

文章编号: 1001- 2486(2008) 04- 0121- 04

气动式振动台气锤产生激励信号的机理及其性能研究*

王 考, 陶俊勇, 陈 循

(国防科技大学 机电工程与自动化学院, 湖南 长沙 410073)

摘要: 建立了阶梯式活塞气锤的力学模型, 揭示了该类气锤产生碰撞信号的机理, 针对两种不同型号的气锤, 结合大量工程实验仿真生成了不同气压作用下两种气锤产生的激励信号, 以激励信号的低频能量为气锤的性能指标, 进一步评价了两种气锤的性能优劣。研究结果表明: 大气锤的性能明显优于小气锤的性能。

关键词: 阶梯式活塞气锤; 碰撞信号; 低频能量; 性能指标

中图分类号: TB123; TH692.9 文献标识码: B

A Study on the Generating Mechanism of Exciting Signals and the Performance of Vibrators Fixed on Repetitive Shock Machines

WANG Kao, TAO Jun-yong, CHEN Xun

(College of Mechatronic Engineering and Automation, National Univ. of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: In this paper, the mechanical model of the stepped piston vibrator is constructed and the generating mechanism of impact signal produced by the vibrator is studied firstly. Then based on experiments, the exciting signals produced by two common kinds of stepped piston vibrators are emulated under different pressure values. Finally the low frequency energies of exciting signals are taken as the performance indexes of vibrators and two kinds of vibrators are evaluated. The results of this paper show that big vibrators are superior to small ones under different pressure values.

Key words: stepped piston vibrator; impact signal; low frequency energy; performance index

可靠性强化试验技术快速、持续的发展离不开相关新型试验设备的支持, 气动式振动台是国外近十年来发明的一类新型振动强化试验设备, 它能提供全轴宽频带随机振动试验环境, 可以快速有效地激发产品的潜在缺陷, 因而在振动强化试验中发挥着重要作用。然而, 早期气动式振动台本身存在一定的设计缺陷, 主要缺陷之一是振动信号在频域内分布不均匀且低频能量较低^[1-3], 这限制了该设备在电子产品可靠性强化试验中的进一步应用。加之国外对华先进技术设备出口限制、商业竞争和技术保密等原因, 气动式振动台的性能改善以及自主研发已成为我国可靠性工程领域亟待解决的课题。

气锤产生的信号是整个气动式振动台的激励信号, 因而不同类型和型号的气锤能够直接影响振动台产生的振动环境, 进而影响其试验效率。

1 两种常见的气锤

阶梯式活塞气锤是一类重要的气动式振动台气锤^[4], 其结构如图 1 示。它主要是由气缸、活塞、非金属垫块和后端盖组成, 通过螺纹固定于振动台面下方, 并与台面成 45°。工程中根据结构尺寸的大小将阶梯式活塞气锤分为小气锤和大气锤两种, 其主要参数如表 1 所示。

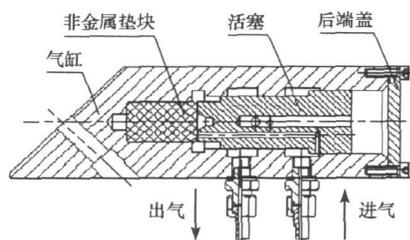


图 1 阶梯式活塞气锤的结构图
Fig. 1 The structure of the stepped piston vibrator

* 收稿日期: 2008- 03- 10

基金项目: 国家部委基金资助项目

作者简介: 王考(1977-), 男, 博士生。

表1 两种气锤的参数

Tab. 1 The parameters of two kinds of vibrators

气锤参数	气缸直径 D_1 (mm)	垫块直径 D_2 (mm)	垫块厚度 l (mm)	活塞质量 m (kg)	气缸弹性模量 E_1 (MPa)	气缸材料波速 c (m/s)	垫块弹性模量 E_2 (MPa)	垫块泊松比 μ
小气锤	68	25	13	0.55	69 000	6300	7500	0.35
大气锤	90	37	19	1.55	69 000	6300	7500	0.35

2 气锤产生的激励信号

通过分析阶梯式活塞气锤的工作原理可知^[5],在某一持续稳定的气压作用下,气锤的活塞将与气缸发生周期性碰撞,进而为振动台提供激励信号。此时,气锤产生的激励信号是活塞与气缸产生的一次性碰撞信号在时域内的周期延拓。

2.1 一次性碰撞信号产生的机理

2.1.1 理论分析

活塞在与气缸发生一次性碰撞时,整个气锤的模型可以简化为图2所示的模型。假设活塞是刚性的质量块 m ,非金属垫块可视为刚度为 k 的无重弹簧,气缸的横截面积为 A_1 ,非金属垫块的横截面积为 A_2 ,活塞的横截面积为 A_3 ,气缸的弹性模量为 E_1 ,气缸材料的波速为 c ,用 Z 表示从活塞与垫块接触点算起的位移,用 u_0 表示气缸端面的位移,对活塞进行受力分析,如图3所示^[5]。

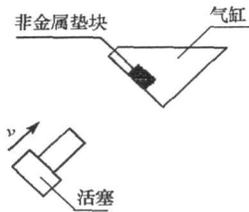


图2 气锤的简化模型

Fig. 2 Simplified model of the vibrator

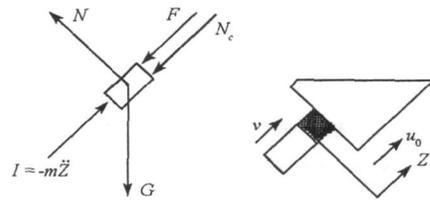


图3 活塞的受力分析

Fig. 3 Dynamic analysis of the piston

碰撞发生时刻,在 Z 方向上有

$$N_c = I - G - F \quad (1)$$

式中各参数的物理意义及具体表达可参照文献[5]。

由位移连续性条件可知

$$Z = u_0 + \frac{N_c}{k} \quad (2)$$

用气缸端面的位移 u_0 表示 N_c ,用 v_0 表示气缸端面的速度,则

$$\ddot{v}_0 + \frac{kc}{A_1 E_1} v_0 + \frac{k}{m} v_0 = \frac{Fkc}{mA_1 E_1} + \frac{G_1 kc}{mA_1 E_1} \quad (3)$$

在碰撞发生的瞬间,碰撞产生的惯性力远远大于活塞受到的静力。故上式的解为

$$v_0 = e^{-\xi \omega t} (B \cos \omega_D t + D \sin \omega_D t) \quad (4)$$

式中

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \quad 2\xi\omega = \frac{kc}{A_1 E_1} \quad \omega_D = \omega \sqrt{1 - \xi^2} \quad (5)$$

假设气缸端面速度 v_0 的初始值为零,在碰撞发生的瞬间,该值为一预定值 v_h ,则

$$N_c = \frac{h v_h}{\omega_D} e^{-\xi \omega t} \sin \omega_D t \quad (6)$$

考虑到气锤正常工作时非金属垫块的实际工况,进一步推导非金属垫块轴向刚度与其材料参数和结构参数之间的关系。假设非金属垫块的厚度为 l ,材料弹性模量为 E_2 ,泊松比为 μ ,根据广义胡克定律即可推导非金属垫块的轴向刚度为

$$k = \frac{E_2 A_2 s}{l} \quad (7)$$

其中

$$s = \frac{1 - \mu}{1 - \mu - 2\mu^2} \quad (8)$$

此时, 一次性碰撞反力信号 N_c 的表达式为

$$N_c = 2E_1 A_1 v_h \sqrt{\frac{m s E_2 A_2}{4E_1^2 A_1^2 l - m c^2 s E_2 A_2}} e^{-\left(\frac{A_2 E_2 s c}{2A_1 E_1 l}\right)t} \sin\left[\frac{1}{2A_1 E_1 l} \sqrt{\frac{E_2 A_2 s}{m} (4E_1^2 A_1^2 l - A_2 E_2 m s c^2)}\right] t \quad (9)$$

气缸端面一次性碰撞加速度信号的表达式为

$$a = 2E_2 A_2 s \alpha_h \sqrt{\frac{1}{4E_1^2 A_1^2 l - m E_2 A_2 s c^2 l}} e^{-\left(\frac{A_2 E_2 s c}{2A_1 E_1 l}\right)t} \sin\left\{\left[\frac{1}{2A_1 E_1 l} \sqrt{\frac{E_2 A_2 s}{m} (4E_1^2 A_1^2 l - A_2 E_2 m s c^2)}\right] t + \varphi\right\} \quad (10)$$

$$\tan \varphi = -\frac{\sqrt{4A_1^2 E_1^2 l - m s c^2 E_2 A_2}}{m s c^2 E_2 A_2} \quad (11)$$

2.1.2 实验验证

由于气锤的实际结构和实验条件所限, 在气锤内部直接采集活塞与气缸之间的一次性碰撞反力信号十分困难, 因此下面主要针对式(10)所示的气缸端面一次性碰撞加速度信号进行实验验证。

以表1中的小气锤为例, 使用夹具将气锤固定在振动台面上, 利用气泵给气锤提供持续稳定的压缩空气, 在 2.8 kgf/cm^2 气压作用下, 实际采样气缸端面一次性碰撞加速度信号(采样频率为 25 kHz), 具体实验如图4所示。将理论计算的气缸端面一次性碰撞加速度信号与实测加速度信号进行对比, 如图5所示。可以看出: 理论计算加速度信号与实测加速度信号在信号的主要能量范围内吻合良好。

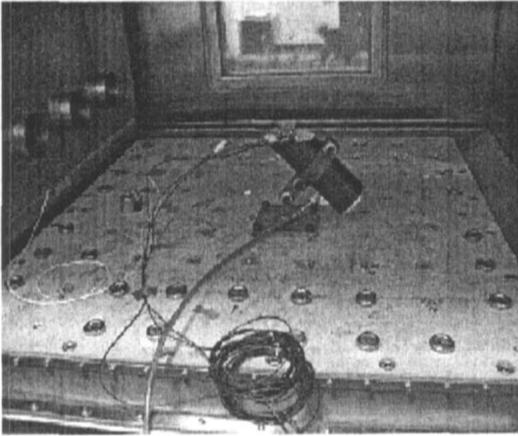


图4 实验验证图

Fig. 4 The experiment image

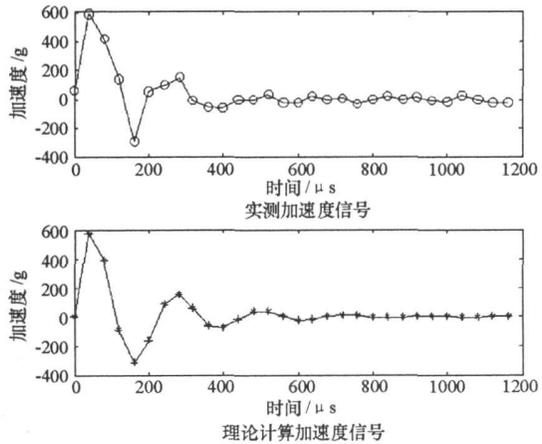


图5 理论计算加速度信号与实测加速度信号的对照图

Fig. 5 The results of the theoretical analysis signal and the actual signal

2.2 两种气锤产生的激励信号

忽略气锤正常工作过程中随机因素的影响, 气锤产生的激励信号是一次性碰撞信号在时域内的周期延拓。下面以 2.8 kgf/cm^2 气压为例, 探讨大、小两种气锤产生的加速度激励信号。

实验表明, 在 2.8 kgf/cm^2 持续稳定气压作用下, 小气锤产生的加速度信号的周期约为 11.9 ms , 大气锤产生的加速度信号的周期约为 24.4 ms 。因此, 在 2.8 kgf/cm^2 持续稳定气压作用下, 两种气锤产生的加速度信号可由形如式(10)的一次性碰撞加速度信号和与之对应的周期在时域经周期延拓得到。结合工程应用软件 MATLAB 仿真生成两种气锤产生的加速度信号, 如图6所示。两种仿真加速度信号的时间间隔和长度均相同, 时间间隔为 $40 \mu\text{s}$, 长度为 200 ms 即共 5001 个点。

基于大量工程实验, 不同气压作用下两种气锤产生的加速度信号的周期如表2所示。根据上述方法可方便地生成不同气压作用下两种气锤产生的加速度信号。

表2 两种气锤产生的加速度信号的周期对照表

Tab. 2 The periods of acceleration signals produced by two kinds of vibrators

气压 (kgf/cm^2)	2.4	2.6	2.8	3.0	3.2
小气锤产生的加速度信号周期(ms)	13.4	12.8	11.9	11.5	11.1
大气锤产生的加速度信号周期(ms)	27.7	25.6	24.4	23.8	22.8

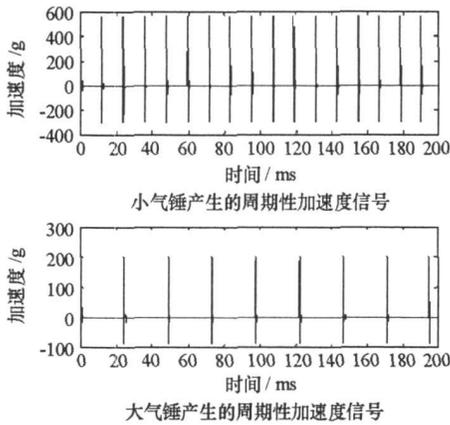


图6 两种气锤产生的加速度信号

Fig. 6 Acceleration signals produced by two kinds of vibrators

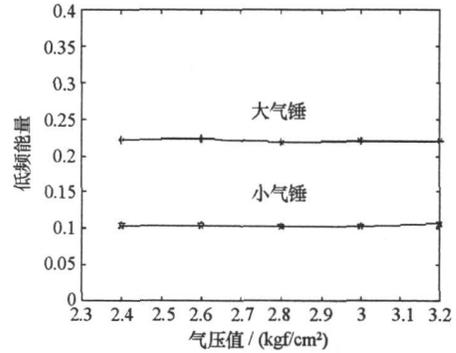


图7 两种气锤产生的激励信号的低频能量对比图

Fig. 7 The relationships between pressure values and low frequency energies of exciting signals

3 两种气锤性能的对比较研究

气锤是整个气动式振动台的激励源,它产生的激励信号是振动台的输入信号。若假设振动台面为线性系统,则气动式振动台产生的振动信号的频域分布特性与其输入信号的频域分布特性密切相关。具体而言,为了提高气动式振动台振动信号的低频能量,设法提高其激励信号(输入信号)的低频能量是有效途径之一。为此,将2.2节中仿真生成的加速度信号视为气锤产生的激励信号,以激励信号的低频能量为气锤的性能指标,进一步对比分析两种气锤的性能优劣。本文关注的信号低频能量是指0~2kHz频段的能量占全频带能量的百分比,即低频相对能量。

针对上述不同气压作用下两种气锤产生的激励信号,利用MATLAB编程计算其低频能量,计算结果如表3所示。图7是在不同气压作用下大、小两种气锤产生的激励信号低频能量对比图。可以看出:分别在不同气压作用下,大气锤产生的激励信号的低频能量明显高于小气锤产生的激励信号的低频能量。换言之,大气锤的性能要优于小气锤的性能。

表3 两种气锤产生的激励信号的低频能量对照表

Tab. 3 The low frequency energies of exciting signals produced by two kinds of vibrators

气压 (kgf/cm^2)	2.4	2.6	2.8	3.0	3.2
小气锤产生的激励信号的低频能量	10.33%	10.39%	10.27%	10.26%	10.60%
大气锤产生的激励信号的低频能量	22.17%	22.26%	21.84%	22.03%	22.00%

4 结论

(1) 借助于碰撞动力学基础理论对气动式振动台气锤产生激励信号的机理进行研究是一条合理、可行、可信的工程技术途径。

(2) 大气锤产生的激励信号的低频能量明显高于小气锤产生的激励信号的低频能量,即大气锤的性能明显优于小气锤的性能。

参考文献:

- [1] 蒋培. 全轴随机振动环境的疲劳强化机理研究[D]. 长沙: 国防科技大学, 2004.
- [2] 蒋瑜. 频谱可控的超高斯随机振动环境模拟技术及其应用研究[D]. 长沙: 国防科技大学, 2005.
- [3] 王考. 基于PQFP的试验剖面优化与缺陷激发效果分析[D]. 长沙: 国防科技大学, 2003.
- [4] Felkins C. Half-hass Tutorial[C]//The 43rd Annual Technical Meeting Institute of Environmental Sciences, 1997.
- [5] 王考, 陶俊勇, 陈循. 气动式振动台激励信号及其影响因素分析[J]. 振动工程学报, 2007, 20(3): 249-254.