system so as to avoid chaotic vibration as much as possible.

Keywords: vibratory roller; dynamic model; chaotic vibration; dynamic design

引言

振动压实技术与压实机械广泛运用于交通运输建设、国防工程、工业与民用建筑等密实工程^[1-2]。压实物料-振动压路机相互作用是一个复杂的非线性系统, Yoo 等根据不同土壤环境提出了压实过程动力学模型^[3-4], Grabe 等分析循环受载土体的变形

-力关系提出了不同形式的滞回模型^[5-6], 管迪等考虑跳振现象对压实作业过程进行非线性动力学建模并发现了混沌振动^[7-8], Xu 等利用振动反馈工程试验不同的非线性行为建模并很好地指导了智能压实技术的施工工艺参数合理选择^[9-10]。现有文献对该领域的研究主要集中在振动压实机理和压实施工工艺参数匹配的研究, 对整机及结构件的动态设计涉及较少。

目前, 压路机设计手册文献资料主要源自静态设计和简单的动态设计, 静态设计只考虑静力学分析, 过于简单, 不能适合振动利用工程、工程机械



收稿日期: 2014-12-30 修回日期: 2015-04-19;
基金项目: 国家自然科学基金(51175086); 福建省交通运输厅科技研发支持项目(201120); 福建省自然科学基金资助项目(2015J01186);
作者简介: 沈培辉(1977-), 男, 福建诏安, 博士, 副教授, 研究方向为工程机械。

<http://www.china-simulation.com>

• 1232 •

振动等领域的应用;简单的动态设计只考虑机构或环境的振动对机械设备的损害影响,很少考虑到机械振动对驾驶操作者身心健康的影响,特别是以非线性振动引起的混沌态响应对人体的健康影响在传统的简单动态设计中基本被忽视。然而,各种不规则的非线性振动,尤其是混沌振动对驾驶操作人员会造成心理烦躁,长期作业容易产生诸如听力障碍等严重的职业病。近年来,在振动利用工程研究领域,非线性混沌振动被发现普遍存在^[11-13]。因而在保证机械设备结构件符合动静载荷作用下设计安全的情况下,应当进一步从人机工程角度出发,利用作业过程的系统混沌识别来指导压路机的动态设计显得尤为重要,然而该方面的研究尚未见文献报道。因此,一种新的动态设计方法的提出已迫在眉睫。

综上,本文针对振动压实系统提出了基于系统混沌识别的动态设计方法,旨在最大限度地消除机械设备振动产生的非线性振动混沌态响应、尽可能地减少不规则振动对驾驶操作者的人身伤害和心理影响。同时,该方法对其他具有人机工程设计需要的机械设备(如振动破碎等)研发起到很好的抛砖引玉作用。

1 二自由度动力学模型

考虑到振动压路机特殊的工作环境,即振动压实物料可以形成受压抗力,但不能提供向下拉振动轮的作用力,振动轮与压实物料存在脱耦和连耦两种情况,所以建立如图 1 所示动力学模型。

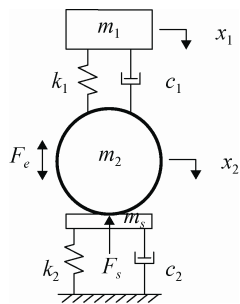


图 1 振动模型

图中 m_1 , m_2 为压路机机架和振动轮的质量,

k_1 , c_1 为机架减振系统的刚度系数和阻尼系数, k_2 , c_2 为压实物料的刚度系数和阻尼系数, F_e 为振动激振力。忽略随振土的质量 m_s , 以物料尚未变形为系统零点, 建立动力学方程如下:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = m_1 g \\ m_2 \ddot{x}_2 + F_s - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) = F_e(t) + m_2 g \\ F_e(t) = F \sin(\omega t) \end{cases} \quad (1)$$

式中: x_1 , \dot{x}_1 , \ddot{x}_1 为机架的位移、速度和加速度动力响应(方向以向下为正); x_2 , \dot{x}_2 , \ddot{x}_2 为振动轮的位移、速度和加速度动力响应; g 为重力加速度,一般取 9.8 m/s^2 ; F 为激振力幅值; ω 为激振角频率; F_s 为压实物料的受压抗力,分为连耦和脱耦 2 种情况:

$$F_s = \begin{cases} 0 & x_2 < 0 \\ c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 & x_2 \geq 0 \end{cases} \quad (2)$$

获得连耦和脱耦情况下的解为:

当 $x_2 \geq 0$ 时,

$$\begin{cases} x_2 = x_{20} + F \sqrt{\frac{(A^2 + B^2)}{(G^2 + H^2)}} \sin(\omega t + \phi_2) \\ x_1 = x_{10} + F \sqrt{\frac{(C^2 + D^2)}{(G^2 + H^2)}} \sin(\omega t + \phi_1) \\ \phi_2 = \tan^{-1} \left(\frac{AH - BG}{AG + BH} \right) \\ \phi_1 = \tan^{-1} \left(\frac{AH - DG}{CG + DH} \right) \end{cases} \quad (3)$$

当 $x_2 < 0$ 时,

$$\begin{cases} x_2 = x'_{20} + F \sqrt{\frac{(A'^2 + B'^2)}{(G'^2 + H'^2)}} \sin(\omega t + \phi'_2) \\ x_1 = x'_{10} + F \sqrt{\frac{(C'^2 + D'^2)}{(G'^2 + H'^2)}} \sin(\omega t + \phi'_1) \\ \phi'_2 = \tan^{-1} \left(\frac{A'H' - B'G'}{A'G' + B'H'} \right) \\ \phi'_1 = \tan^{-1} \left(\frac{A'H' - D'G'}{C'G' + D'H'} \right) \end{cases} \quad (4)$$

式中: $x_{20} = x'_{20} = \frac{(m_1 + m_2)g}{k_2}$; $x_{10} = x'_{10} = \frac{m_1 g}{k_1} -$

$\frac{(m_1 + m_2)g}{k_2}$; $A = A' = k_1 - m_1 \omega^2$; $B = B' = c_1 \omega$;

$C = C' = k_1$; $D = D' = c_1 \omega$; $G = (k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)$

$$(k_1 - m_1\omega^2) - k_1^2 - c_1c_2\omega^2; H = ((c_1 + c_2)(k_1 - m_1\omega^2) + c_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - 2k_1c_1)\omega; G' = (m_1m_2\omega^2 - k_1(m_1 + m_2))\omega^2; H' = c_1(m_1 + m_2)\omega^3.$$

2 压实初、中、后期的激振动力响应

根据试验样机 YZC12 的机构特点和出厂试验参数资料^[14], 选取振动轮质量 $m_2=3\ 000\ \text{kg}$, 机架质量 $m_1=2\ 800\ \text{kg}$, 减振系统刚度系数 $k_1=1.8\times 10^5\ \text{N/m}$, 阻尼系数 $c_1=1.1\ \text{kNs/m}$, 激振力 $F=82\ \text{kN}$, 振动频率 $f=35\ \text{Hz}$, 即激振角频率 $\omega=2\pi f=219.8\ \text{rad/s}$. 根据现场压路机试验振动轮压实作用下具有代表性的物料刚度系数和阻尼系数范围^[15-16], 选择压实初期较小的刚度系数和较大的阻尼系数 $k_2=2.2\ \text{MN/m}$ 和 $c_2=70\ \text{kNs/m}$, 由式(3)和式(4)解可以获得图 1 振动模型系统的动力学响应如图 2 所示. 从图 2(b)可知压实初期振动轮的相图体现出规律的单周期运动, 图 2(d)的频谱图也发现振动能量仅存在于基频的响应, 而图 2(a)机架的振动相图响应可以看出存在单周期分叉, 图 2(c)的频谱图中在基频明显响应的情况上出现低频处的波动.

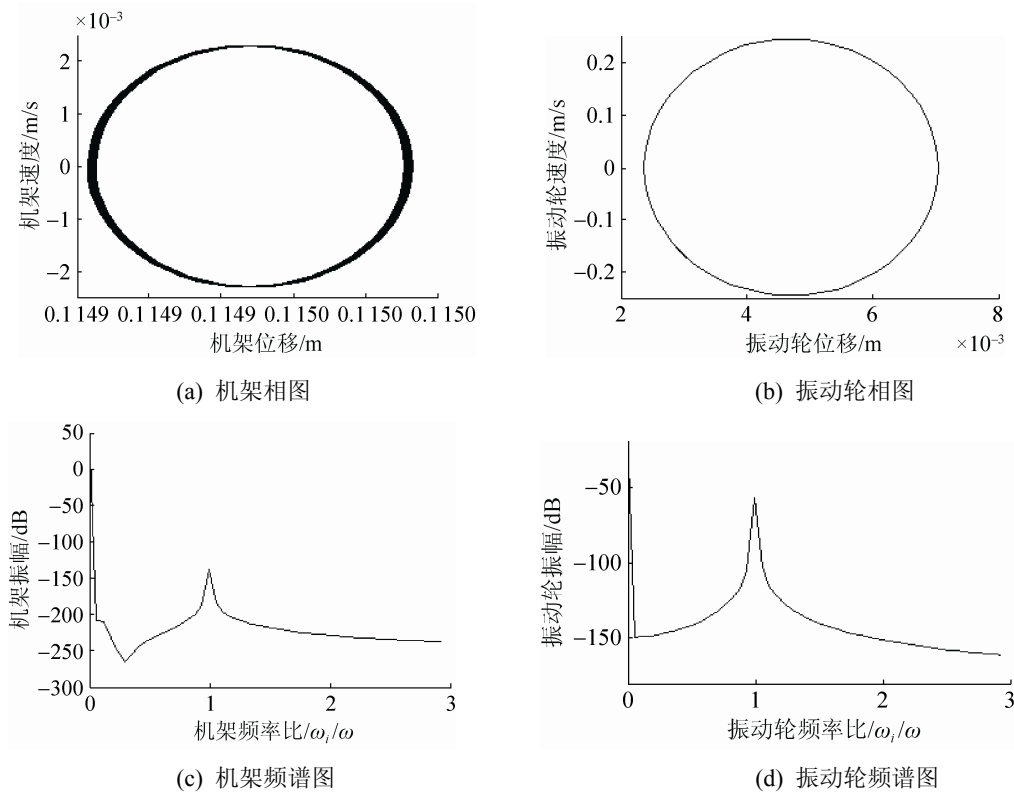
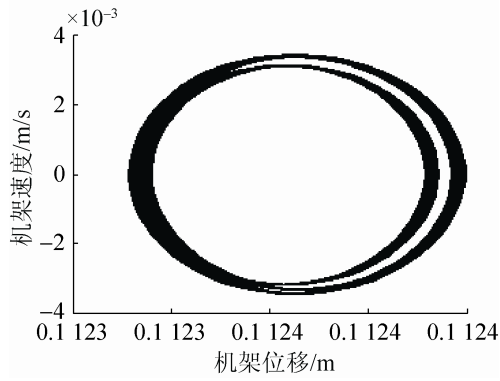


图 2 压实初期系统的动力响应

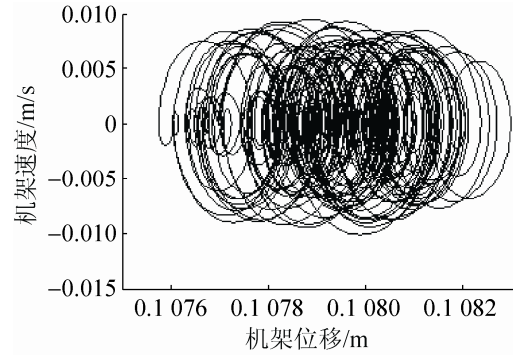
<http://www.china-simulation.com>

当选取压实中期的刚度系数 $k_2=6.3\ \text{MN/m}$ 和阻尼系数 $c_2=38\ \text{kNs/m}$ 时, 同理可得系统动力响应如图 3 所示. 从图 3(b)的相图发现振动轮随着压实物料的密实开始出现起跳现象而呈现三周期运动, 图 3(d)的频谱图也明显看出存在倍频和 1/2 倍频的超谐波响应, 其中倍频成分能量很丰富, 图 3(a)机架的相图也出现三周期分叉, 图 3(c)的频谱图同样有倍频和 1/2 倍频的超谐波响应.

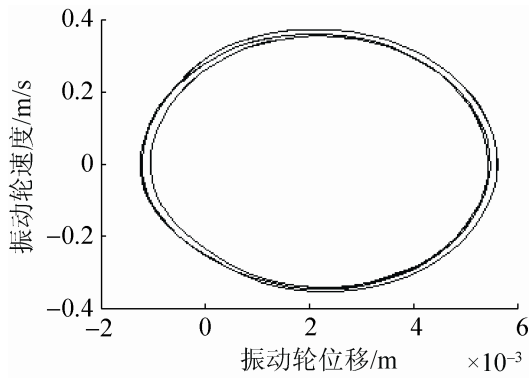
当选取压实后期较大的刚度系数 $k_2=11\ \text{MN/m}$ 和较小的阻尼系数 $c_2=9\ \text{kNs/m}$ 时, 可以获得图 4 的系统动力响应. 从图 4(b)的相图可以看出压实后期振动轮出现很明显的双周期分叉非线性运动, 振动轮的振幅明显地增大, 图 4(d)的频谱图也明显地看出振动轮存在能量丰富的倍频响应和 1/2 倍频成分响应, 而图 4(a)机架的相图已进入无规律的混沌态运动, 机架的振动速度响应也增加了一个数量级, 图 4(c)的频谱图可以看出机架体现出连续频谱的混沌态响应. 混沌状态下, 驾驶人员的工作条件比较恶劣, 压路机结构紧固件也会受到杂乱无章的振动冲击而提早松动和失效, 应当避免发生.



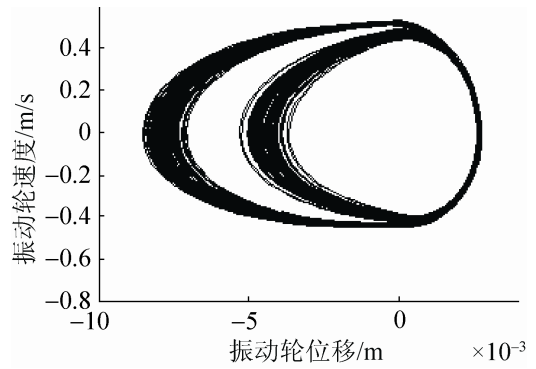
(a) 机架相图



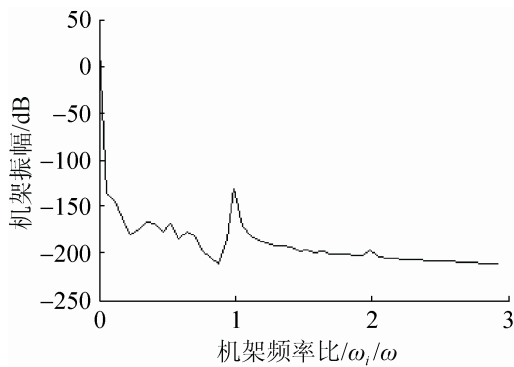
(a) 机架相图



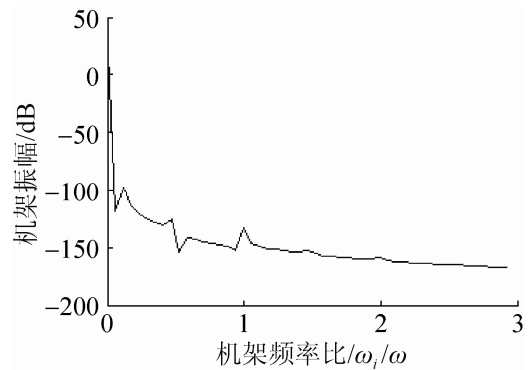
(b) 振动轮相图



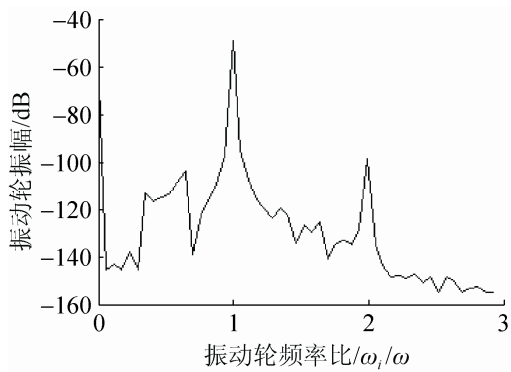
(b) 振动轮相图



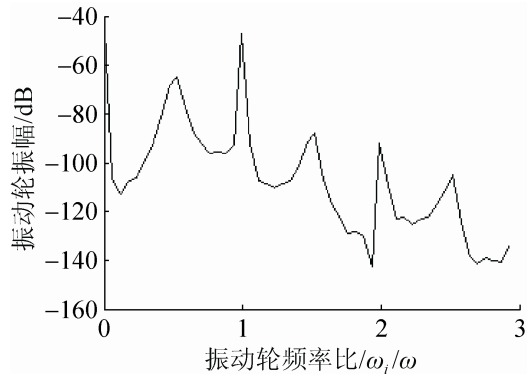
(c) 机架频谱图



(c) 机架频谱图



(d) 振动轮频谱图



(d) 振动轮频谱图

图 3 压实中期系统的动力响应

图 4 压实后期系统的动力响应

3 沥青现场施工压实试验数据分析

采用 YZC12 型振动压路机在京福国道邵三高速公路三明段进行沥青现场施工压实试验,运用安装在压路机上的压电式加速度传感器获得振动加速度信号,通过数据采集分析系统采集得到现场数据,瞬时位移响应可由 $x(t) = -\ddot{x}(t) / \omega^2$ 近似处理获得。图 5 是某路段采用激振力 82 kN 和激振频率 35 Hz 压实 6 遍时(压实后期)压路机机架垂直方向位移响应,从图 5(a)的机架位移时间历程图像可以看到无规律周期再现的混沌信号时域响应,为排除环境信号的干扰同时采用频域分析如图 5(b)所示,同样获得明显的连续谱混沌态响应,说明从避开混沌区工作的角度出发,试验样机 YZC12 型振动压路机应当进一步改进,这或许是目前振动压路机产品普遍存在的设计问题。

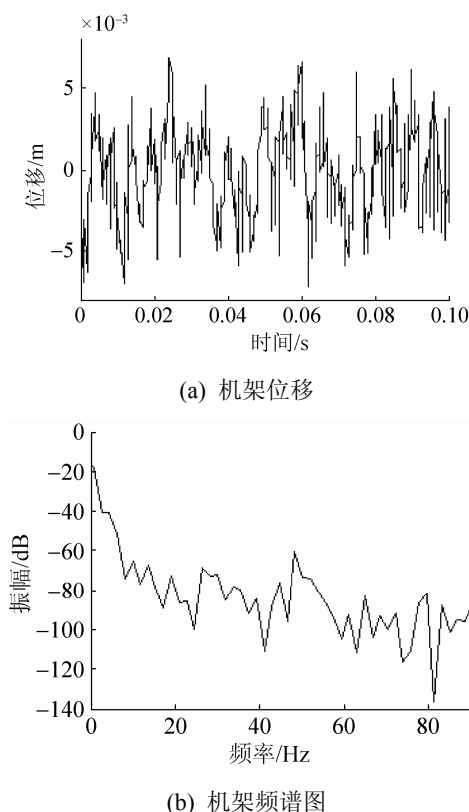


图 5 沥青施工压 6 遍的系统响应

4 基于混沌识别的动态设计方法

从以上 YZC12 型振动压路机的理论建模分析

和现场试验数据分析结果说明目前使用的静态设计和简单动态设计方法有不足之处,如何进一步从人机工程驾驶员的驾驶舒适性感觉角度出发,在满足压路机动静载荷情况下避开系统的非线性混沌振动是当前压实技术领域亟待解决的难题之一,因此提出基于系统混沌识别的动态设计方法,旨在应用于普遍指导振动压路机生产设计。

4.1 第一动态设计目标机架质量 m_1 的确定

在图 1 压路机的模型系统中,所涉及产品设计参数有 m_1 , m_2 , k_1 , c_1 , F_e , 不失一般性,可以根据所要设计生产的压路机吨位先确定振动轮质量 $m_2 = 3000$ kg 和激振力幅值 $F = 82$ kN 及激振频率 $f = 35$ Hz, 即确定 F_e , 然后通过查阅压路机常规设计手册文献资料^[17-18]预先选定减振系统的刚度系数和阻尼系数经验值 $k_1 = 1.7 \times 10^5$ N/m 和 $c_1 = 4.3$ kNs/m, 引入机架质量系数 $\mu = m_1 / m_2$, 为使得所设计的压路机适合不同物料密实程度的振动压实,采用上述 3 种代表性土壤参数,应用式(3)和式(4)可以获得系统振动响应随机架质量系数变化的混沌识别分叉图 6。

由图 6(a)可知,压实初期随着机架质量系数 μ 由小逐渐增大时,机架的振动响应特性由单周期简单运动逐渐分叉直至进入混沌运动状态,为避开机架的混沌振动区应当往低值处取值,因而根据压实初期机架振动响应获得的设计推荐值范围为 0.4~1, 图 6(b)发现,压实中期机架的振动响应特性随机架质量系数的变化规律在高值处与压实初期相同,但在低值处却随着 μ 由大逐渐减小时出现双周期分叉直至进入混沌振动,因而获得压实中期机架质量系数的设计推荐值范围 0.78~1, 同理由图 6(c)获得压实后期机架质量系数的设计推荐值范围 0.8~1; 图 6(d)中压实初期振动轮的振动响应受机架质量系数的变化影响不大,都是接近简单的单周期线性振动,因而整个试验范围 0.4~1.6 均可, 图 6(e)发现,压实中期振动轮的振动响应特性随机架质量系数的变化在高值处基本保持单周期分叉

幅度变化不大,个别处还出现简单的线性振动,在低值处出现很明显的双周期分叉现象,定设计推荐值范围为 0.8~1,图 6(f)的整体变化趋势与图 6(e)大致相同,只是出现双周期分叉点相对往后移,根据振动轮响应取压实后期机架质量系数的范围 0.85~1.25,总结图 6(a)~(f)的系统动力响应,获得机架质量系数的最终设计推荐值范围 $\mu = 0.85 \sim 1$,这样第一个动态设计目标机架质量 m_1 也就可以确定了。

4.2 第二动态设计目标刚度系数 k_1 的确定

在 4.1 的结果中选取最优的质量系数 $m_1/m_2 = 0.9$,即 $m_1 = 2700 \text{ kg}$ 确定机架的设计质量,由于现有的压路机常规设计手册文献资料来源于静态设计或简单的动态设计理论,有待于进一步改进,所以应当对 4.1 预先选定的减振系统刚度系数 $k_1 = 1.7 \times 10^5 \text{ N/m}$ 进行修正,引入机架固有振动频率 $\omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}$,同理获得系统振动响应随固有频率 ω_1 变化的混沌识别分叉图 7。

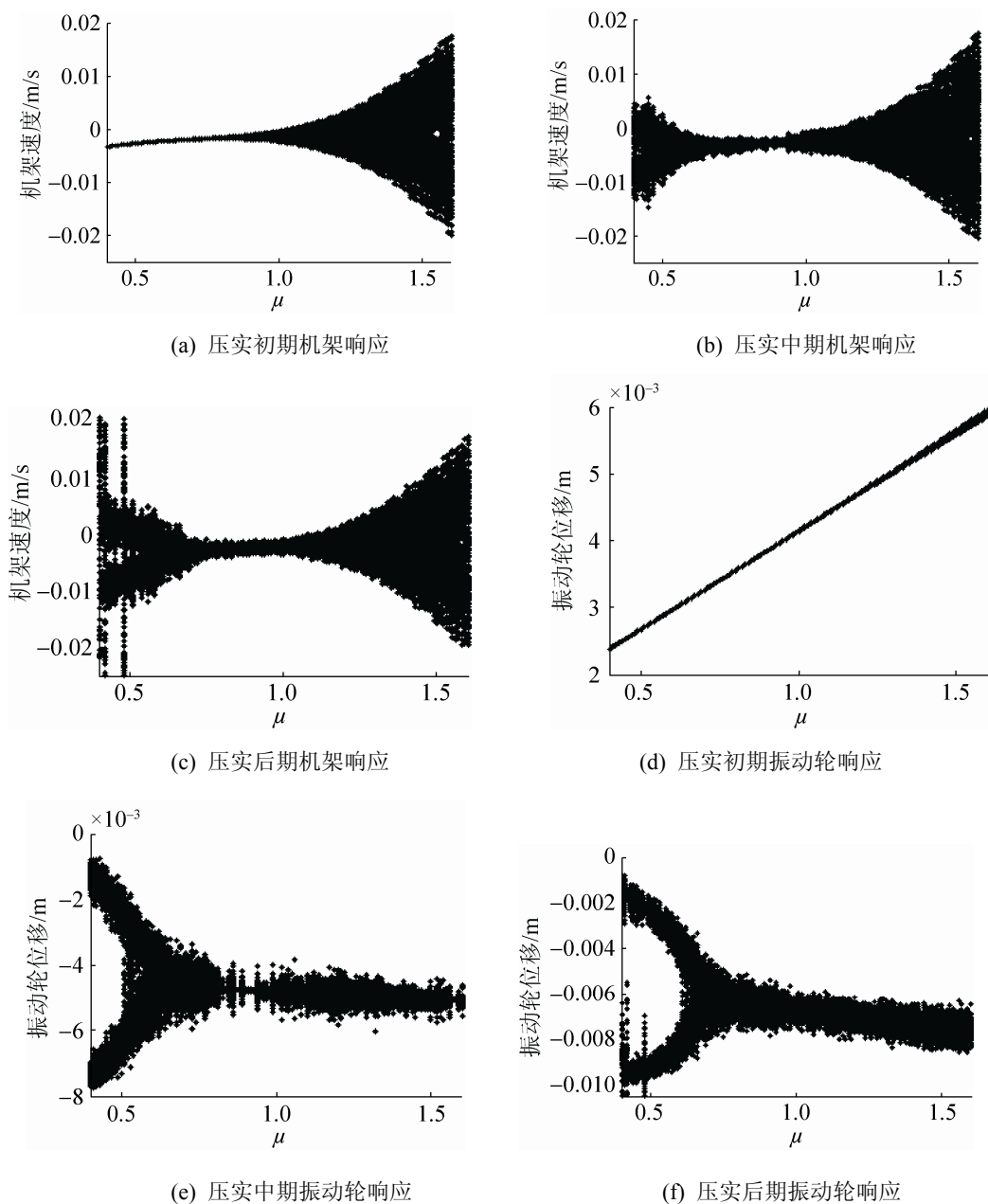


图 6 质量系数影响分析

<http://www.china-simulation.com>

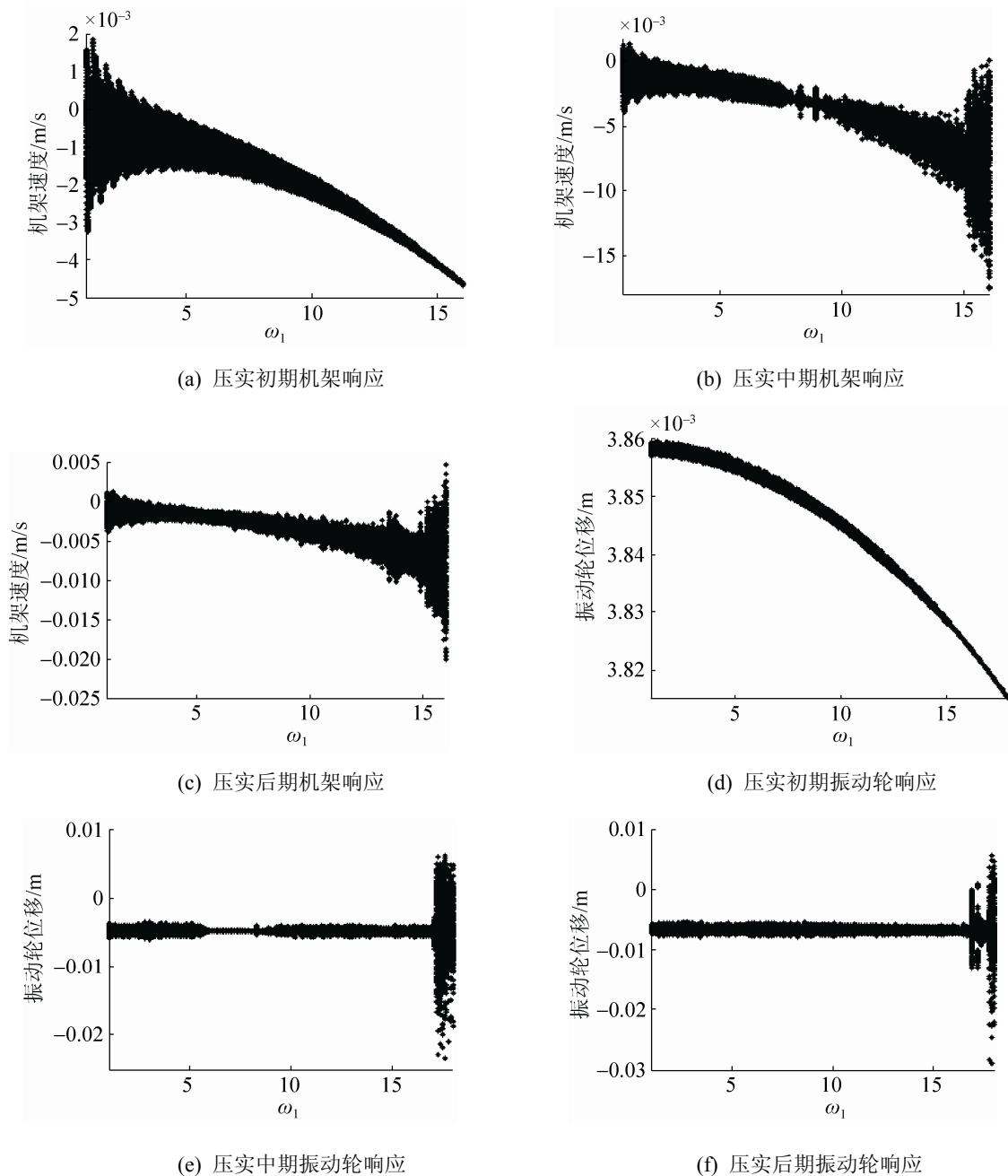


图7 固有频率影响分析

由图 7(a)可知,压实初期随着固有频率 ω_1 由大逐渐减小时,机架的振动响应特性由单周期简单运动逐渐分叉直至进入混沌运动状态,因此较为合理的设计推荐值范围为 8~16,图 7(b)发现,压实中期机架的振动响应特性随固有频率的变化规律在低值处与压实初期相类似,但在高值处却随着 ω_1 由小逐渐增大时同样出现分叉而进入混沌振动,获得压实中期固有频率的设计推荐值范围 7~10,同

理由图 7(c)获得压实后期固有频率的设计推荐值范围 3~9.5;图 7(d)中压实初期振动轮的振动响应随着固有频率由大变小时呈现轻微的分叉现象,但总体为近周期运动,因而可选取整个试验范围 1~18,图 7(e)发现,压实中期振动轮的振动响应特性随固有频率的变化在低值处基本保持单周期分叉幅度变化不大,个别处还出现简单的线性振动,但在高值处出现阵发性混沌现象,确定设计推荐值范

围 5~10, 图 7(f) 的整体变化趋势与图 7(e) 大致相同, 只是阵发性混沌发生处相对往后移, 获得较宽的设计范围 1~17, 总结图 7(a)~(f) 的系统动力响应, 获得固有频率最终设计推荐值范围 $\omega_1 = 8 \sim 9.5$, 这样第二个动态设计目标减振系统的刚度系数 k_1 也就确定了。

4.3 第三动态设计目标阻尼系数 c_1 的确定

在 4.2 的结果中选取最优的固有频率 $\omega_1 = \sqrt{k_1/m_1} = 8.5$, 即 $k_1 = 1.95 \times 10^5$ N/m 确定减振系统的设计刚度系数, 同理须对 4.1 预先选定的减振系统阻尼系数 $c_1 = 4.3$ kNs/m 进行合理修正, 引入减振阻尼比 $\zeta = c_1 / \sqrt{m_1 k_1}$, 获得系统振动响应随减振阻尼比 ζ 变化的混沌识别分叉图 8。

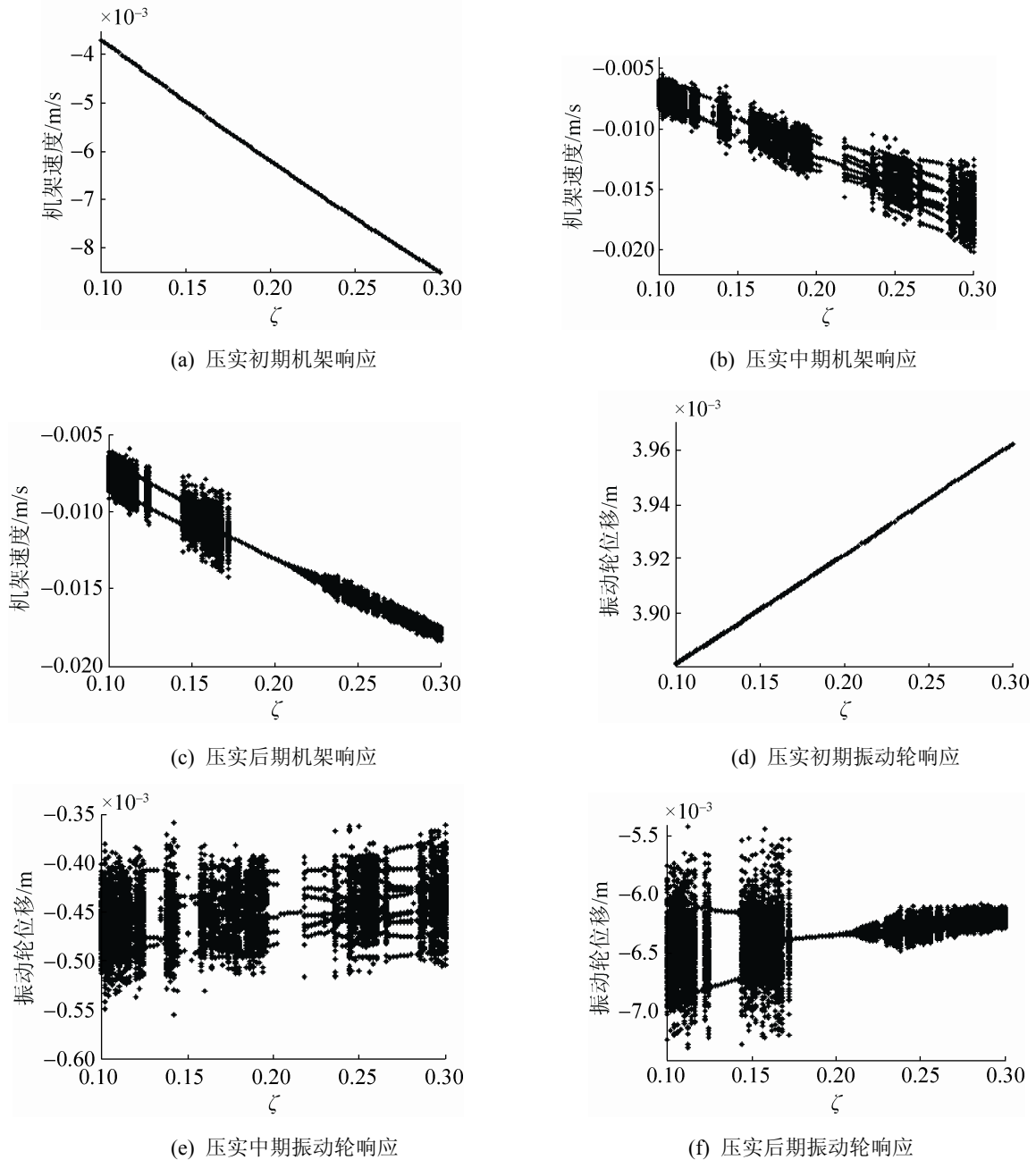


图 8 阻尼比影响分析

由图 8(a)可知, 压实初期机架的振动响应特性在整个试验范围 $0.1 \sim 0.3$ 都为线性振动, 图 8(b)发现, 压实中期机架的振动响应特性随减振阻尼比的变化呈现阵发性混沌与多周期规律振动相间出现, 其中在较大范围 $0.195 \sim 0.235$ 内体现规律振动, 个别处还出现单周期线性振动, 图 8(c)中, 压实后期机架的振动响应特性随着减振阻尼比的变化在低值处与压实中期规律相类似, 但在高值处随着减振阻尼比由小逐渐增大时系统由单周期简单运动逐渐出现分叉现象, 选取设计推荐值范围为 $0.17 \sim 0.23$; 图 8(d)压实初期振动轮的振动响应特性在整个试验范围 $0.1 \sim 0.3$ 也近线性振动, 图 8(e)和图 8(f)的压实中期和压实后期振动轮振动响应特性与机架的振动响应变化规律相类似, 分别获得减振阻尼比的设计推荐值范围为 $0.195 \sim 0.23$ 和 $0.17 \sim 0.215$, 总结图 8(a)~(f)的系统动力响应, 确定减振阻尼比的最终设计推荐值范围 $\zeta = 0.195 \sim 0.215$, 可以选取最优值 $\zeta = c_1 / \sqrt{m_1 k_1} = 0.205$, 即获得第三个动态设计目标减振系统的阻尼系数 $c_1 = 4.7 \text{ kNs/m}$ 。

4.4 YZC12 实施案例分析

运用基于混沌系统识别的动态设计方法, 试验样机 YZC12 的机架质量系数 $\mu = 0.93$ 在设计推荐值 $0.85 \sim 1$ 区间内, 机架固有振动频率 $\omega_1 = 8.02$ 也在设计推荐值 $8 \sim 9.5$ 区间内, 而减振阻尼比系数 $\zeta = 0.049$ 却偏离设计推荐值 $0.195 \sim 0.215$ 区间较远, 应当适当增加机架减振系统的阻尼系数才能有效地避免现场施工时出现的混沌振动现象。

5 结论

(1) 本文方法很好地弥补了传统的简单动态设计方法在研究压实系统中存在的不足, 在满足压路机动静载荷安全情况下很好地避开系统的非线性混沌振动现象, 既提高驾驶舒适性又延长了压路机振动结构件的使用寿命, 解决了目前振动压路机动态设计的实际问题。

(2) 以 YZC12 型振动压路机产品为具体实施案例, 说明该方法既可以用来指导振动压路机厂家的新产品结构参数设计, 也可以对现有压路机产品提出具体的改进措施。

(3) 在后续的研究中可以尝试把该方法应用于其他的振动利用工程。

参考文献:

- [1] Wersall C, Larsson S. Small-scale testing of frequency-dependent compaction of sand using a vertically vibrating plate [J]. *Geotechnical Testing Journal* (S0149-6115), 2013, 36(3): 394-403.
- [2] Monical A, Rosalla P T, Dolores M A, et al. Comparative analysis of exposure limit values of vibrating hand-held tools [J]. *International Journal of Industrial Ergonomics* (S0169-8141), 2013, 43(3): 218-224.
- [3] Yoo T S, Selig E T. Dynamics of vibratory-roller compaction [J]. *Journal of the Geotechnical Engineering Division* (S0093-6405), 1979, 105(10): 1211-1231.
- [4] Rinehart R V, Berger J R, Mooney M A. Comparison of stress states and paths vibratory roller-measured soil stiffness and resilient modulus testing [J]. *Transportation Research Record* (S0361-1981), 2009, 2116(2): 8-15.
- [5] Grabe J. Continuous invers calculation of soil stiffness from the dynamic behaviour of a driving vibratory roller [J]. *Archive of Applied Mechanics* (S0939-1533), 1993, 63(1): 472-478.
- [6] Lu S, Chung D D L. Viscoelastic behavior of silica particle compacts under dynamic compression [J]. *Journal of Materials in Civil Engineer* (S0899-1561), 2014, 26(3): 551-553.
- [7] 管迪, 陈乐生. 振动压路机的一种非线性动力学建模与仿真 [J]. *系统仿真学报*, 2007, 19(24): 5809-5812.
- [8] Cao Y W, Huang X J, Ma L Y. Finite element analysis to vibratory drum-soil model of vibratory roller [J]. *Applied Mechanics and Materials* (S1662-7482), 2011, 96(7): 2005-2008.
- [9] Xu Q, Chang G K. Evaluation of intelligent compaction for asphalt materials [J]. *Automation in Construction* (S0926-5805), 2013, 30(3): 104-112.
- [10] Liu D H, Sun J, Zhong D H. Compaction quality control of earth-rock dam construction using real-time field operation data [J]. *Journal of Construction Engineering and Management* (S0733-9364), 2012, 138(9): 1085-1094.

- [11] Wu J L, Luo Z, Zhang N, et al. A new uncertain analysis method and its application in vehicle dynamics [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing* (S0888-3270), 2015, 50(1): 659-675.
- [12] Zhang W C, Tan S C, Gao P Z, et al. Non-linear time series analysis on flow instability of natural circulation under rolling motion condition [J]. *Annals of Nuclear Energy* (S0306-4549), 2014, 65(3): 1-9.
- [13] Harvey P S, Wiebe R, Gavin H P. On the chaotic response of a nonlinear rolling isolation system [J]. *Physica D: Nonlinear Phenomena* (S0167-2789), 2013, 256(15): 36-42.
- [14] Shen P H. Hysteresis modeling and analysis for dynamic compaction [J]. *Advanced Material Research* (S1022-6680), 2014, 1037(2): 53-56.
- [15] Denies N, Canou J, Roux J N. Vibrocompaction properties of dry sand [J]. *Canadian Geotechnical Journal* (S0008-3674), 2014, 51(4): 409-419.
- [16] Ata A A, Hamid R R, Said H T, et al. Loading frequency effect on stiffness, damping and cyclic strength of modeled rockfill materials [J]. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering* (S0267-7261), 2012, 33(1): 1-18.
- [17] Horan R D, Chang G K, Xu Q, et al. Improving quality control of hot-mix asphalt paving with intelligent compaction technology [J]. *Transportation Research Record* (S0361-1981), 2012, 2268(10): 82-91.
- [18] Minaev O P. Development of vibratory method for soil compaction during construction [J]. *Soil Mechanics and Foundation Engineering* (S0038-0741), 2011, 48(5): 190-195.



(上接第 1231 页)

- [9] Huang N E, Shen Z, Long S R. A New View of Nonlinear Water Waves: The Hilbert Spectrum [J]. *Annual Review of Fluid Mechanics* (S0066-4189), 1999, 31(1): 417-457.
- [10] S R Qin, Y M Zhong. A New Envelope Algorithm of Hilbert-Huang Transform [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*(S0888-3270), 2006, 20(8): 1941-1952.
- [11] N E Huang. Introduction to the Hilbert-Huang Transform and its Related Mathematical Problems [J]. *Interdisciplinary Mathematical Sciences*, 2005, 5: 1-26.
- [12] 程军圣, 郑近德, 杨宇. 一种新的非平稳信号分析方法—局部特征尺度分解法 [J]. *振动工程学报*, 2012, 25(2): 215-220.
- [13] 刘文茹, 张云华. 应用于雷达系统的双路高速数据采集存储系统设计 [J]. *测试技术学报*, 2012, 26(5): 446-451.
- [14] 朱超, 梅军, 王椿丰, 等. 基于低延迟有限冲击响应滤波器的差动保护采样率转换算法 [J]. *电工技术学报*, 2013, 28(10): 241-248, 319.
- [15] 杨宇, 曾鸣, 程军圣. 局部特征尺度分解方法及其分量判据研究 [J]. *中国机械工程*, 2013, 24(2): 195-201.
- [16] Jabloun F, Cetin A E, Erzin E. Teager energy based feature parameters for speech recognition in car noise [J]. *IEEE Transactions on Signal Processing*(S1070-9908), 1999, 6(10): 259-261.