

文章编号:1000-8055(2012)04-0789-06

带颗粒减振剂的碰撞阻尼的理论实验

杜妍辰, 张铭命

(上海理工大学 医疗器械与食品学院, 上海 200093)

摘 要: 以两颗粒弹性碰撞耗能模型为基础,建立了带颗粒夹击的两球碰撞模型,在此基础上提出了带颗粒减振剂的碰撞阻尼的计算模型,模拟了在带颗粒减振剂的碰撞阻尼作用下的悬臂梁的减振性能.同时对悬臂梁在带颗粒减振剂的碰撞阻尼作用下的减振效果进行实验研究,理论计算结果与实验结果在振动周期、转折点、振幅及共振点迁移等方面均相吻合,验证了提出的模型.得到了以下结论:①带颗粒减振剂的碰撞阻尼的计算模型是可靠的;②带颗粒减振剂的碰撞阻尼具有优秀的减振性能,远远超过单体碰撞阻尼;③带颗粒减振剂的碰撞阻尼对于减小负阻尼的不利影响具有一定的帮助.

关 键 词: 碰撞阻尼; 颗粒; 减振剂; 塑性变形; 耗能模型

中图分类号: O328; TB53

文献标志码: A

Theoretical and experimental research on impact damping with fine particles as damping agent

DU Yan-chen, ZHANG Ming-ming

(School of Medical Instrument and Food Engineering,
University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Based on the mechanical model of elastic-plastic impact between two spheres, the energy absorption ability of two spheres covered by fine particles during elastic-plastic impact process was predicted, the analysis model of the impact damper with fine particles as damping agent (IDFPDA) was built and the damping performance of a cantilevered beam vibration with IDFPDA was simulated. Experimental studies on the cantilevered beam with IDFPDA were also performed, and the results were in good agreement with the theoretical predictions in vibration period, transition point, amplitude response and resonance transfer, which validated the mechanical models proposed. The following conclusions were drawn through the numerical and experimental studies on the IDFPDA: (1) the analysis model of the IDFPDA proposed is reliable; (2) the IDFPDA has good performance in energy dissipation, which is better than single mass impact damper; (3) the IDFPDA is helpful to alleviate the adverse effects of negative damping.

Key words: impact damping; particle; damping agent; plastic deformation; dissipation model

碰撞阻尼属于振动的被动控制技术,它利用振动过程中自由质量(冲击器)与主系统的碰撞来控制主系统的响应.由于碰撞阻尼器构造简单、成

本低廉、易于实施、无需外电源、适合在恶劣环境下使用并且减振效果良好,因而,关于碰撞阻尼的研究在近年得到了迅猛的发展.

收稿日期:2011-05-19; 修订日期:2012-02-02

基金项目:国家自然科学基金(51005157)

作者简介:杜妍辰(1976—),女,山东青岛人,副教授,博士,主要从事振动控制与利用方面的研究.

早期的碰撞阻尼器为单个振子式,即单体碰撞阻尼器,它通过单个质量块的冲击体与主系统之间的碰撞而产生动量交换来控制振动。研究表明:单体碰撞阻尼与调谐质量相比能够更有效地降低主系统的响应幅值^[1],但它存在以下缺点:理想的反向碰撞将产生极高的加速度峰值和强烈的速度不连续性,从而产生较高噪声,并造成容器表面损伤;碰撞的恢复系数较高,冲击器的动能损失小,因而必然在与容器发生的一系列剩余碰撞过程中,将大量能量返回到主系统。

为了克服单体碰撞阻尼的缺点,研究人员提出了多种方法来降低碰撞冲击力从而降低对主系统附加的加速度峰值和速度不连续性。第一种方法是将大量铅粒用柔软布袋包装起来以代替单体碰撞阻尼,由于形似豆包,这种阻尼器被形象地命名为豆包碰撞阻尼器^[2],豆包碰撞阻尼器具有较好的柔性,延长了碰撞的接触时间,降低了碰撞力和噪声;第二种方法是利用多个质量块的冲击体对系统产生碰撞从而控制振动的阻尼技术,称为多体碰撞阻尼^[3],研究表明,在稳定振动状态下,多体碰撞能够降低单体碰撞的速度不连续性及加速度峰值,并在一定程度上改善系统的动力学稳定性;第三种方法是将多个质量块进一步细化形成颗粒,则演化为颗粒碰撞阻尼^[4-5](包括 non-obstructive particle damping(NOPD)^[6-7],一种在结构体上打孔并填充颗粒的阻尼器,是颗粒碰撞阻尼的一种特殊形式),颗粒碰撞阻尼不仅利用了动量交换,还利用颗粒之间的摩擦消耗能量,从而大幅度提高了减振性能,是当前国际上碰撞阻尼领域的研究热点。

上述的碰撞阻尼均以动量交换和摩擦作为耗能机理,其中动量交换并没有将振动能量永久地消耗掉而是将振动能量暂时转移,导致产生高次谐波^[8];摩擦仅对高频振动的减振效果较好^[9],而对低频振动效果较差甚至会放大振动响应。为此,杜妍辰等^[10]提出了在单体碰撞阻尼器中加入适量微细颗粒,形成带颗粒减振剂的碰撞阻尼。实验结果表明,这种新型碰撞阻尼器在低频振动(低于50 Hz)中具有优秀的减振效果,在共振频率点处可使悬臂梁的末端最大振幅下降超过65%,远远超过单体碰撞阻尼器和颗粒阻尼器^[10]。

为深入探讨带颗粒减振剂的碰撞阻尼的减振机理,以能够进行定量分析,对带颗粒减振剂的碰撞阻尼进行建模是非常必要的。本文在两球碰撞的基础上,建立带颗粒的夹击碰撞计算模型,并进

一步提出带颗粒减振剂碰撞阻尼的分析模型。采用在悬臂梁上进行的自由衰减和受迫振动的实验结果对模型进行检验。

1 夹击碰撞模型

1.1 带颗粒减振剂的碰撞阻尼器的结构

如图1所示,带颗粒减振剂的碰撞阻尼器由密闭的阻尼器腔体、置入其中的作为冲击器的钢球以及一定量的作为减振剂的微细颗粒材料组成。颗粒直径较小,其比表面积也大,这使得颗粒表面的吸附力可以克服颗粒自身的重力^[11]。当球之间填充了颗粒之后,颗粒的表面吸附力使得球和容器表面布满了颗粒。

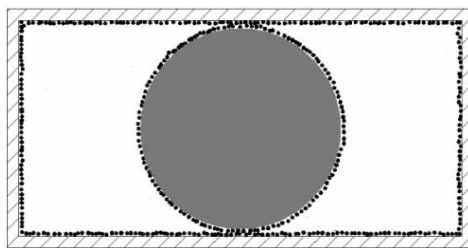


图1 带颗粒减振剂的碰撞阻尼的结构示意图

Fig. 1 Schematic structure of impact damper with fine particles as damping agent (IDFPDA)

一般来说,钢球只比阻尼器直径小一点,以保证钢球只沿着阻尼器的轴向运动。钢球在运动过程中,不断与阻尼器的两端相撞击,这种强烈的撞击作用使夹在其间的颗粒减振剂产生塑性变形,从而永久地消耗系统的振动能量。所以,带颗粒减振剂的碰撞阻尼器不是简单的由单体碰撞阻尼和颗粒碰撞阻尼复合而成,它突破了传统碰撞阻尼的以动量交换和摩擦作为减振机理的局限性,引入了新的以颗粒塑性变形为特征的不可逆能耗机制。其中,颗粒的夹击耗能过程是研究带颗粒减振剂碰撞阻尼器减振性能的核心问题,应首先对夹击过程进行建模分析。

1.2 带颗粒夹击的两球碰撞模型^[12]

当球之间填充了颗粒之后,颗粒的表面吸附力使得球表面布满了颗粒。因此,当两球发生对心碰撞时,在接触区域一定会存在至少一个颗粒与两球发生正碰撞。颗粒可能是事先吸附在某一球表面的,也可能先与某球相碰而再一起与另一个球相碰的。由于在颗粒与球的碰撞过程中只消耗极少的能量,这里认为该过程的影响可以忽略,这里只考虑颗粒同时与两球发生碰撞的情况。吸附

在球表面的微细颗粒同时也起到了润滑的作用,使得两球接触过程中摩擦力大为减小,因此,在本文的分析过程中,均不考虑摩擦造成的耗能影响。

如图2所示,两球分别携带一个颗粒发生对心碰撞。颗粒与球相比,其尺寸要小很多,直径比在 $1/200 \sim 1/10$ 左右,质量比约在 $1.25 \times 10^{-8} \sim 1.0 \times 10^{-3}$ 左右,其自身的质量和速度对碰撞结果的影响极其微小,可忽略不计。因此,黏附颗粒的两球碰撞的过程可以近似认为是两个颗粒相碰,只是两颗粒所携带的质量与动能均为两球的质量与动能。这样,可以将球的速度赋予各自的颗粒,将球的质量除以颗粒的体积作为颗粒的密度,几何尺寸使用颗粒的参数,而其他参数如弹性模量、泊松比、屈服极限等均使用强度较弱材料的参数,带入两球弹塑性碰撞的理论模型^[13]中计算,即可求得两球碰撞后的速度参数。

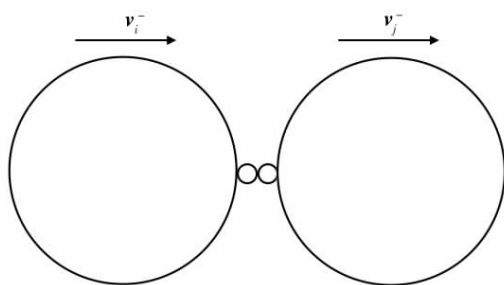


图2 两球夹击两颗粒示意图

Fig. 2 Illustration of two particles clamped by two balls

2 一维碰撞计算模型

2.1 振动模型

本文以弹簧-质点系统说明带颗粒减振剂的碰撞阻尼的振动模型。一维振动由图3所示的模型表示,其中, M 为主振体质量, k 为主系统刚度, c 为主系统固有阻尼; m 为阻尼器中钢球的质量, d 为阻尼器间隙。系统受简谐力 $F_0 \sin(\theta t)$ 的激励, $x(t)$ 和 $y(t)$ 分别代表主质量和钢球的运动。

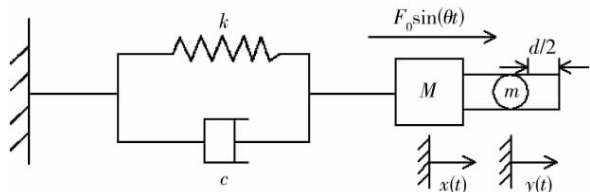


图3 带颗粒减振剂的碰撞阻尼的振动模型

Fig. 3 Vibration model of the IDFPDA

2.2 运动方程

在图3所示的模型中,可以认为钢球和主振体是两个完全独立的物体,分别有自己的运动规律,两者只在相互碰撞时存在关系。钢球和主振体之间碰撞时采用1.2中带颗粒夹击的两球碰撞模型求解碰撞后各自的速度;在不碰撞时可以对钢球和主振体分别建立运动方程:

$$y(t) = y_0 + v_0 t \quad (1)$$

其中 $y(t)$ 为钢球的位移; y_0, v_0 分别为钢球的初始位移和初始速度; t 为时间。

主振体在简谐力作用下,其运动方程为

$$M\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0 \sin(\theta t) \quad (2)$$

该运动方程存在瞬态解析解^[14]:

$$x(t) = \{e^{-\zeta\omega t} [C_1 \cos(\omega_d t) + C_2 \sin(\omega_d t)]\} + [A \sin(\theta t) + B \cos(\theta t)] \quad (3)$$

其中

$x(t)$ 为主振体的位移, t 为时间

$$A = \frac{F_0}{M} \frac{\omega^2 - \theta^2}{(\omega^2 - \theta^2)^2 + 4\zeta^2 \omega^2 \theta^2};$$

$$B = \frac{F_0}{M} \frac{-2\zeta\omega\theta}{(\omega^2 - \theta^2)^2 + 4\zeta^2 \omega^2 \theta^2};$$

C_1 和 C_2 可由主振体的初始位移和初始速度决定; ζ 为主系统的阻尼比,由实测得到; ω 为主系统的无阻尼固有频率; $\omega_d = \omega \sqrt{1 - \zeta^2}$ 为主系统的有阻尼固有频率; θ 为简谐激励频率; F_0 为简谐激励力幅值; M 为主振体的质量。

2.3 求解方法与过程

1) 钢球的初始位移为距离容器壁 1 mm 处,初始速度为 0。强迫振动计算中主振体的初始位移和初始速度均为 0;

2) 钢球和主振体在碰撞前各自的运动规律可分别由式(1)和式(3)描述;

3) 取步长 $t=0.0001$ s,分别计算钢球和主振体的位移,直到钢球和主振体上阻尼腔顶部或底部的间隙小于 0,即 $|x(t) - y(t)| > \frac{d}{2}$ 时,认为两者已发生碰撞;

4) 为求得碰撞发生的精确时刻,采用二分法,计算碰撞时间的精确值,计算精度满足间隙误差为 10^{-25} m 或时间误差 10^{-20} s;

5) 采用该时刻钢球和主振体的速度为碰撞前的速度,由带颗粒夹击的两球碰撞模型可求得钢球和主振体碰撞后的速度;

6) 将碰撞后的两速度分别作为钢球和主振体的初始速度,采用当前位移为钢球和主振体的初始位移,返回第 2 步,计算总时间为 25 s.

3 计算与实验结果的比较

本节采用悬臂梁模拟弹簧-质点系统,采用实验方法分别研究带颗粒减振剂的碰撞阻尼的减振性能,验证本文提出的碰撞振动模型.

3.1 实验装置

实验装置示意图如图 4 所示. 悬臂梁竖向放置,底端固定,上端自由. 阻尼器放置在悬臂梁末端,钢球水平方向运动. 实验采用电磁激振器对悬臂梁的根部进行激振,激振采用正弦信号,采用加速度传感器及信号分析装置测量悬臂梁的末端振幅,用以检验阻尼器对悬臂梁的减振效果^[10]. 实验中阻尼器腔体为空心圆柱体,根据实验需要内置钢球 1 个、铜粉 0.5 g,各部件的尺寸和材料参数见表 1.

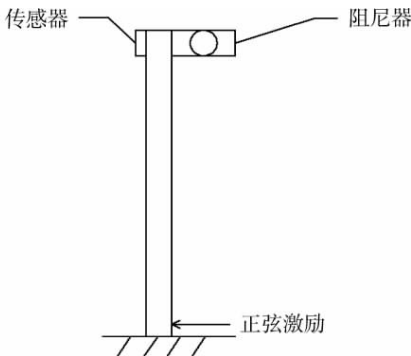


图 4 实验装置示意图
Fig. 4 Sketch of the experimental setup

表 1 实验中各部件的参数

Table 1 Parameters of the parts used in experiments

部件名称	尺寸参数	材料参数
悬臂梁	315×45×2.1 (mm×mm×mm)	密度 7.8×10 ³ kg/m ³
阻尼器腔体	内径 12 mm 净长度 20 mm	弹性模量 206 GN/m ² 屈服强度 652 MPa 泊松比 0.29
钢球	直径 10 mm	密度同悬臂梁 其他同阻尼器腔体 弹性模量 100 GN/m ²
颗粒	粒度 100 μm	屈服强度 100 MPa 泊松比 0.33

3.2 实验与计算内容

实验内容包括自由衰减和受迫振动两部分. 自由衰减实验重点研究在系统固有频率下,带颗粒减振剂碰撞阻尼器的悬臂梁的实测运动轨迹与模拟值是否一致. 受迫振动实验采用简谐力激振,比较在不同频率下悬臂梁的最大振幅.

受迫振动实验和计算分为三种情况进行: ①无阻尼,即将阻尼器腔体作为悬臂梁的末端质量处理,计算悬臂梁在没有碰撞阻尼时的末端振幅; ②单体碰撞阻尼,将阻尼器腔体内装直径 10 mm 的钢球 1 个; ③带颗粒减振剂的碰撞阻尼,将阻尼器腔体内装直径 10 mm 的钢球 1 个和 0.5 g 粒度 100 μm 的铜粉.

悬臂梁在一阶弯曲模态下可等效为弹簧-质点系统^[15],主振体质量 M 由末端质量和梁体的等效质量共同组成,其中,末端质量包括加速度传感器质量和阻尼器壳体质量(内未加钢球);采用悬臂梁的刚度计算公式,计算其末端的刚度作为主系统的刚度 k ,采用不带阻尼器的自由衰减实验测试主系统的固有阻尼 c . 各参数汇总于表 2 中.

表 2 模型计算参数

Table 2 Parameters in model simulations

参数	数值
主振体质量 M/g	103.9
主系统刚度 $k/(N/m)$	686.67
主系统固有阻尼 $c/(Ns/m)$	0.06758
自由间隙 d/mm	10
激振力 F_0/N	0.135
系统固有频率/Hz	12.94

由于实验中采用的激振器发出的正弦信号的频率只能精确到小数点后一位,所以实际测得的第一阶固有频率为 12.9 Hz. 为了将计算结果与实验结果进行比较(实验时的频率间隔最低为 0.1 Hz),所以在计算时将悬臂梁的刚度 k 值调整为 682.58 N/m,以便使悬臂梁的固有频率=12.9 Hz. 考虑到碰撞过程中材料屈服强度有所提高,计算中采用 1.5 作为动强度提高系数.

3.3 结果与讨论

首先来看在带颗粒减振剂的碰撞阻尼器作用下自由衰减实验结果与理论计算结果的比较. 图 5 所示为悬臂梁的末端位移随时间的变化曲线,其中,悬臂梁的初始位移 30 mm. 图中可以看出,在实验值出现极值时,计算值也同时出现了极值,

表明两者的周期完全吻合. 对于每一周期的最大振幅, 计算值在部分时间段内稍大一些, 但随着振动的衰减, 两者差别越来越小. 计算曲线明显地分为两段, 其中左边一段振幅下降较快, 而右边一段振幅下降较慢, 实验曲线也表现出了相同的趋势. 左右两段的转折点, 计算曲线比实验曲线出现得稍晚一些, 但相差不大. 从以上讨论可以看出: 计算结果和实验结果吻合较好, 从而证明第1节建立的夹击碰撞模型和第2节所建立的整体分析模型可以用于对带颗粒减振剂的碰撞阻尼器的模拟.

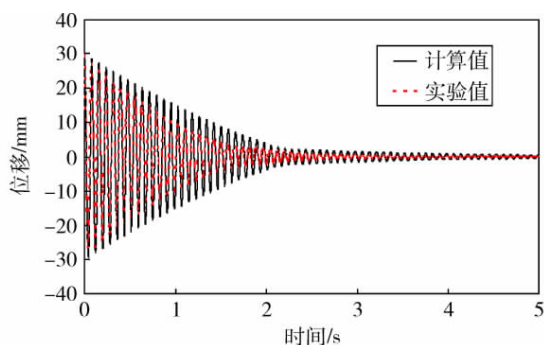


图5 自由衰减理论计算结果与实验结果的比较

Fig. 5 Comparison between attenuation results from simulations and experiments

下面看受迫振动的结果. 图6给出了在11~15 Hz范围内, 无阻尼、单体碰撞阻尼和带颗粒减振剂碰撞阻尼作用下悬臂梁末端最大振幅的实验与计算结果. 图中的结果取自10~25 s这一时间段内主振体的最大位移, 以过滤掉初始瞬态振动的影响. 在三种阻尼条件下, 计算值与实验值都吻合得很好, 进一步证明了本文所建立的带颗粒减振剂的碰撞阻尼的计算模型是可靠的.

通过图6中的结果可以看出: 单体碰撞阻尼器起到了一定的减振效果但减振效果不显著, 在共振频率点处悬臂梁的末端最大振幅下降约20%; 带颗粒减振剂的碰撞阻尼具有优秀的减振效果, 在共振频率点处悬臂梁的末端最大振幅下降超过65%, 表明带颗粒减振剂的碰撞阻尼的通过颗粒塑性变形吸收大量振动能量的减振机理具有一定的优越性. 同时还说明带颗粒减振剂的碰撞阻尼器在机械工程中常见的低频振动中仍然具有良好减振性能.

图6中, 单体碰撞阻尼出现峰值的频率较无阻尼时减小了一些, 导致在激振频率稍小于共振频率时, 振幅出现放大现象, 即出现负阻尼. 关于

这一现象的产生机理, 目前还有待进一步的研究. 从图中可以看出, 在带颗粒减振剂的碰撞阻尼作用下, 共振峰值也出现了几乎同样幅度的负向迁移, 负阻尼的现象依然存在, 但由于振幅已大为减小, 负阻尼的影响也大为缓解. 因此, 从这一角度来看, 带颗粒减振剂的碰撞阻尼提供了一条减小负阻尼不利问题的新途径.

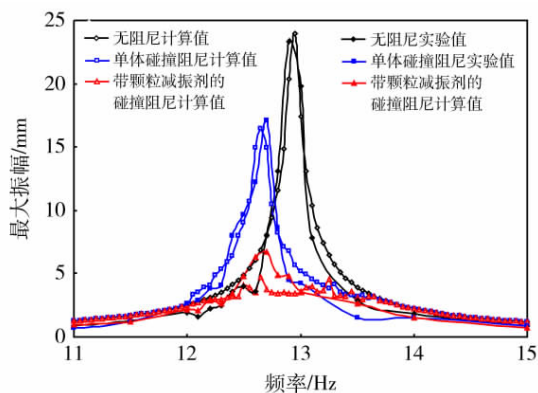


图6 受迫振动理论计算结果与实验结果的比较

Fig. 6 Comparison between forced vibration results from simulations and experiments

4 结 论

本文通过对带颗粒减振剂的碰撞阻尼减振机理的理论建模和实验研究, 得到以下结论:

- 1) 理论计算与实验结果在振动周期、转折点、振幅及共振点迁移等方面均相吻合, 说明本文建立的带颗粒减振剂的碰撞阻尼的计算模型是可靠的.
- 2) 以颗粒塑性变形消耗振动能量的带颗粒减振剂的碰撞阻尼具有优秀的减振效果, 在共振频率点处悬臂梁的末端最大振幅下降幅度超过65%, 远远超过单体碰撞阻尼的减振效果.
- 3) 带颗粒减振剂的碰撞阻尼对减小负阻尼的不利影响具有一定的帮助.

参考文献:

- [1] CHENG Jianlian, XU Hui. Inner mass impact damper for attenuating structure vibration[J]. International Journal of Solids and Structures, 2006, 43(17): 5355-5369.
- [2] 李伟, 胡选利, 黄协清, 等. 柔性约束颗粒阻尼耗能特性研究[J]. 西安交通大学学报, 1997, 31(7): 23-28.
LI Wei, HU Xuanli, HUANG Xieqing, et al. Study on energy dissipation characteristics of granular damping with flexible boundary[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1997, 31(7): 23-28. (in Chinese)

- [3] Saeki M. Analytical study of multi-particle damping[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 281(3-5): 1133-1144.
- [4] MAO Kuanmin, Wang M Y, XU Zhiwei, et al. Simulation and characterization of particle damping in transient vibrations[J]. Trans. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2004, 126(2): 202-211.
- [5] Wu C J, Liao W H, Wang M Y. Modeling of granular particle damping using multiphase flow theory of gas-particle [J]. Trans. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2004, 126(2): 196-201.
- [6] 胡漂, 黄其柏, 马慰慈. 颗粒阻尼减振性能的试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2008(5): 52-55.
HU Li, HUANG Qibai, MA Weici. Experimental research on the damping performance of particle dampers[J]. Noise and Vibration Control, 2008(5): 52-55. (in Chinese)
- [7] 周宏伟, 陈前. 阻尼颗粒动态特性研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2008, 40(6): 742-746.
ZHOU Hongwei, CHEN Qian. Experimental investigation on damping particle dynamic characters [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008, 40(6): 742-746. (in Chinese)
- [8] WANG Shulin. Impact chaos control and stress release: a key for development of ultra fine vibration milling[J]. Progress in Natural Science, 2002, 12(5): 336-341.
- [9] XU Zhiwei, WANG M Y, CHEN Tianmin. Particle damping for passive vibration suppression numerical modelling and experimental investigation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 279(3/4/5): 1097-1120.
- [10] 杜妍辰, 王树林, 朱岩, 等. 带颗粒减振剂碰撞阻尼的减振特性[J]. 机械工程学报, 2008, 44(7): 186-189.
DU Yanchen, WANG Shulin, ZHU Yan. Vibration characteristics of a new fine particle impact damping[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(7): 186-189. (in Chinese)
- [11] 陆厚根. 粉体技术导论[M]. 上海: 同济大学出版社, 1998.
- [12] 杜妍辰, 王树林. 代参数法预测颗粒夹击过程中的能量损耗 [J]. 振动与冲击, 2011, 30(12): 160-163.
DU Yanchen, WANG Shulin. Equivalent parameter method for predicting energy dissipation in particle clamping [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(12): 160-163. (in Chinese)
- [13] 杜妍辰, 王树林. 两颗粒弹塑性正碰撞的耗散模型[J]. 机械工程学报, 2009, 45(2): 149-156.
DU Yanchen, WANG Shulin. Elastoplastic normal impact dissipation model of two particles elastoplastic normal impact dissipation model of two particles[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(2): 149-156. (in Chinese)
- [14] 龙驭球, 包世华. 结构力学教程: 下册[M]. 北京: 高等教育出版社, 1988.
- [15] Rao S S. Mechanical vibrations[M]. 2nd ed. Reading, Addison-Wesley Publishing Company, 1990.