

文章编号:1671-1637(2019)06-0111-14

## 基于颗粒阻尼的矿用自卸车振动舒适性

肖望强<sup>1</sup>, 卢大军<sup>1</sup>, 宋黎明<sup>2</sup>, 杨哲<sup>2</sup>, 李泽光<sup>2</sup>

(1. 厦门大学 航空航天学院, 福建 厦门 361000; 2. 内蒙古北方重型汽车股份有限公司, 内蒙古 包头 014030)

**摘要:**采用颗粒阻尼技术对驾驶室座椅进行减振,提高其振动舒适性;选择与驾驶室底板和座椅连接的基座作为颗粒阻尼器,建立了基座阻尼器的离散元模型;模拟整车在发动机最高转速下的振动环境,针对不同阻尼器方案(颗粒材质、阻尼器分层数、颗粒粒径和颗粒填充率),通过离散元仿真计算逐一进行耗能分析,得到了最优方案;对实物模型进行试验,对比原结构与增加阻尼颗粒后基座的加速度均方根,确认减振效果,将试验与仿真计算结果进行趋势对比,验证了离散元模型的可行性;在实际样车试验中应用最优方案,采集了座椅在发动机不同转速下的响应,进行了数据分析;针对最高转速的工况,进行了人体振动暴露的舒适性分析。研究表明:从频域图的单峰最大值来看,减振前座椅最大加速度响应出现在425 Hz处的 $0.6434 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ,安装颗粒阻尼器后最大值为25 Hz处的 $0.0875 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ;从时域图来看,当发动机转速分别为750、1110、1470、1830、2200  $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,安装颗粒阻尼器后座椅加速度均方根综合减幅分别达到24.2%、29.6%、34.7%、39.2%、46.0%,发动机转速越高,颗粒阻尼器的减振效果越好;安装颗粒阻尼器后各频段舒适性界限时长均有大幅度增加,频段为3.1和4.0 Hz时,安装颗粒阻尼器后舒适性界限时长均提升了1.50倍,为20 Hz时,安装颗粒阻尼器后舒适性界限时长提升了1.57倍。

**关键词:**矿用自卸车;颗粒阻尼;离散元;减振;振动舒适性

**中图分类号:**U463.83 **文献标志码:**A **DOI:**10.19818/j.cnki.1671-1637.2019.06.011

## Vibration comfort of mining dump truck based on particle damping

XIAO Wang-qiang<sup>1</sup>, LU Da-jun<sup>1</sup>, SONG Li-ming<sup>2</sup>, YANG Zhe<sup>2</sup>, LI Ze-guang<sup>2</sup>

(1. School of Aerospace Engineering, Xiamen University, Xiamen 361000, Fujian, China;

2. Inner Mongolia North Hauler Joint Stock Co., Ltd., Baotou 014030, Inner Mongolia, China)

**Abstract:** Particle damping technology was used to reduce the vibration of the cab seat and improve its vibration comfort. The plinth between the cab floor and the seat was selected as a particle damper, and the discrete element model of the plinth damper was established. By simulating the vibration environment of the complete truck at the highest engine rotate speed, for different damper schemes (particle material, damper layer number, particle size, and particle filling rate), the energy dissipation based on the discrete element model was analyzed, and the optimal solution was obtained. The physical model was tested, and the root mean square values of the plinth acceleration of the original structure and the structure installed particle damper were compared, and the vibration reduction effect was confirmed. The feasibility of the discrete element model was verified by comparing the simulation results with the test results. The optimal scheme was applied in the test of the sample truck, the responses of the seat under different

收稿日期:2019-07-22

基金项目:国家自然科学基金项目(51875490);厦门市科技计划项目(3202Z20173021);厦门市交通基础设施智能管养工程技术研究中心开放基金项目(TCIMI201813);中央高校基本科研业务费专项资金项目(20720180063)

作者简介:肖望强(1981-),男,河北邢台人,厦门大学副教授,工学博士,从事减振降噪研究。

engine rotate speeds were collected and analyzed. At the highest engine rotate speed, the comfort analysis of human body vibration exposure was performed. Research result shows that based on the peak value of the time domain chart, the maximum acceleration response of the seat occurs at 425 Hz, which is  $0.6434 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  before vibration reduction. The maximum value is  $0.0875 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  occurs at 25 Hz after particle damper was installed. Based on the time domain chart, when the engine rotate speed is 750, 1 110, 1 470, 1 830, and 2 200  $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ , respectively, after particle damper was installed, the acceleration root mean square values reduce by 24.2%, 29.6%, 34.7%, 39.2%, and 46.0%, respectively. The higher the engine rotate speed, the better the vibration reduction effect of particle damper. After installing the particle damper, the comfort durations at each frequency significantly increase. At 3.1 and 4.0 Hz, the comfort limit durations increase by 1.50 times after the particle damper was used. At 20 Hz, the comfort limit duration increases by 1.57 times after the particle damper was used. 7 tabs, 26 figs, 32 refs.

**Key words:** mining dump truck; particle damping; discrete element; vibration reduction; vibration comfort

**Author resume:** XIAO Wang-qiang(1981-), male, associate professor, PhD, wqxiao@xmu.edu.cn.

## 0 引 言

在全球矿用自卸车领域市场竞争主导下,除了产品质量、价格外,驾驶舒适性与驾驶人健康的影响也越来越受到重视<sup>[1]</sup>。矿用自卸车工作环境恶劣,极易产生较大的振动,会严重影响其操纵稳定性和舒适性<sup>[2-3]</sup>。一直以来,国内对工程机械驾驶舒适性的研究远不如商用汽车深入,工程机械在工程应用过程中经常出现发动机剧烈振动、零部件疲劳破损、驾驶室振颤与噪声大等振动问题<sup>[4]</sup>,因此,驾驶室的减振研究对提高工程机械的舒适性尤为必要。

驾驶室减振常用方法是在发动机处、驾驶室或者座椅的各连接处采用橡胶隔振。张伟等针对矿用自卸车建立了发动机悬置系统模型,设计了发动机减振橡胶垫以满足减振要求<sup>[5]</sup>;史正文等针对工程机械驾驶室采用液阻橡胶隔振器,用 ADINA 进行低频大振幅液固耦合动力学有限元仿真分析,通过试验验证了模型的合理性<sup>[6]</sup>;王勇等将准零刚度隔振器应用到汽车座椅隔振中,建立了车-座椅-人耦合动力学模型,研究了模型在受路面冲击激励与随机激励下的动态特性,使整车的乘坐舒适性得到了有效改善<sup>[7-8]</sup>。以上研究均是针对橡胶垫展开,虽然有着结构简单可靠、成本较低等优点,但是橡胶不耐油,在长时间高温、日照环境下易老化,进而导致其隔振性能下降。为了应对越来越高的驾驶室舒适性要求,主动振动控制技术开始应用到驾驶室减振中,主要是主动和半主动悬置技术。刘杉等基于加速粒子群算法对座椅悬架系统进行参数优化与主动控制

系统设计,通过动力学模型与仿真软件间的联合仿真,验证了该座椅悬架隔振系统的有效性<sup>[9]</sup>;寇发荣研制了一种基于磁流变减振器的半主动座椅悬架,设计了模糊控制策略并进行了仿真计算,最后通过试验验证了研制的磁流变半主动座椅悬架能有效减轻座椅的振动<sup>[10]</sup>;赵强等针对半主动座椅悬架系统建立了七自由度动力学模型,在随机路面激励下进行仿真分析,有效提高了乘坐舒适性<sup>[11]</sup>;胡国良等建立了基于磁流变阻尼器的半主动座椅悬架系统模型,分析了磁流变阻尼器的 6 个参数对减振效果的影响<sup>[12]</sup>;Ning 等提出了一种集成式主动与半主动座椅悬架,在取得较好的减振效果基础上,相较于主动座椅悬架有效降低了能耗<sup>[13]</sup>。虽然主动减振技术针对不同振动环境的适应性强,但是较高的成本以及矿山机械恶劣、随机的的工作环境,限制了其大规模应用。

颗粒阻尼技术<sup>[14-18]</sup>以阻尼耗能机理为理论基础,属于被动减振技术,通过填充在结构空腔中颗粒物质的大量碰撞与摩擦耗能<sup>[19-23]</sup>形成阻尼效应,从而实现结构振动抑制的目的。作为一种有效的振动控制方法,颗粒阻尼技术在航空航天、土木建筑、机械工程等领域得到了越来越多的关注。Sanchez 等建立了单自由度颗粒阻尼器振荡系统,对阻尼颗粒进行了非线性动力学分析<sup>[24]</sup>;夏兆旺等以填充阻尼颗粒的悬臂梁为研究对象,研究了结构阻尼随颗粒各参数呈非线性变化的特性<sup>[25]</sup>。单自由度系统可控性好,上述研究从单自由度模型展开,分析了不同频率或颗粒参数对系统阻尼性的影响。Lu 等将颗

粒阻尼技术应用于土木建筑减振,提出了一种颗粒调谐质量阻尼器<sup>[26]</sup>。颗粒阻尼技术除减振效果好外,还有对原结构改动小、对温度与工作环境不敏感等优点<sup>[27]</sup>,十分适合在空间紧凑的驾驶室内应用。此外,附加质量较小(单台自卸车使用阻尼颗粒质量为20.6 kg),无冲击异响(基座阻尼器内颗粒填充率高,密封性好,颗粒碰撞噪声人耳无法察觉),性能的一致性好(对阻尼颗粒材料、粒径、表面光洁度、填充质量等进行规范化可保证其减振性能的一致性),耐久性与可靠性好等优点,使得颗粒阻尼技术对于驾驶室减振领域有着很好的适用性和产业化的可能性。

本文创新性地颗粒阻尼技术应用于矿用自卸车驾驶室减振,首先对矿用自卸车在发动机最高转速工况下的驾驶室做振动传递路径分析,分析了颗粒阻尼器安装位置的合理性;建立了座椅基座的离散元模型<sup>[28-30]</sup>,模拟驾驶室座椅基座的整车最高转速环境,通过离散元方法仿真分析了不同因素对颗粒系统耗能的影响,这些因素包括颗粒材质、阻尼器分层数、颗粒粒径和颗粒填充率;通过模型试验对仿真方案进行验证,样车试验中选择了不锈钢3颗粒、阻尼器分层数为3、粒径为2.9 mm、颗粒填充率为90%这一方案,通过模型试验和样车试验,验证了离散元模型的可靠性,实现了较好的减振效果,研究为大型工程车辆的减振降噪提供了新的设计方法,增强了产品在市场中的竞争力。

## 1 驾驶室振动传递路径分析

驾驶室振动来源主要是发动机周期振动和路面不平引起的随机振动。本文针对北方股份某型矿用自卸车,以发动机振动为振源展开研究。由图1整车位置可以分析得到:发动机处于驾驶室正下方,距离较近,对驾驶室振动有着较大影响;原有的驾驶室减振措施是在驾驶室与车架连接处安装橡胶隔振器,由于座椅基座处在振源传递至座椅的最后一环,且基座结构中空,可以在不改变驾驶室结构且不占用驾驶室紧凑空间的情况下,通过在其中添加阻尼颗粒,在原有的隔振措施上进一步抑制振动。

在发动机最高转速( $2\ 200\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )时,取发动机至驾驶室底板共5处测点,测点1~5位置如图2所示。实测振动加速度均方根,对振动传递路径进行分析识别,整理见表1。图3~5分别为测点5处纵向、横向、垂向的时域图和频域图。

由表1可看到:振动从发动机位置传至驾驶室

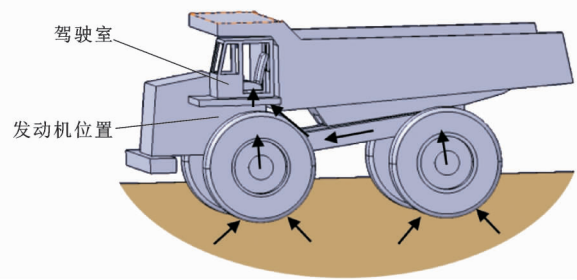


图1 整车振动传递路径

Fig. 1 Vibration transmission path of complete truck

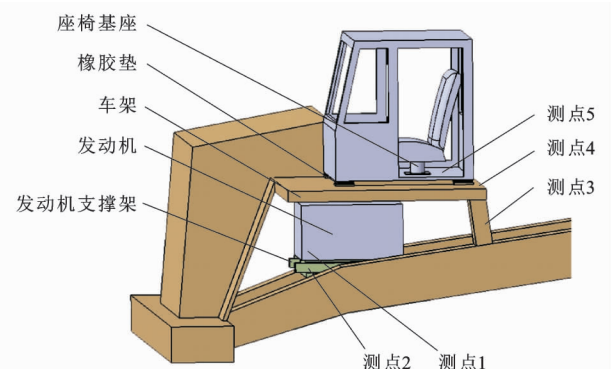


图2 测点1~5的位置

Fig. 2 Positions of measuring points 1-5

表1 各测点位置加速度均方根

Tab. 1 Acceleration root mean squares of each measuring point positions

测点	位置	加速度均方根/( $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ )		
		纵向	横向	垂向
1	发动机下方	42.6	147.2	232.4
2	发动机支撑架前方	38.5	66.5	29.3
3	车架后支梁	11.2	12.9	11.3
4	车架后方驾驶室旁	10.3	11.6	9.0
5	驾驶室底板	4.2	4.5	2.3

底板处虽然经过橡胶隔振,但各方向加速度均方根仍然较大,有待进一步减振;振动由测点4处经过橡胶垫隔振传至测点5处后,纵向、横向、垂向的加速度均方根减幅分别为59.2%、61.2%和74.4%,同时纵向和横向加速度均方根大于垂向,可知采用橡胶垫的隔振方案在垂向的减振效果要优于另外2个方向。

## 2 基座颗粒阻尼器离散元模型

### 2.1 颗粒接触模型

本文基于软球模型,根据碰撞时单元之间的重叠量计算出颗粒间的接触力。在模拟矿用自卸车发动机最高转速的激励过程中,基座阻尼器中的某一颗粒运动方程为<sup>[31]</sup>

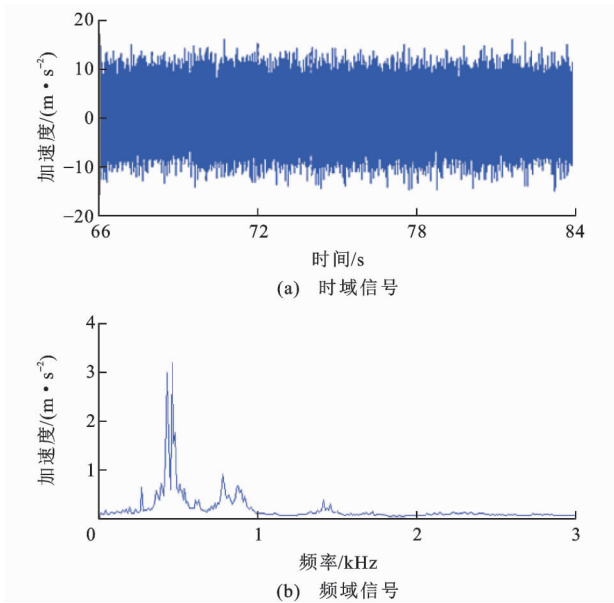


图 3 测点 5 处纵向时域与频域信号

Fig. 3 Time domain and frequency domain signals in longitudinal direction at measuring point 5

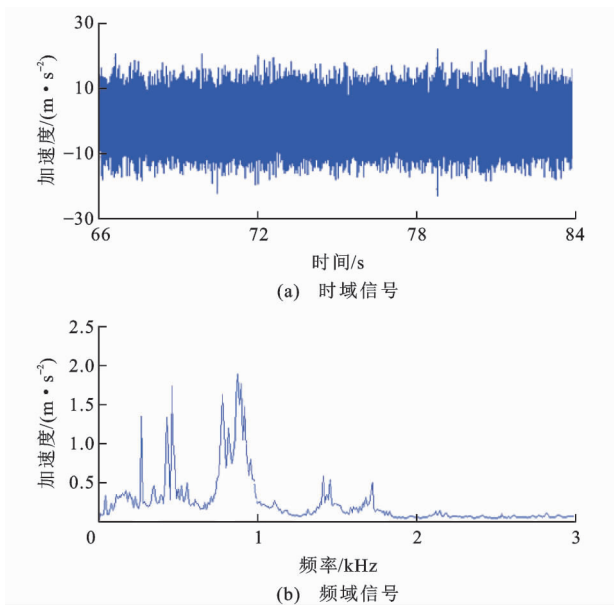


图 4 测点 5 处横向时域与频域信号

Fig. 4 Time domain and frequency domain signals in lateral direction at measuring point 5

$$\begin{cases} m_i \ddot{\mathbf{s}}_i = \sum_{j=1}^{u_i} (\mathbf{F}_{nij} + \mathbf{F}_{sij}) + m_i \mathbf{g} \\ \mathbf{I}_i \ddot{\boldsymbol{\varphi}}_i = \sum_{j=1}^{u_i} \mathbf{T}_{ij} \end{cases} \quad (1)$$

式中： $m_i$  为颗粒  $i$  的质量； $\mathbf{s}_i$ 、 $\boldsymbol{\varphi}_i$  分别为颗粒  $i$  的位移和角位移； $\mathbf{g}$  为重力加速度； $\mathbf{F}_{nij}$ 、 $\mathbf{F}_{sij}$  分别为颗粒  $i$  和单元  $j$  之间的法向力和切向力； $\mathbf{I}_i$  为颗粒  $i$  的惯性矩； $\mathbf{T}_{ij}$  为颗粒  $i$  和单元  $j$  之间切向力产生的颗粒

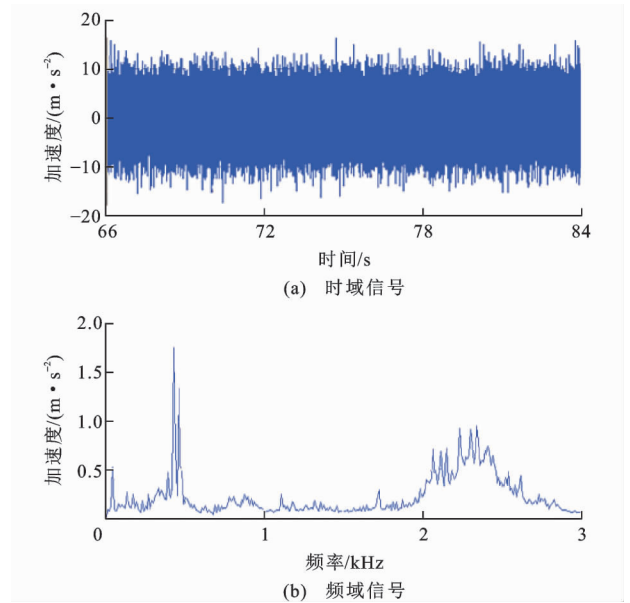


图 5 测点 5 处垂直时域与频域信号

Fig. 5 Time domain and frequency domain signals in vertical direction at measuring point 5

扭矩； $u_i$  为与颗粒  $i$  接触的单元数量。

根据 Hertz 接触理论，离散元模型中颗粒接触情况见图 6，图中： $k_{n1}$ 、 $k_{n2}$  分别为颗粒-颗粒、颗粒-阻尼器壁接触模型中的法向弹性系数； $k_{s1}$ 、 $k_{s2}$  分别为颗粒-颗粒、颗粒-阻尼器壁接触模型中的切向弹性系数； $c_{n1}$ 、 $c_{n2}$  分别为颗粒-颗粒、颗粒-阻尼器壁接触模型中的法向阻尼系数； $c_{s1}$ 、 $c_{s2}$  分别为颗粒-颗粒、颗粒-阻尼器壁接触模型中的切向阻尼系数。法向力  $\mathbf{F}_{nij}$  表示为

$$\mathbf{F}_{nij} = \begin{cases} k_{n1} \boldsymbol{\delta}_{n1} + 2\zeta_1 \sqrt{\frac{m_i m_j}{m_i + m_j}} k_{n1} \dot{\boldsymbol{\delta}}_{n1} & \text{颗粒-颗粒} \\ k_{n2} \boldsymbol{\delta}_{n2} + 2\zeta_2 \sqrt{m_i k_{n2}} \dot{\boldsymbol{\delta}}_{n2} & \text{颗粒-阻尼器壁} \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \boldsymbol{\delta}_{n1} = r_i + r_j - |\mathbf{P}_i - \mathbf{P}_j| & \text{颗粒-颗粒} \\ \boldsymbol{\delta}_{n2} = r_i - l & \text{颗粒-阻尼器壁} \end{cases} \quad (3)$$

式中： $\boldsymbol{\delta}_{n1}$  为颗粒-颗粒的法向重叠量； $\boldsymbol{\delta}_{n2}$  为颗粒-阻尼器壁间的法向重叠量； $m_j$  为颗粒-颗粒接触模型中颗粒  $j$  的质量； $\zeta_1$ 、 $\zeta_2$  分别为颗粒-颗粒、颗粒-阻尼器壁接触模型的阻尼比； $r_i$ 、 $r_j$  分别为颗粒  $i$ 、 $j$  的半径； $\mathbf{P}_i$ 、 $\mathbf{P}_j$  分别为颗粒  $i$ 、 $j$  的球心位置矢量； $l$  为颗粒  $i$  球心与阻尼器壁间的距离。

切向力  $\mathbf{F}_{sij}$  表示为

$$\mathbf{F}_{sij} = \begin{cases} -\mu_1 \mathbf{F}_{nij} \dot{\boldsymbol{\delta}}_{s1} / |\dot{\boldsymbol{\delta}}_{s1}| & \text{颗粒-颗粒} \\ -\mu_2 \mathbf{F}_{nij} \dot{\boldsymbol{\delta}}_{s2} / |\dot{\boldsymbol{\delta}}_{s2}| & \text{颗粒-阻尼器壁} \end{cases} \quad (4)$$

式中： $\mu_1$  为颗粒间的摩擦因数； $\mu_2$  为颗粒-阻尼器壁间的摩擦因数； $\dot{\boldsymbol{\delta}}_{s1}$  为颗粒间的切向位移； $\dot{\boldsymbol{\delta}}_{s2}$  为颗粒-阻尼器壁间的切向位移。

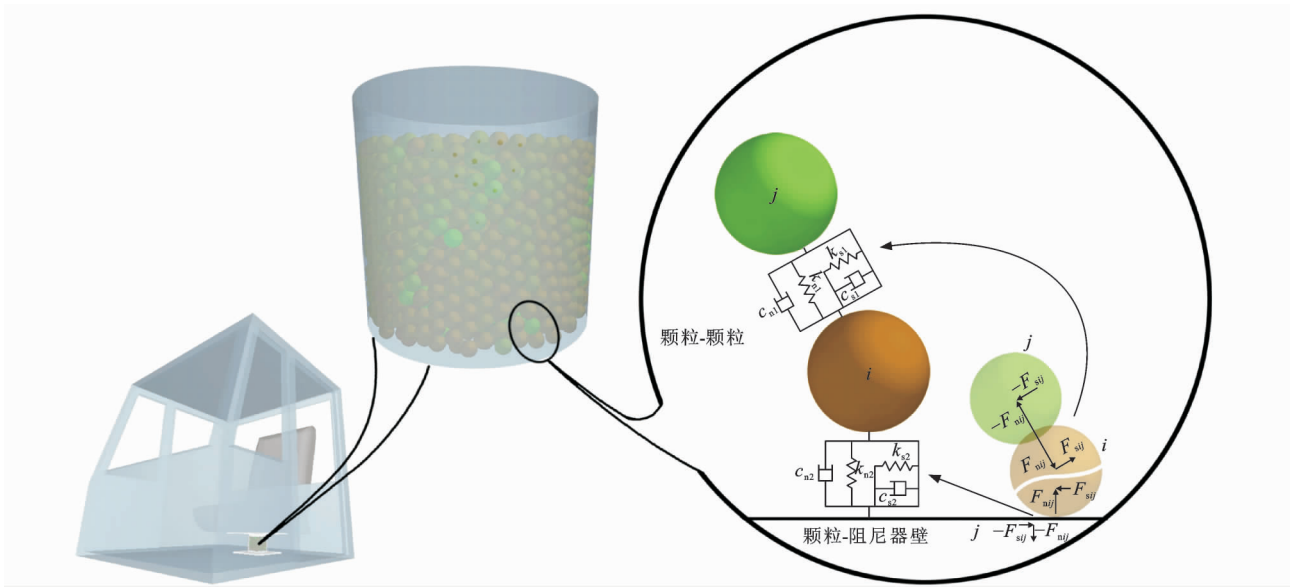


图 6 颗粒接触模型

Fig. 6 Particle contact model

## 2.2 模型建立与颗粒运动分析

建立驾驶室座椅基座三维模型,模型底面为约束面,如图 7 所示。

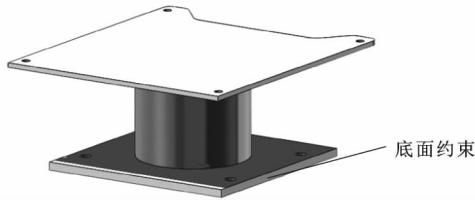


图 7 座椅基座模型

Fig. 7 Seat plinth model

为分析增加阻尼器后对座椅结构的减振效果,采用颗粒碰撞耗能分析进行比较。建立离散单元模型,如图 8 所示。当座椅基座开始振动时,颗粒在座椅基座内壁摩擦与冲击的作用下开始激烈地随座椅振动方向运动,顶部的颗粒速度急剧增大,并迅速与容器壁碰撞,速度急剧变小,并开始反弹,反弹回来的颗粒与中部颗粒相互碰撞与摩擦,随后颗粒开始沿容器运行的反方向运动,并与座椅基座底部碰撞,速度降低,等待器壁下一个冲击时刻的来临,如此循环。

图 8 为阻尼器单层方案,由于该方案颗粒填充率较高,大量颗粒堆叠导致底层颗粒运动较慢,应当考虑分层避免颗粒大量堆叠,使颗粒能充分碰撞摩擦耗能。

## 3 颗粒阻尼器不同参数耗能分析

### 3.1 离散元模型耗能计算

颗粒阻尼主要通过颗粒间以及颗粒与阻尼器壁

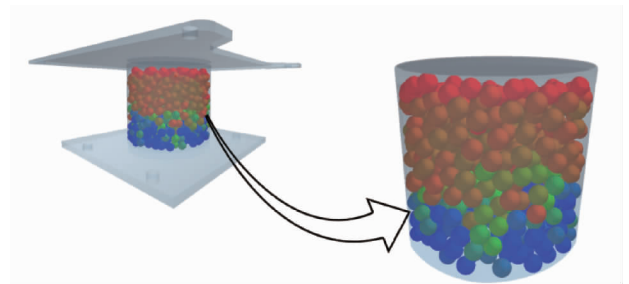


图 8 基座离散元模型

Fig. 8 Discrete element model of plinth

之间的非弹性碰撞和摩擦实现耗能,碰撞时刻,颗粒的碰撞耗能  $E_1$  可表示为

$$E_1 = \frac{m_i m_j (1 - e^2) |\mathbf{v}|^2}{2(m_i + m_j)} \quad (5)$$

式中: $e$  为颗粒恢复系数; $\mathbf{v}$  为颗粒  $i$  与单元  $j$  间发生碰撞前的相对速度。

摩擦耗能  $E_2$  可表示为

$$E_2 = \begin{cases} \mu_1 \mathbf{F}_{nij} \delta_{s1} & \text{颗粒-颗粒} \\ \mu_2 \mathbf{F}_{nij} \delta_{s2} & \text{颗粒-阻尼器壁} \end{cases} \quad (6)$$

离散元模型的系统耗能  $E$  可表示为

$$E = \sum_{i=1}^n E_1 + \sum_{i=1}^n E_2 \quad (7)$$

式中: $n$  为碰撞或摩擦次数。

由耗能计算公式(5)、(6)可以看出:耗能与颗粒质量(密度、粒径)、恢复系数、颗粒数量、颗粒间相对位移等参数有关,而决定这些参数的正是颗粒材质、粒径、填充率、阻尼器空间结构。

本文采用 LIGGGHTS 软件编写了颗粒与结构作用的计算程序,耗能计算流程见图 9。

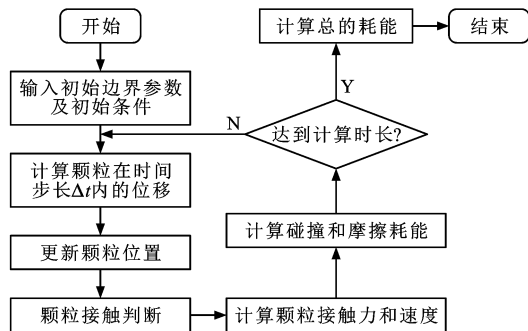


图 9 耗能计算流程

Fig. 9 Calculation flow of energy dissipation

### 3.2 颗粒材质

为研究颗粒不同材质的耗能差异,同时考虑实际应用环境和成本,选择了耐锈蚀性强且成本较低的不锈钢。选用 3 种不同材质的不锈钢颗粒:不锈钢 1(铁素体不锈钢,牌号 Y12Cr17)、不锈钢 2(奥氏体不锈钢,牌号 17Cr18Ni9)、不锈钢 3(奥氏体-铁素体双相不锈钢,牌号 03Cr25Ni7Mo4WCuN)。材质属性见表 2,其中恢复系数采用试验测量计算得到。

表 2 颗粒材质属性

Tab. 2 Particle material properties

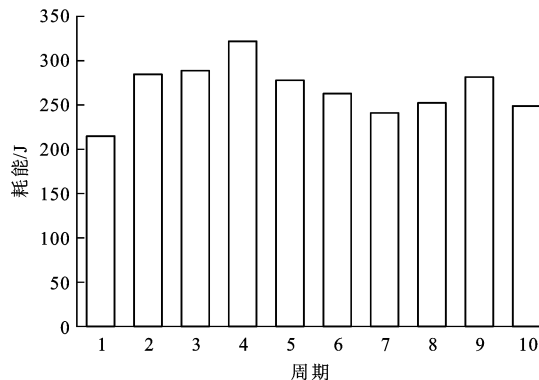
颗粒材质	密度/(g·mm <sup>-3</sup> )	弹性模量/GPa	泊松比	恢复系数
不锈钢 1	7.78	200	0.28	0.65
不锈钢 2	7.80	206	0.30	0.74
不锈钢 3	7.80	228	0.30	0.79

对系统设定相同的激励:正弦激励,振幅为 3 mm,频率为 36.7 Hz(3.3~3.5 节激励条件与此相同),阻尼器分层数为 1,颗粒粒径为 2.5 mm,颗粒填充率为 70%。统计颗粒系统连续 10 个周期的耗能,不同颗粒材质方案系统的耗能情况见图 10。

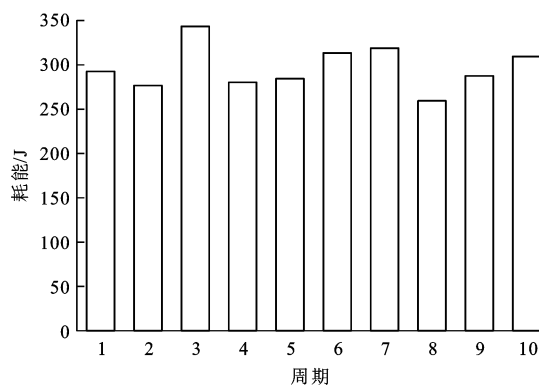
对颗粒系统连续 10 个周期的耗能求平均值,结果见图 11,可以看到:在同一激励条件下,系统能量耗损由高到低依次为不锈钢 3、不锈钢 2、不锈钢 1;由于 3 种不锈钢材质属性中密度和泊松比数值相近,难以判断其对耗能的影响,而对于弹性模量和恢复系数,就不锈钢而言,数值越大,颗粒耗能越大,减振效果越好。

### 3.3 阻尼器分层

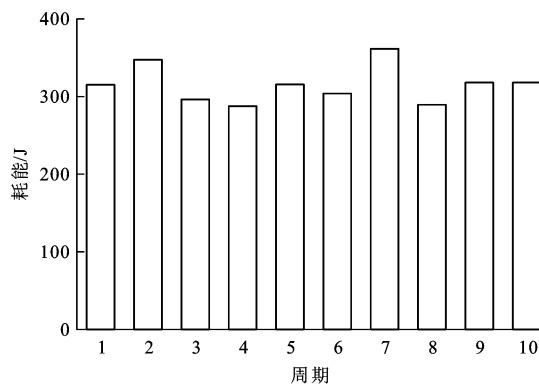
针对阻尼器不同分层数对耗能的影响进行具体仿真计算。颗粒材质选择不锈钢 3,颗粒粒径为 2.5 mm,颗粒填充率为 70%。颗粒数量采用的标准是将不分层阻尼器按 70%填充率填满颗粒的质量为标准,对阻尼器分层展开研究的方式是采用与标准相同的颗粒质量,此时阻尼器分层数增加,则相应的颗粒数量不变而填充率略有增加,每层隔板厚度为 1 mm,



(a) 不锈钢1颗粒



(b) 不锈钢2颗粒



(c) 不锈钢3颗粒

图 10 不同阻尼颗粒的耗能

Fig. 10 Energy dissipations of different damping particles

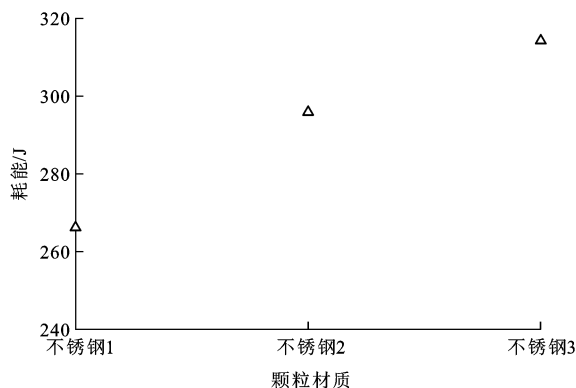


图 11 3 种不锈钢颗粒的耗能

Fig. 11 Energy dissipations of three different stainless steel particles

分层数为 5 层时,同一颗粒数量下填充率相较于 1 层的方案增加约 2%。相同激励下,图 12 为阻尼器不同分层方案,图 13 为对应的耗能。

由图 12 可以看到:随着分层数增加,底层速度

小的颗粒数量明显减少,分层的效果显著,但是,分层数过多会大大降低颗粒间碰撞次数,综合反而降低了系统耗能,同时分层增多也会增加加工难度,提高制造成本。

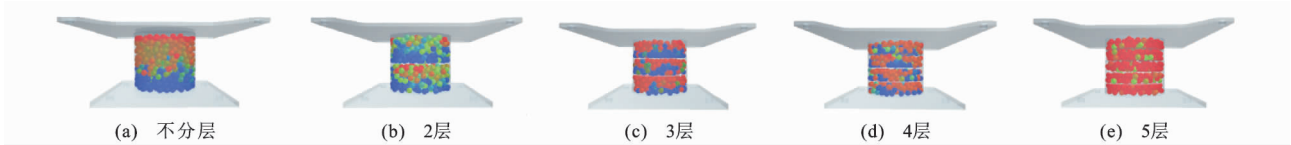


图 12 阻尼器不同分层数方案

Fig. 12 Schemes of dampers with different layer numbers

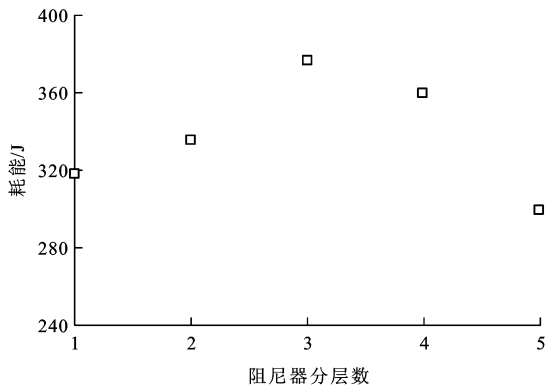


图 13 阻尼器不同分层数方案的耗能

Fig. 13 Energy dissipations of damper schemes with different layer numbers

从图 13 中可以看到:随着分层数增加,系统耗能先增加后减少,阻尼器分层数为 3 时,系统耗能最大;通过对同一激励周期颗粒间以及颗粒与阻尼器壁间碰撞次数的统计分析,发现阻尼器分层能明显增加颗粒与阻尼器壁间的碰撞次数,但是降低了颗粒间的碰撞次数;分析认为,适当的分层能通过将颗粒等分,避免大量颗粒堆积造成底部颗粒运动较慢、碰撞不激烈的问题。

### 3.4 颗粒粒径

颗粒粒径的选择与阻尼器的几何结构以及激励条件等有关,在一定的形状与填充空间、激励条件下,并不是颗粒粒径越大越好,也不是颗粒粒径越小

越好。颗粒物质为介于固体与液体之间的第四态物质,其优势在于有:在一定的结构下,其既具有刚体的几何特征(能够满足刚体的力学方程)也具有流体的流态。而要在不影响原始结构的前提下达到耗能减振的目的,必须要保证颗粒物质能同时具有 2 种状态。这之中,颗粒的直径为主要影响因素。但目前并无明确的规律,针对具体结构和激励条件需要根据具体情况进行计算分析。

颗粒间的相互作用通过力链进行传递,颗粒间的碰撞强度可用力链结构来表征,进而可以反映颗粒的耗能。通过阻尼器直径与颗粒粒径比值( $A$ )的不同方案中力链结构的特性分析,得到最优粒径。图 14 为不同方案起振同一时刻颗粒示意图,图 15 为对应该时刻的颗粒力链结构示意图(颜色由深到浅代表力由小到大)。

图 14、15 可以看到: $A$  越小,阻尼器中颗粒数量越少,同一振动时刻力链分布越疏,但是力值较大; $A$  越大,阻尼器中颗粒数量越多,同一时刻力链分布越密,但是力值较小,颗粒阻尼主要通过碰撞和摩擦实现耗能,由于选用的不锈钢颗粒表面摩擦因数较小,碰撞耗能占比 90% 以上。取颗粒平均接触力与颗粒接触数的乘积  $B$  来表征颗粒碰撞激烈程度,故可近似用  $B$  的指标来对比不同  $A$  方案间的耗能优劣,如表 3 所示。

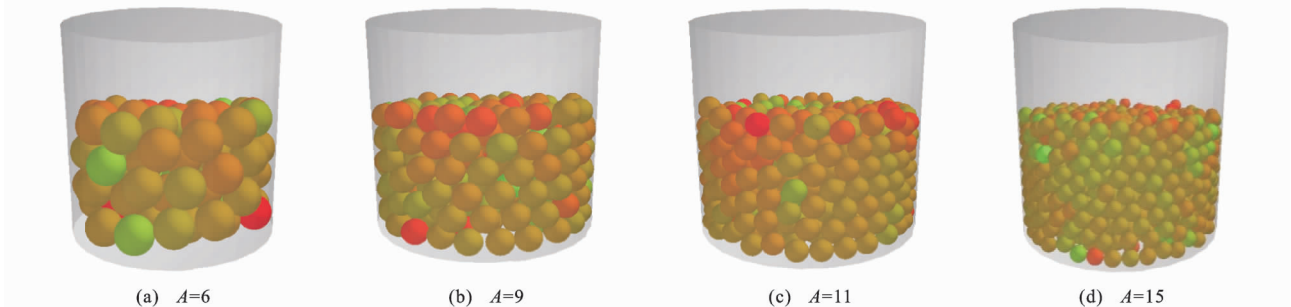


图 14 不同阻尼器直径与颗粒粒径比值方案

Fig. 14 Different ratio schemes of damper diameter to particle size

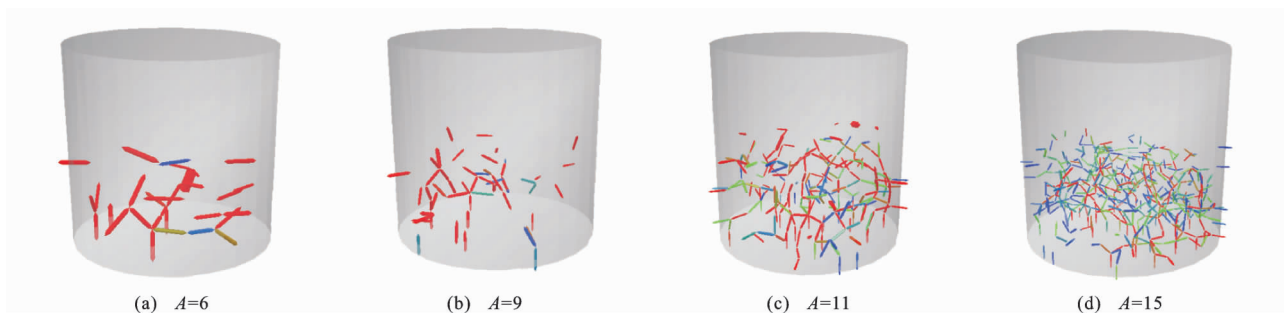


图 15 不同阻尼器直径与颗粒粒径比值方案力链结构

Fig. 15 Force chain structures with different ratio schemes of damper diameter to particle size

表 3 不同阻尼器直径与颗粒粒径比值方案的 B 值

Tab. 3 B values of different ratio schemes of damper diameter to particle size

A	颗粒平均接触力/N	颗粒接触数	B/N
6.0	0.770 3	30	23.109 0
8.0	0.233 6	61	14.249 6
9.0	0.142 8	52	7.425 6
10.0	0.116 6	91	10.610 6
10.5	0.102 7	162	16.637 4
11.0	0.174 1	236	41.087 6
11.5	0.088 0	254	22.352 0
12.0	0.084 8	286	24.252 8
14.0	0.047 8	384	18.355 2
15.0	0.026 5	541	14.336 5

图 16 为趋势图,可以看到:随着 A 由 6 增大至 9, B 值逐渐减小,随后 A 增大至 11 时, B 值急剧升高并在 A 为 11 处取得最大值, A 在 11~15 间 B 值出现振荡后逐渐下降;结合阻尼器尺寸,可确定颗粒最佳耗能粒径为 3 mm 左右。

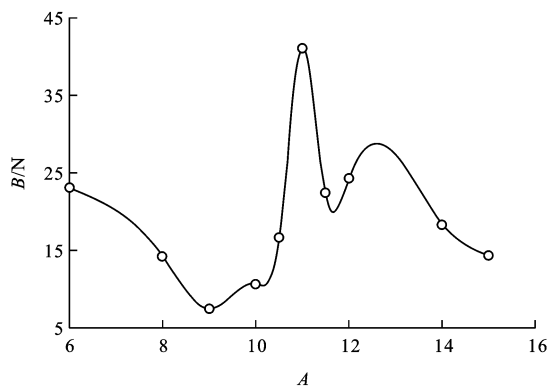


图 16 不同阻尼器直径与颗粒粒径比值方案 B 值的趋势

Fig. 16 Trend of B values for different ratio schemes of damper diameter to particle size

为得到最佳颗粒粒径,设定颗粒粒径分别为 2.8、2.9、3.0、3.1、3.2 mm,进行仿真耗能分析,结果见图 17,可以看到:颗粒粒径从 2.8 mm 增至 3.2 mm,

系统耗能先增加后减少,在 2.9 mm 时系统耗能取得最大值。

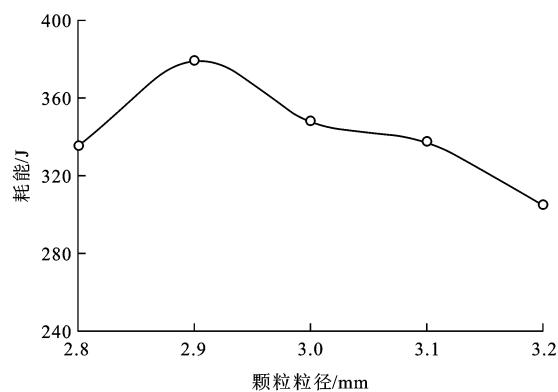


图 17 不同颗粒粒径的耗能

Fig. 17 Energy dissipations of different particle sizes

### 3.5 颗粒填充率

为研究颗粒不同填充率时的耗能差异,选用不锈钢 3 颗粒,粒径为 2.9 mm,阻尼器分层数为 3,在相同激励下,计算颗粒不同填充率方案时,一个振动周期内的系统平均耗能,结果见图 18。

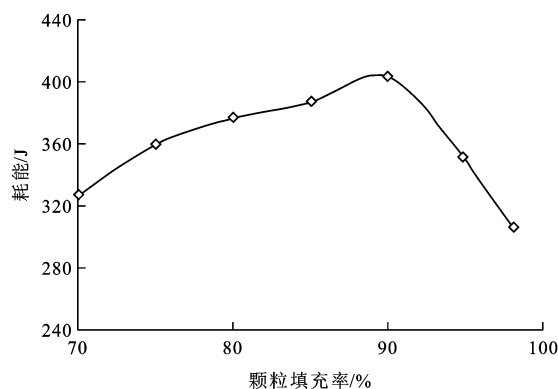


图 18 不同颗粒填充率的耗能

Fig. 18 Energy dissipations of different particle filling rates

图 18 中可以看到:填充率从 70%到 90%时,系统耗能逐渐增加达到最大值;填充率继续升高至 98%时,系统耗能出现下降,此时颗粒堆积过多,颗粒的运动空间阻碍了颗粒间的相对运动,降低了颗



粒的碰撞耗能。

综合考虑颗粒材质、阻尼器分层数、颗粒粒径与颗粒填充率方案下的系统耗能可得阻尼器理论最优方案:不锈钢 3 颗粒,阻尼器分层数为 3,颗粒粒径为 2.9 mm,颗粒填充率为 90%。

## 4 试验与数据分析

### 4.1 模拟最高转速环境

设计模型试验对仿真计算结果进行验证,制造

座椅基座模型,分层处采用螺纹连接。试验的安装测试原理见图 19,振动台、基座模型安装与具体测点位置见图 20。针对座椅底座结构模拟整车在最高转速工况下的振动环境,设定振动频率为 36.7 Hz。根据颗粒系统耗能仿真计算分析结果,对颗粒材质与阻尼器分层数进行试验以验证阻尼器方案的可行性。测点位置加速度均方根分别见表 4、5。

试验中通过传感器采集得到基座的加速度响应曲线,为了能与仿真计算的耗能结果进行比较,引入

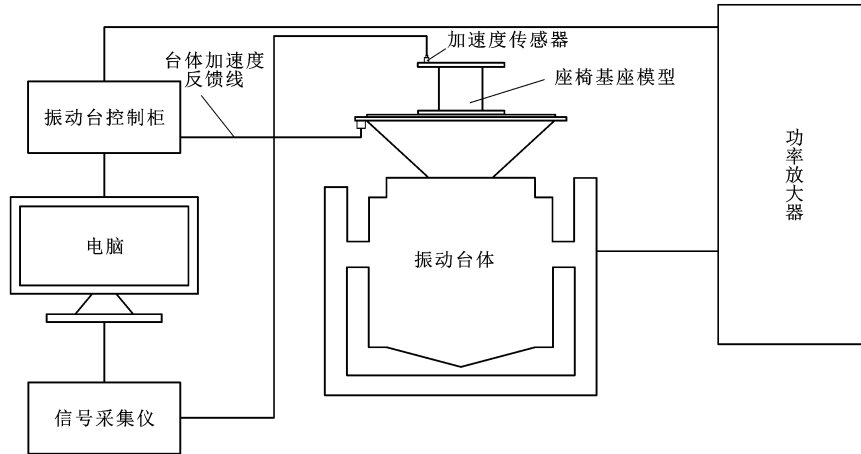


图 19 试验装置与测试原理

Fig. 19 Experimental installation and test theory

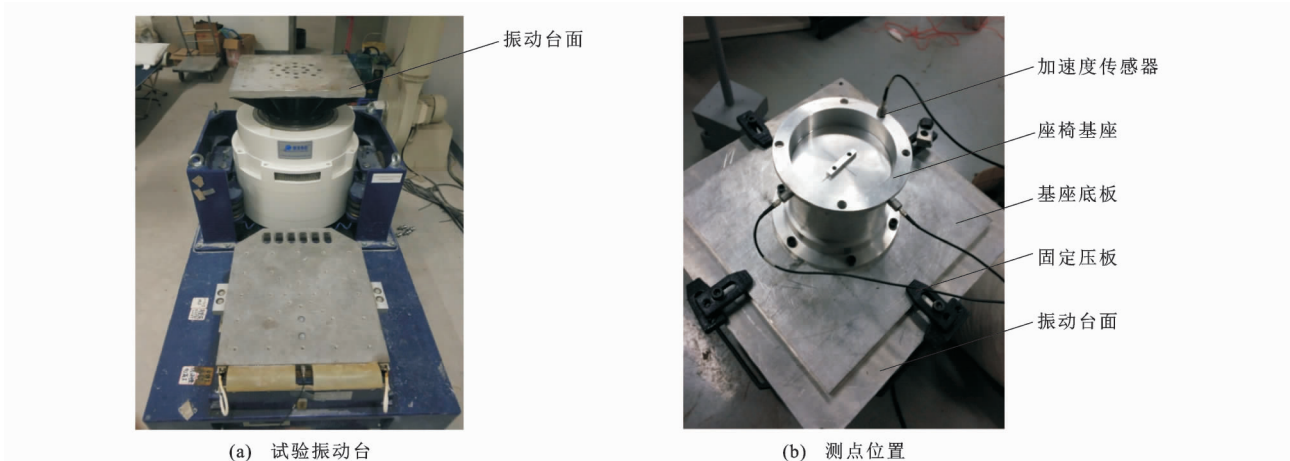


图 20 模型振动试验

Fig. 20 Model vibration experiment

减振系数  $H$

$$H = \left| \frac{E_q - E_0}{E_0} \right| \quad (8)$$

$$\begin{cases} E_0 = \frac{1}{2} M_e V_0^2 \\ E_q = \frac{1}{2} M_e V_q^2 \end{cases} \quad (9)$$

式中: $E_0$  为系统未增加阻尼颗粒时的总动能; $E_q$  为系统增加阻尼颗粒后的总动能; $M_e$  为系统质量;

$V_0$ 、 $V_q$  分别为增加阻尼颗粒前和增加阻尼颗粒后的系统速度。

进而可推出

$$H = \left| \frac{\frac{1}{2} M_e V_q^2 - \frac{1}{2} M_e V_0^2}{\frac{1}{2} M_e V_0^2} \right| = \left| \frac{(V_4^2 + V_5^2 + V_6^2) - (V_1^2 + V_2^2 + V_3^2)}{V_1^2 + V_2^2 + V_3^2} \right| \quad (10)$$

表 4 颗粒不同材质下基座模型加速度均方根  
Tab. 4 Acceleration root mean squares of plinth model with different particle materials

方案	各方向加速度均方根/(m·s <sup>-2</sup> )		
	纵向	横向	垂向
无阻尼颗粒	7.889	2.386	5.911
不锈钢 1 颗粒	5.148	1.794	5.047
不锈钢 2 颗粒	4.726	1.447	4.635
不锈钢 3 颗粒	4.427	1.324	4.257

表 5 阻尼器不同分层方案基座模型加速度均方根  
Tab. 5 Acceleration root mean squares of plinth model with different damper layer number schemes

方案	各方向加速度均方根/(m·s <sup>-2</sup> )		
	纵向	横向	垂向
无阻尼颗粒	7.889	2.386	5.911
阻尼器不分层	5.148	1.794	5.047
阻尼器分 2 层	4.548	1.584	4.574
阻尼器分 3 层	4.046	1.476	3.957
阻尼器分 4 层	4.125	1.504	4.087
阻尼器分 5 层	5.274	1.814	5.157

式中： $V_1 \sim V_3$  分别为  $V_0$  在纵向、横向、垂向的分量； $V_4 \sim V_6$  分别为  $V_q$  在纵向、横向、垂向的分量，速度分量通过对加速度数值进行积分得到。

图 21 为理论耗能和试验减振效果对比，可以看到：不同颗粒材质方案和阻尼器不同分层数下，模型试验和最终试验的减振效果同离散元模型耗能的理论计算结果趋势相一致，耗能/减振系数由大到小的颗粒材质依次为不锈钢 3、2、1；不同阻尼器分层方案中，随分层数增多，耗能/减振系数先增加后减少，最优分层数为 3；模型试验很好地验证了基座阻尼器离散元模型的可行性。

#### 4.2 实际矿用自卸车怠速至最高转速环境

试验样车见图 22，在矿用自卸车发动机转速为 750、1 110、1 470、1 830、2 200 r·min<sup>-1</sup> 下，分别测试原始状态和安装颗粒阻尼器状态的座椅振动数据，测点选取座椅下面板，如图 23 所示。

试验现场如图 24 所示。颗粒阻尼器安装于座椅和驾驶室底板之间，单台自卸车安装一个颗粒阻尼器。样车试验中采用不锈钢 3 颗粒，粒径为 2.9 mm，阻尼器分层数为 3，颗粒填充率为 90%，阻尼颗粒质量为 20.6 kg（该型矿用自卸车总质量为 67.0 t，驾驶室质量约为 1.2 t）。安装颗粒阻尼器前后加速度均方根见表 6，其中当发动机转速为 750、1 110、1 470、1 830、2 200 r·min<sup>-1</sup> 时，安装颗

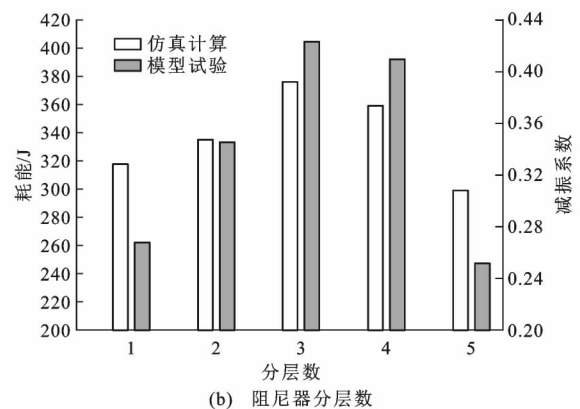
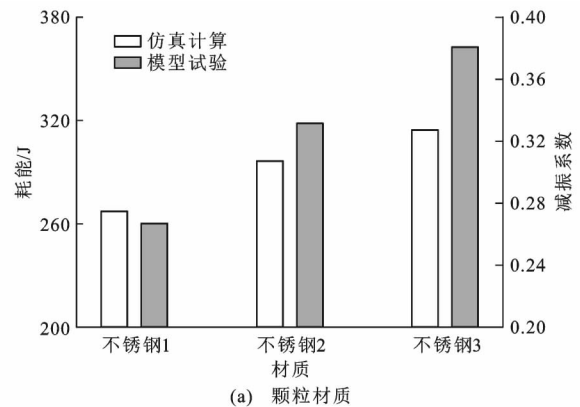


图 21 仿真计算与模型试验结果对比  
Fig. 21 Comparison between simulation calculation and model experiment results



图 22 试验样车

Fig. 22 Sample truck in experiment

粒阻尼器后座椅加速度均方根综合减幅分别达到 24.2%、29.6%、34.7%、39.2%、46.0%。采集试验样车中安装颗粒阻尼器前后从怠速至最高转速 (2 200 r·min<sup>-1</sup>) 时的时域信号，同时对最高转速时段进行自谱分析得到对应频谱图，如图 25 所示。

从图 25 中可以看到：在较低转速下，安装颗粒阻尼器后系统减振效果不明显，在中高速转速下，安装颗粒阻尼器后系统减振效果显著提高，这是因为在低转速下，发动机引起的座椅基座振动较轻，基座中

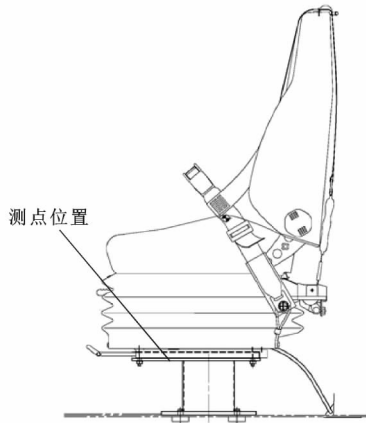
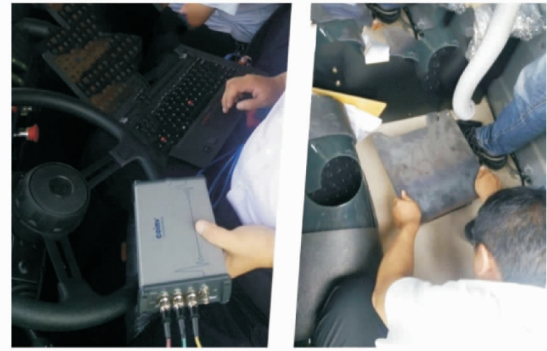


图 23 座椅测点位置

Fig. 23 Measuring point of seat

颗粒的碰撞摩擦耗能少,当转速提高后,座椅基座振动大,基座中颗粒的碰撞摩擦剧烈,耗能明显,故减振效果有所提高;同时观察频谱图,安装颗粒阻尼器前,



(a) 信号采集仪 (b) 座椅基座

图 24 驾驶室内试验现场

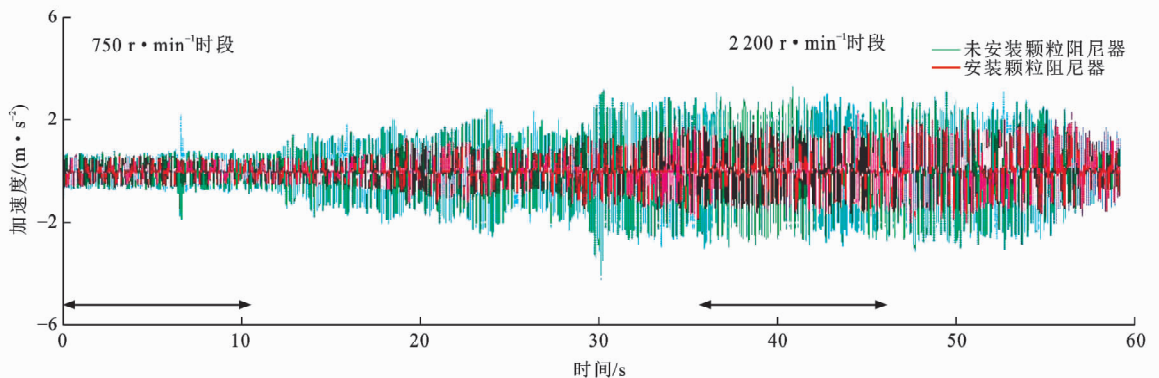
Fig. 24 Experimental site in cab

在 425 Hz 处加速度响应值最大,为  $0.643 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ,安装颗粒阻尼器后,最大加速度响应值出现在 25 Hz 处,为  $0.087 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ,在其他频段,响应值均有明显下降。

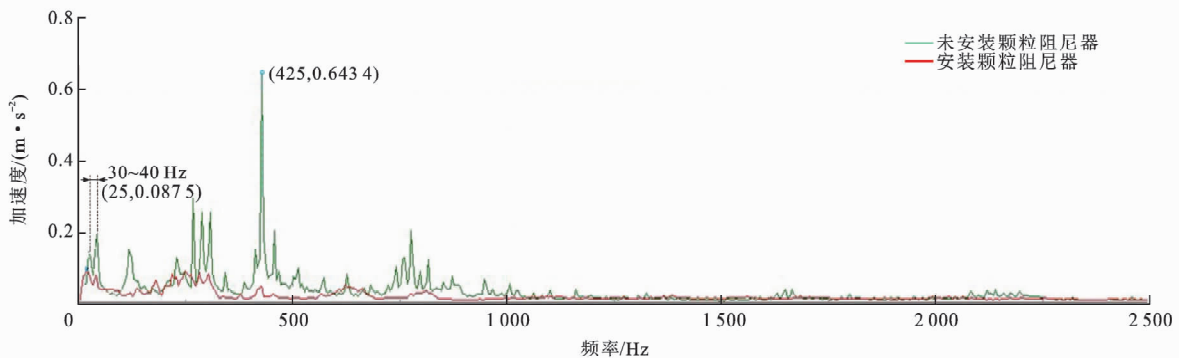
表 6 安装颗粒阻尼器前后座椅加速度均方根对比

Tab. 6 Comparison of acceleration root mean squares of seat before and after installing particle damper

方案	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$														
	转速为 $750 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$			转速为 $1110 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$			转速为 $1470 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$			转速为 $1830 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$			转速为 $2200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$		
	均方根			均方根			均方根			均方根			均方根		
	纵向	横向	垂向	纵向	横向	垂向	纵向	横向	垂向	纵向	横向	垂向	纵向	横向	垂向
未安装颗粒阻尼器	0.170	0.691	0.228	0.548	1.157	0.414	0.589	1.556	0.527	0.716	2.049	0.616	0.885	2.834	0.844
安装颗粒阻尼器	0.139	0.523	0.168	0.375	0.801	0.338	0.408	0.988	0.395	0.504	1.202	0.425	0.636	1.422	0.589



(a) 全程时域波形



(b)  $2200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  时段频谱

图 25 样车怠速至最高转速的时域信号与最高转速下的频谱

Fig. 25 Time domain signals of sample truck from idle speed to maximum speed and frequency spectrum of highest speed

## 5 人体振动暴露的舒适性分析

### 5.1 振动对人体的影响

研究表明,人体各部位产生共振的频率为:眼部为 20~25 Hz,肩部为 2~6 Hz,胸部为 4~6 Hz,手臂为 10~20 Hz,躯干为 3~6 Hz,脊柱为 3~5 Hz,胃为 4~5 Hz。当共振发生时,会使人体各组织器官产生应激反应,造成肌肉疲劳、视觉能力下降等,同时,垂直机械振动对人体脊柱和与之相关的神经系统危害极大。

### 5.2 矿用自卸车振动舒适性分析

矿车使用环境恶劣,路况崎岖,所引起的长时间振动不可避免,若不加以抑制,将会极大的影响驾驶舒适性,甚至对健康造成潜在威胁。取矿用自卸车发动机最高转速  $2\ 200\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$  时安装颗粒阻尼器前后的垂向振动数据进行处理分析,以《人体全身振动暴露的舒适性降低界限和评价准则》(GB/T 13442—1992)为指导,对人体振动暴露的舒适性展

开对比。

采用 1/3 倍频程对矿用自卸车振动数据进行频谱分析,1/3 倍频程将频率在低频段细分,在高频段粗分,可以用来描述低频段(人体振动敏感频段)的加速度有效值分布情况。计算低频段 1~80 Hz 范围的 1/3 倍频程中心频率加速度有效值  $a_k$  为<sup>[32]</sup>

$$a_k = \sqrt{\frac{1}{f_k^+ - f_k^-} \int_{f_k^-}^{f_k^+} X^2(f) df} \quad (11)$$

式中: $f_k^+$  和  $f_k^-$  分别为第  $k$  段频率的上限截止频率和下限截止频率, $k=1,2,3,\dots,20$ ;  $X(f)$  为对应频率  $f$  的加速度响应。

对驾驶室基座上采集的振动数据进行 1/3 倍频程计算,将安装颗粒阻尼器前后的结果与《人体全身振动暴露的舒适性降低界限和评价准则》规定的舒适性降低界限进行对比,如图 26 所示。对 1/3 倍频程中心频率的舒适性界限时长进行统计,如表 7 所示。

从表 7 和图 26 可以看到:安装颗粒阻尼器后,各频段舒适性界限时长有较大幅度增长,特别是安

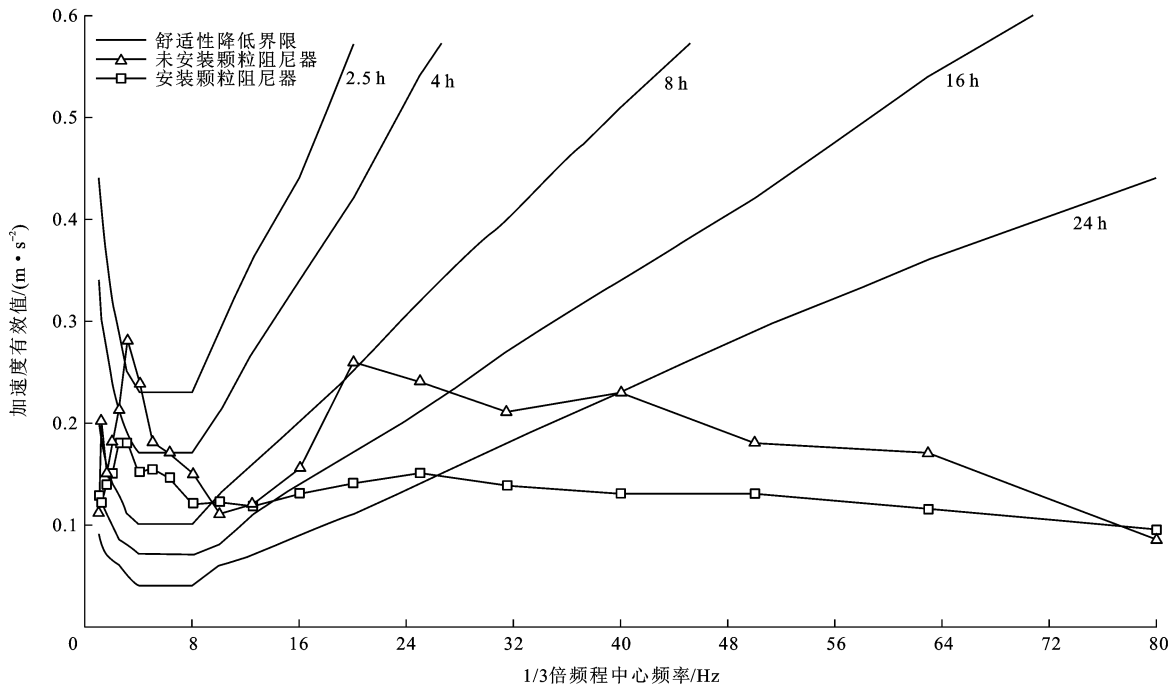


图 26 垂直方向座椅舒适性界限时长对比

Fig. 26 Comparison of comfort durations of seat in vertical direction

表 7 垂直方向各频段舒适性界限时长

Tab. 7 Comfort durations at each frequency in vertical direction

方案	3.15 Hz		4.00 Hz		20.00 Hz	
	加速度有效值/ ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ )	舒适性界限 时长/h	加速度有效值/ ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ )	舒适性界限 时长/h	加速度有效值/ ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ )	舒适性界限 时长/h
未安装颗粒阻尼器	0.28	2	0.24	2	0.26	7
安装颗粒阻尼器	0.18	5	0.15	5	0.14	18

装颗粒阻尼器前舒适性界限时长最低的频段 3.15、4.00、20.00 Hz,舒适性界限时长增幅分别达到 150%、150%、157%,效果显著。

## 6 结 语

(1)本文对应用于矿用自卸车驾驶室减振的座椅基座颗粒阻尼器建立了离散元模型,针对发动机最高转速工况,计算分析了颗粒材质、阻尼器分层数、颗粒粒径与颗粒填充率对于系统耗能的影响,对仿真计算结果设计了模型试验和样车试验予以验证。

(2)针对矿用自卸车驾驶室人体振动暴露舒适性进行了分析,按《人体全身振动暴露的舒适性降低界限和评价准则》,频段在 3.15 和 4.00 Hz 时,安装颗粒阻尼器后舒适性界限时长均提升 150%,在 20.00 Hz 时,安装颗粒阻尼器后舒适性界限时长提升 157%。证明了颗粒阻尼器应用于驾驶室减振能有效抑制人体器官敏感频段振动的强度,提高驾驶人乘坐的舒适性界限时长。

(3)本文将颗粒阻尼技术应用于工程机械驾驶室减振,对于提高驾驶室的振动舒适性提供了一种研究方法。后续将结合动力学分析,在矿用自卸车跑车过程中产生的路面冲击环境下,对颗粒阻尼的减振效果进一步展开研究。

### 参 考 文 献 :

### References :

- [1] 张 瑞,樊新宇,冯贤平,等.现代工程机械驾驶室中的人性化设计[J].建筑机械,2013(9):77-80.  
ZHANG Rui, FAN Xin-yu, FENG Xian-ping, et al. Humanity design on the cab of modern construction machinery[J]. Construction Machinery, 2013(9): 77-80. (in Chinese)
- [2] FRIMPONG S, GALECKI G, CHANG Zong-yu. Dump truck operator vibration control in high-impact shovel loading operations[J]. International Journal of Mining Reclamation Environment, 2011, 25(3): 213-225.
- [3] 张 沙,谷正气,徐 亚,等.行驶于矿山软土路面的自卸车的减振系统协同优化[J].汽车工程,2017,39(6):702-709.  
ZHANG Sha, GU Zheng-qi, XU Ya, et al. Collaborative optimization on the vibration attenuation system of dump truck driving on mine soil road[J]. Automotive Engineering, 2017, 39(6): 702-709. (in Chinese)
- [4] 杜明龙.工程机械驾驶室减振分析及研究[D].济南:山东大学,2011.  
DU Ming-long. Vibration reduction research of construction machinery's cab[D]. Jinan: Shandong University, 2011. (in Chinese)
- [5] 张 伟,张文明,郭苗苗.矿用自卸车发动机减振橡胶垫的隔振设计[J].矿山机械,2013,41(5):41-44.  
ZHANG Wei, ZHANG Wen-ming, GUO Miao-miao. Vibration

isolation design on rubber damping in engine of mining dump truck[J]. Mining Processing Equipment, 2013, 41(5): 41-44. (in Chinese)

- [6] 史正文,孙小娟.工程机械驾驶室液阻橡胶隔振器动力学仿真与试验研究[J].工程机械,2014,45(11):24-31.  
SHI Zheng-wen, SUN Xiao-juan. Dynamic simulation and test study on hydraulically damped rubber mount for construction machinery cabs[J]. Construction Machinery and Equipment, 2014, 45(11): 24-31. (in Chinese)
- [7] 王 勇,李舜酩,程 春.基于准零刚度隔振器的车-座椅-人耦合模型动态特性研究[J].振动与冲击,2016,35(15):190-196.  
WANG Yong, LI Shun-ming, CHENG Chun. Dynamic characteristics of a vehicle-seat-human coupled model with quasi-zero-stiffness isolators[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(15): 190-196. (in Chinese)
- [8] WANG Yong, LI Shun-ming, CHENG Chun, et al. Adaptive control of a vehicle-seat-human coupled model using quasi-zero-stiffness vibration isolator as seat suspension[J]. Journal of Mechanical Science Technology, 2018, 32(7): 2973-2985.
- [9] 刘 杉,孙 琪,侯力文,等.基于加速粒子群算法的车辆座椅悬架最优控制研究[J].噪声与振动控制,2018,38(3):49-54,59.  
LIU Shan, SUN Qi, HOU Li-wen, et al. Optimal control of active seat suspension systems using acceleration based particle swarm optimization[J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(3): 49-54, 59. (in Chinese)
- [10] 寇荣荣.车辆磁流变半主动座椅悬架的研制[J].振动与冲击,2016,35(8):239-244.  
KOU Fa-rong. Development of vehicle semi-active seat suspension with magneto-rheological damper[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(8): 239-244. (in Chinese)
- [11] 赵 强,冯海生,李 昌.车辆磁流变座椅悬架模糊控制的研究[J].森林工程,2011,27(1):51-55.  
ZHAO Qiang, FENG Hai-sheng, LI Chang. Study on fuzzy control of vehicle magneto-rheological seat suspension[J]. Forest Engineering, 2011, 27(1): 51-55. (in Chinese)
- [12] 胡国良,刘前结,李 刚,等.磁流变阻尼器参数对座椅悬架系统减振效果的影响[J].交通运输工程学报,2018,18(1):101-110.  
HU Guo-liang, LIU Qian-jie, LI Gang, et al. Influence of parameters of magnetorheological damper on vibration attenuation effect of seat suspension system[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2018, 18(1): 101-110. (in Chinese)
- [13] NING Dong-hong, SUN Shuai-shuai, DU Hai-ping, et al. Integrated active and semi-active control for seat suspension of a heavy duty vehicle[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2018, 29(1): 9-100.
- [14] POPPLEWELL N, SEMERCIGIL S E. Performance of the beanbag impact damper for a sinusoidal external force[J]. Journal of Sound and Vibration, 1989, 133(2): 193-223.
- [15] TOMLINSON G R, LIU W. The phenomenological behaviour of particle dampers[J]. Materials Science Forum, 2003, 440/

- 441; 279-286.
- [16] 鲁 正, 吕西林, 闫维明. 颗粒阻尼技术研究综述[J]. 振动与冲击, 2013, 32(7): 1-7.  
LU Zheng, LYU Xi-lin, YAN Wei-ming. A survey of particle damping technology [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(7): 1-7. (in Chinese)
- [17] YAO Bing, CHEN Qian, XIANG Hong-ying, et al. Experimental and theoretical investigation on dynamic properties of tuned particle damper [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2014, 80: 122-130.
- [18] SHAH B M, NUDELL J J, KAO K R, et al. Semi-active particle-based damping systems controlled by magnetic fields[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(2): 182-193.
- [19] KAPUR P C, GUTSCHE O, FUERSTENAU D W. Comminution of single particles in a rigidly-mounted roll mill. Part 3: particle interaction and energy dissipation[J]. Powder Technology, 1993, 76(3): 271-276.
- [20] DRAGOMIR S C, SINNOTT M, SEMERCIGIL E S, et al. Energy dissipation characteristics of particle sloshing in a rotating cylinder[J]. Journal of Sound Vibration, 2012, 331(5): 963-973.
- [21] 李 健, 刘 璐, 严 颖, 等. 基于离散单元法的颗粒阻尼耗能减振特性研究[J]. 计算力学学报, 2013, 30(5): 664-670.  
LI Jian, LIU Lu, YAN Ying, et al. Study on energy dissipation and vibration reduction characteristics of particle based on DEM[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2013, 30(5): 664-670. (in Chinese)
- [22] 方江龙, 王小鹏, 陈天宁, 等. 动理论在预测非阻塞性颗粒阻尼能量耗散中的应用[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(4): 12-17.  
FANG Jiang-long, WANG Xiao-peng, CHEN Tian-ning, et al. Application of kinetic theory to quantitative analysis model of non-obstructive particle damping[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(4): 12-17. (in Chinese)
- [23] LEI Xiao-fei, WU Cheng-jun. Investigating the optimal damping performance of a composite dynamic vibration absorber with particle damping[J]. Journal of Vibration Engineering Technologies, 2018, 6(6): 503-511.
- [24] SANCHEZ M, CARLEVARO C M. Nonlinear dynamic analysis of an optimal particle damper[J]. Journal of Sound Vibration, 2013, 332(8): 2070-2080.
- [25] 夏兆旺, 单颖春, 刘献栋. 基于悬臂梁的颗粒阻尼实验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(10): 1737-1741.  
XIA Zhao-wang, SHAN Ying-chun, LIU Xian-dong. Experimental research on particle damping of cantilever beam[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(10): 1737-1741. (in Chinese)
- [26] LU Zheng, CHEN Xiao-yi, ZHANG Ding-chang, et al. Experimental and analytical study on the performance of particle tuned mass dampers under seismic excitation [J]. Earthquake Engineering Structural Dynamics, 2016, 46: 697-714.
- [27] 闫维明, 王 瑾, 许维炳. 基于单自由度结构的颗粒阻尼减振机理试验研究[J]. 土木工程学报, 2014, 47(增 1): 76-82.  
YAN Wei-ming, WANG Jin, XU Wei-bing. Experimental research on the control mechanism of particle damping based on a single degree of freedom structure [J]. China Civil Engineering Journal, 2014, 47(S1): 76-82. (in Chinese)
- [28] SALUENA C, POSCHEL T, ESIPOV S E. Dissipative properties of vibrated granular materials[J]. Physical Review E, 1999, 59(4): 4422-4425.
- [29] MAO Kuan-min, WANG M Y, XU Zhi-wei, et al. DEM simulation of particle damping [J]. Powder Technology, 2004, 142(2/3): 154-165.
- [30] XIAO Wang-qiang, CHEN Zhi-wei, PAN Tian-long, et al. Research on the impact of surface properties of particle on damping effect in gear transmission under high speed and heavy load[J]. Mechanical Systems Signal Processing, 2018, 98: 1116-1131.
- [31] LU Zheng, LU Xi-lin, MASRI S F. Studies of the performance of particle dampers under dynamic loads[J]. Journal of Sound Vibration, 2010, 329(26): 5415-5433.
- [32] 支开印, 周 军, 李连刚, 等. 装载机座椅振动舒适性分析与评价方法[J]. 工程机械, 2010, 41(8): 13-17.  
ZHI Kai-yin, ZHOU Jun, LI Lian-gang, et al. Method to analysis and evaluate vibration comfort for loaders seats[J]. Construction Machinery and Equipment, 2010, 41(8): 13-17. (in Chinese)