第18卷 第2期 2018年1月
1671—1815(2018)002-0212-05

科 学 技 术 与 工 程
Science Technology and Engineering

Vol. 18 No. 2 Jan. 2018

引用格式：陈 宁，张功学．大型设备路面运输中八自由度减振基座结构设计及动力学分析[J]．科学技术与工程，2018，18(2)：212—216
Chen Ning，Zhang Gongxue．Structure design and dynamics analysis of eight freedom vibration damping pedestal in road transportation of large equipment[J]．Science Technology and Engineering，2018，18(2)：212—216

一般工业技术

大型设备路面运输中八自由度减振基座结构设计及动力学分析

陈 宁 张功学*
(陕西科技大学，西安 710021)

摘 要 设计了一种八自由度的减振基座机构，并用 Creo5.0 详细完成了该基座的装配过程。在该基座的结构中应用某有限的减振弹压杆并结合齿柱断齿吸能原理初始假设。根据达朗贝尔原理在常规大型设备运输的条件中简化模型并建立了运动学方程，建立了合适的振动模型的评价机制。通过 MATLAB 等软件对于滤波白噪声等方法建立的时域模型进行求解，为该基座在垂直振幅、基座上端盖俯仰角和倾斜角提供了准确的仿真分析。最后通过理论模型建立和仿真结果分析，证实了该基座在一定速度范围内减振的可靠性，为后续的应用于实际生产中提供理论支持并奠定了基础。

关键词 减振基座结构 八自由度 动力学分析 MATLAB 仿真
中图法分类号 TB485.3； **文献标志码** A

随着社会物流的飞速发展，大量学者对于减振基座进行了研究[1—7]。目前，在大型精密设备在运输的过程中，由于运输环境激励的不同，会对被包装的物品产生与之相对应的反向路面振动激励。而通过相关资料表明：物品的损坏在很多方面是由于在路途中因为发生了相对应的振动激励产生共振现象，而使被包装物品发生损坏。随着物品包装结构和振动科学的发展，在减振领域中主要分为主动减振和被动减振两大手段，而对于运输的大型设备领域而言，很少会专门为避免路途运输而设计特别的无源减振部分，所以针对这种大型设备的运输一般都采用设计通用的减振装置进行减振去提供相应设备的运输安全，主动减振的手段的越来越广泛。在已有的工况条件下，文中设计了一种 8 自由度减振基座。通过模拟车辆在运输条件下速度的不均匀性而导致被包装物易发生多种动力学情况，而对此进行了相关的装置设计部分，通过该装置去实现减振而充分的保护被运输物品的完整性也成为该机械装置的关键所在。

2017年6月19日收到 国家科技重大专项(2009ZX04001-014)和陕西省科技厅自然科学基础研究计划项目(2014JM7264)资助
第一作者简介：陈 宁(1995—)，男，山西朔州人，硕士研究生。研究方向：机械动力学、机械制造及自动化。
*通信作者简介：张功学(1964—)，男，陕西蒲城人，博士，教授。研究方向：机械系统动力学、机械可靠性。E-mail：784194336@qq.com。

1 减振基座的结构设计

根据实际的运输条件，我们可以将公路运输条件简化为三大部分：仪器设备、减振基座和路面激励。在运动学模型中路面激励可看做是振源，减振基座为减振装置，仪器设备为对应的相应振源。减振基座的具体工作流程如图 1 所示。图 1 具体工况为：在车辆运输的过程中由于路面的不平整性或者车辆加速度的不均而导致车辆在运输形式过程中产生相应的激励而传到于被运输的仪器设备中，仪器设备会发生晃动，基座通过连接盘连接于被运输包装件的一角端，振动激励通过连键盘传递于基座端盖，基座下一步通过两种方式进行减振，一种当振动冲击较小的情况下通过弹性减振，即通过弹簧减振，具体装置为弹压杆，弹压杆结构如图 2 所示。另一种当振动冲击较大时，通过断齿吸能进行减振吸能。断齿吸能的具体过程为：当弹压杆处于极限量的时候，振动传递到限位盘，限位盘通过齿柱和减振座的斜角度冲击实现吸能减振。通过这两种减振方式进行减振后将传递于基座铸铁底座进行最后的吸能减振处理。

柔性减振机床基座，包括有连接盘，连接盘四周开有通孔，可将机床支座与该基座的端盖进行连接；端盖通过焊接连接于限位盘；限位盘与端盖连接的四周中央焊接有加强筋板Ⅰ，限位盘几何中心焊接

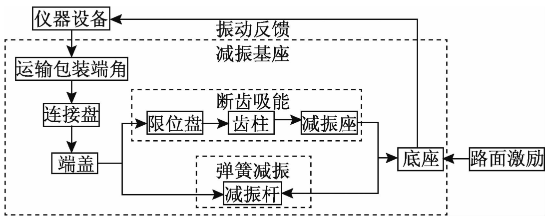
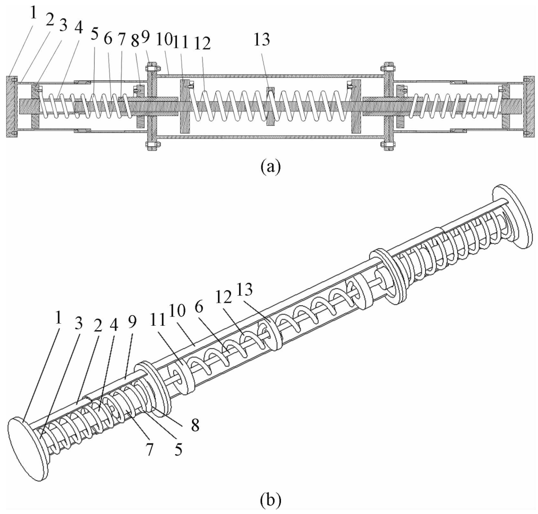


图 1　减振基座的具体工作流程图

Fig. 1　Specific working flow chart of vibration damping base



1 为端盖;2 为内轴套;3 为顶盖Ⅰ;4 为单开口短杆;5 为一级弹簧;6 为中轴杆;7 为中空轴;8 为顶盖Ⅱ;9 为外轴套;10 为中轴套;11 为顶盖Ⅲ;12 为二级弹簧;13 为定位块

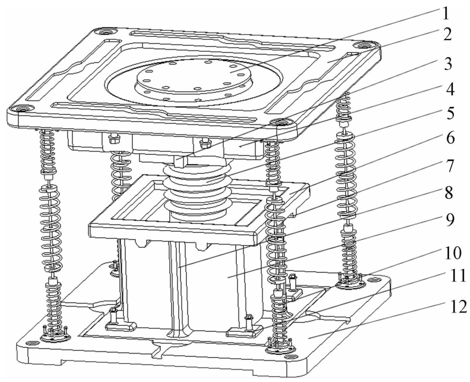
图 2　二级弹压杆结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of two spring bar structure

有齿柱;端盖四边角定位有螺纹孔与减振杆一端相连接;弹压杆一端与端盖相连接,另一端通过螺纹连接于底座;齿柱方向定位于正下方有齿筒;齿筒位于基座内部几何中心位置,并于其基座上方设有卡盘;卡盘通过加强筋板Ⅱ连接于基座;基座通过螺栓连接固定铰支于底座。通过装置四角均等分布的减振杆的刚性和阻尼减振结合中间齿柱上齿的碰撞断裂减振进行对于机床在振动过程的减振作用。该装置于方法原理结构简单,对环境要求低,减振效果好,具体减振基座结构如图 3 所示。

2　齿柱减振吸能装置描述

齿柱减振吸能装置主要由齿柱、卡盘、冲击导向杆和限位盘等几部分组成,其中导向杆和冲击杆为一体杆,冲击导向杆通过螺钉连接于限位盘一侧。当在运输过程中发生振动冲击时,轴向的冲击力作用在冲击导向杆后,冲击杆凸出的导角将与齿柱发生力的作用,可具体表现为两种:当作用力较小时两斜面作用可视作一个刚度较大的,阻尼较小的弹性元件处理;当作用力较大时,两斜面作用可视为断齿



1 为连接盘;2 为端盖;3 为强筋板Ⅰ;4 为限位盘;5 为齿柱;6 为卡盘;7 为强筋板Ⅱ;8 为基座;9 为齿筒;10 为弹压杆;11 为固定铰支;12 为底座

图 3　减振基座的结构示意图

Fig. 3　Sketch of structure of vibration damping base

减振冲击处理。根据运输条件除非发生倾覆,碰撞等情况按第二种情况去处理,在一般路面运输条件下均按照第一种情况处理。具体的齿柱吸能装置如图 4 所示。

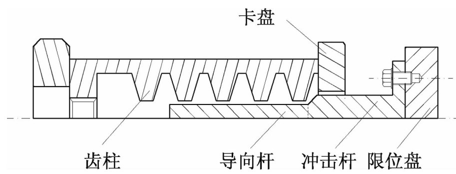
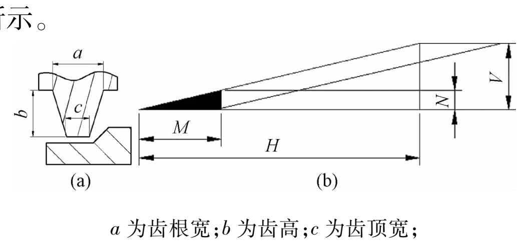


图 4　齿柱吸能装置示意图

Fig. 4　Sketch of energy absorbing device of tooth column

齿柱吸能装置在上下振动的过程中收到的载荷作用可能产生弹性作用或者断齿吸能,文中假设为第一种情况发生弹性作用,主要发生弹性位移及少量的塑形变形。在此通过采取采样发对于单齿刚性作用进行齿柱的力学性能分析,具体单体采样如图 5 所示。



a 为齿根宽;b 为齿高;c 为齿顶宽;
M 为接触圆弧长;N 为碰撞宽度;V 为齿距;H 为截面圆周长

图 5　齿柱吸能装置力学特性图

Fig. 5　Mechanical characteristics of tooth column energy absorbing device

根据假设条件可知,齿柱吸能装置主要发生弹性位移及少量的塑形变形,故而根据能量法求 E 为图 5(b)中阴影部分。

$$E = \int \mathrm{d}(E_{总}) = \int_0^N \boldsymbol{\sigma}_N \frac{M}{N} y^2 \mathrm{d}y = \frac{1}{3} M N^2 \boldsymbol{\sigma}_N \quad (1)$$

只考虑第一种情况即可视为具有刚度阻尼的线

性装置,故而将式(1)通过能量公式可知 $x_5 = E/k_5$。

3 机构的动力学模型

减振基座是由多个弹压杆结合中心的齿柱和铸铁端盖等部件组成的,由于材料和弹压杆的结构等因素,故减振基座不能视为线性系统,为多自由度的非线性系统,其各部分件的相互耦合使整个基座研究呈现处复合型,根据相关的研究表明,当车辆运输过程中侧面加速度小于 $0.4g$ 时,可将基座同车体视为线性系统[8]。为简化模型,做出相应的假设条件:①运输环境的不平整性系数为常数,仅考虑特定的实验路面情况;②运输车辆所做运动为速度不变的直线运动,剔除变速运动等非直线性运动;③基座系统为线性系统,即弹压杆和齿柱系统的阻尼受力与位移和速度呈线性关系;④不考虑运动传递过程中的扭矩传递及相应产生的振动;⑤不考虑基座在运动过程中所产生的流体受力情况。通过上述相关的假设并采用能量守恒等原则获得相关参数。在运输过程中,对于大型设备的运动分为上下,俯仰和侧斜三个自由度,再加上基座四端角连接的四根弹压杆算四个自由度和齿柱系统的冲击减振合计为八个自由度,将相关的机构进行简化模型,可得出图 6 为基座的运动学模型。

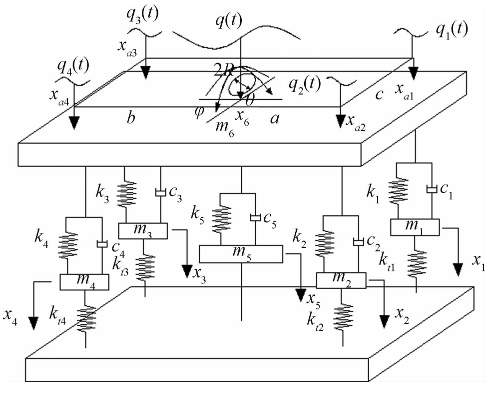


图 6 轴及轴上零件运动关系简图

Fig. 6 Sketch of motion relation between parts on shafts and shafts

图 6 中,$x_1 \sim x_4$ 为基座四弹压杆集中质量竖直位移;x_5 为齿柱吸能装置集中质量的竖直位移;x_6 为基座端盖上下竖直位移;θ 为基座俯仰角度位移;φ 为基座测斜角度位移;$k_1 \sim k_4$ 为基座四弹压杆二级弹簧等效刚度;k_5 为齿柱吸能装置碰撞刚度;$k_{t1} \sim k_{t4}$ 为基座四弹压杆一级弹簧等效刚度;$c_1 \sim c_4$ 为基座四弹压杆等效阻尼;c_5 为齿柱吸能装置碰撞等效阻尼;a 和 b 为连接盘到两端弹压杆距离;$2R$ 为集中振源到四周距离。

弹压杆与端盖连接位置在垂直方向上的位移:

$$\begin{cases} x_{a1} = x_6 - a\theta + \dfrac{1}{2}c\varphi \\ x_{a2} = x_6 - a\theta + \dfrac{1}{2}c\varphi \\ x_{a3} = x_6 - b\theta + \dfrac{1}{2}c\varphi \\ x_{a4} = x_6 - b\theta + \dfrac{1}{2}c\varphi \end{cases} \tag{2}$$

根据达朗贝尔原理,得出五个非弹簧载荷的垂直方向上的振动微分方程为

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + k_{t1}(x_1 - q_1) + k_1(x_1 - x_{a1}) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_{a1}) = 0 \\ m_2\ddot{x}_2 + k_{t2}(x_2 - q_2) + k_2(x_2 - x_{a2}) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_{a2}) = 0 \\ m_3\ddot{x}_3 + k_{t3}(x_3 - q_3) + k_3(x_3 - x_{a3}) + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_{a3}) = 0 \\ m_4\ddot{x}_4 + k_{t4}(x_4 - q_4) + k_4(x_4 - x_{a4}) + c_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_{a4}) = 0 \\ m_5\ddot{x}_5 + k_5x_5 + c_5\dot{x}_5 = 0 \end{cases} \tag{3}$$

基座端盖的垂向振动微分方程为

$$m_6\ddot{x}_6 + k_1(x_{a1} - x_1) + k_2(x_{a2} - x_2) + k_3(x_{a3} - x_3) + k_4(x_{a4} - x_4) + k_5(0 - x_5) + c_1(\dot{x}_{a1} - \dot{x}_1) + c_2(\dot{x}_{a2} - \dot{x}_2) + c_3(\dot{x}_{a3} - \dot{x}_3) + c_4(\dot{x}_{a4} - \dot{x}_4) + c_5(0 - \dot{x}_5) = 0 \tag{4}$$

基座端盖的俯仰振动微分方程为

$$I_p\ddot{\theta} + [k_3(x_{a3} - x_3) + c_3(\dot{x}_{a3} - \dot{x}_3) + k_4(x_{a4} - x_4) + c_4(\dot{x}_{a4} - \dot{x}_4)]b - [k_1(x_{a1} - x_1) + c_1(\dot{x}_{a1} - \dot{x}_1) + k_2(x_{a2} - x_2) + c_2(\dot{x}_{a4} - \dot{x}_4)]a = 0 \tag{5}$$

基座端盖的侧倾振动微分方程为

$$I_r\ddot{\varphi} + [k_1(x_{a1} - x_1) + c_1(\dot{x}_{a1} - \dot{x}_1) + k_3(x_{a3} - x_3) + c_3(\dot{x}_{a3} - \dot{x}_3) - k_2(x_{a2} - x_2) + c_2(\dot{x}_{a2} - \dot{x}_2) + k_4(x_{a4} - x_4) - c_4(\dot{x}_{a4} - \dot{x}_4)]\frac{1}{2}c = 0 \tag{6}$$

4 机构外部激励与仿真分析

在进行动力学仿真分析之前需要根据外部工况进行机构的外部路面随机激励模型,现存的此类激励分析方法有许多种,比如谐波组合法、滤波白噪声方法和小波振动分析等。现采用滤波白噪声物理量处理简单及分析性强等优点而进行随机振动的时域模型。

根据相关文献[9],建立单点激励振动的视域模型为

$$q(\dot{t}) = avq(t) + w(t) \tag{7}$$

式(7)中,$q(t)$ 为单个端角收到激励的高程;α 为运输路面的常系数;v 为车辆运行速度;$\omega(t)$ 为均值为零时的白噪声信号。

在路面运输过程中所采用的多点异轮的激励函数输入,及考虑在运输过程中所产生的激励的延时性,而建立激励输入的视域模型为

$$[Q(\dot{t})] = -av[Q(t)] + [A_1][X] + [B_1]\omega_1(t) \tag{8}$$

$$[\dot{X}] = [A_2][X] + [B_2]\omega_1(t) \tag{9}$$

式中，$[Q(t)] = [q_1(t)\ q_2(t)\ q_3(t)\ q_4(t)]^{\mathrm{T}}$ 为四端角的激励高程；$[X]$ 为过程变量；$\omega_1(t)$ 为左前基座端角的白噪声激励。

根据文献[10]对于某种路面品质及根据式(9)所建立的 MATABLE 与 Simulink 所建立的路面输入激励时域谱所建立不平度曲线如图 7 所示。

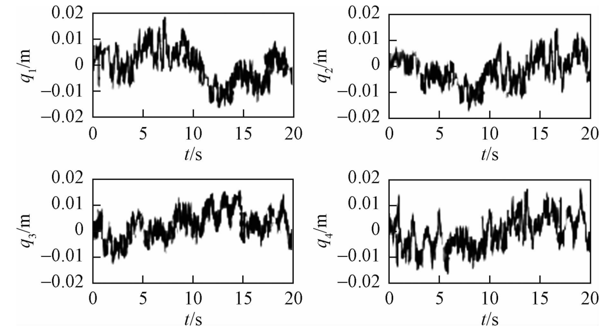


图 7　路面输入激励时域不平度曲线

Fig. 7　Time domain roughness curve of input excitation

根据图 7 可知其振动范围较为稳定，在某段路况已知的情况下，基座的一端角所有振动较为稳定，振幅均不超过 0.02 m，经查询相关仪器设备的的自有安全极限频幅均满足其要求。

据某货车在一定牵引速度内行驶，对其在 MATLAB 中进行进行系统模型构建，通过相应振动白噪声的输入而进过在前面公式(8)进行增益环节等后建立仿真模型，在货车运动的过程中会受到外部激励 $q(t)$，可将外部激励通过相关传递函数分散到四个端角，结果主要对基座垂直位移、基座俯仰角和基座侧斜角进行增益环节，具体仿真过程如图 8 所示。

通过上图仿真模型的搭建，在选取货车在常规行驶速度 40 ~ 50 km/h 下进行变化时，由图 9(a)极限振幅控制在 0.02 m 下，满足大型设备运输的安全幅值，说明该基座对于在垂直方向上的极限位移减振作用达到要求；通过图 9(b)可知俯仰角变化范围为 0.004 ~ 0.008 5 rad 间，通过查阅相关资料也满足大型设备运输的安全俯仰角要求；通过图 9(c)可知侧斜角变化范围为 0.004 2 ~ 0.008 5 rad 间，通过查阅相关资料也满足大型设备运输的安全侧斜角要求。综上可知：由于该基座设计为正方形减振机构，通过仿真结果也发现俯仰角和侧斜角的变化范围差别不大，通过对比其他文献[11]说明达到仿真的可靠性。

5　结语及展望

(1)设计了一种八自由度的减振基座机构，并用 Creo 2.0 详细完成了该基座的装配；设计了一种设限的减振弹压杆并结合齿柱断齿吸能原理应用其中。

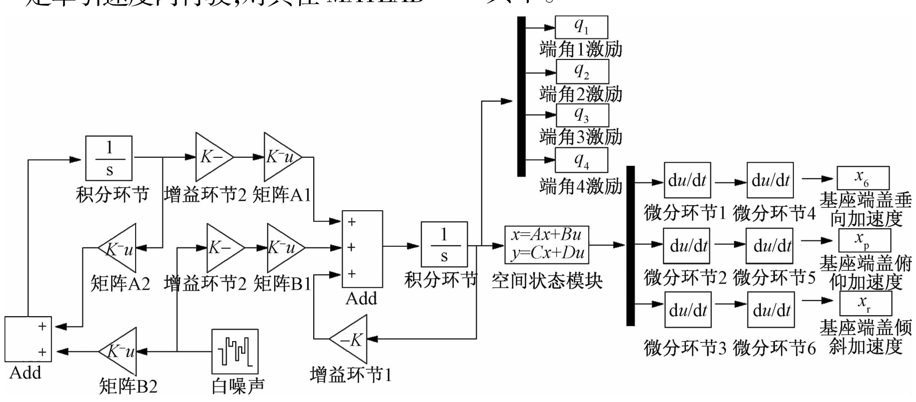


图 8　模拟仿真模型

Fig. 8　Simulation model

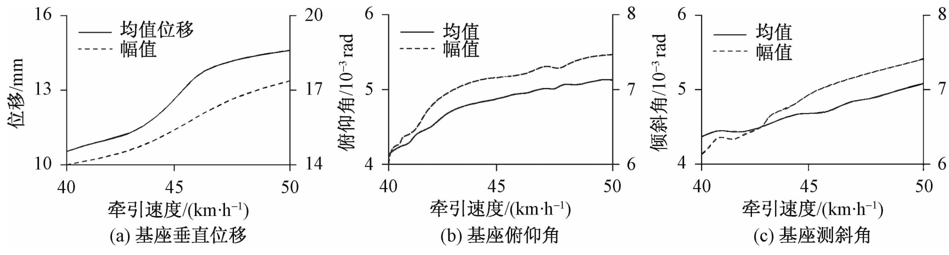


图 9　基座振动位移

Fig. 9　Pedestal vibration displacement

(2)根据达朗贝尔原理简化模型并建立了运动学方程,建立了合适的振动模型的评价机制。通过MATLAB 等软件对通过滤波白噪声等方法建立的时域模型进行求解,为该基座的可靠性提供说明。

(3)通过理论模型和仿真演示,证实了该基座减振的可靠性,为后续的应用于实际生产中提供相关理论支持并奠定基础。

参 考 文 献

1 赵树磊,林新志. 基座阻尼处理减振性能研究. 材料开发与应用,2014;(2):27—31
Zhao Shulei, Lin Xinzhi. Study on damping performance of base damping treatment . Journal of Development and Application of Materials, 2014;(2): 27—31

2 王小龙,李玉东. 圆筒型复合材料基座减振设计变量分析. 广东造船,2013;(5):80—83,85
Wang Xiaolong, Li Yudong. Variable analysis of vibration damping design of cylindrical composite base. Guangdong Shipbuilding, 2013;(5): 80—83,85

3 梁德利,计 方,叶 曦. 基座结构形式对艇体振动特性的影响研究. 船舶力学,2012;16(5):557—566
Liang Deli, Ji Fang, Ye Xi. Influenction of base connection types on hull structure's vibration characteristics. Ship Mechanics, 2012; 16(5): 557—566

4 焦灵芝. 阻尼减振技术在舰船典型设备安装基座中的应用研究. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2009
Jiao Lingzhi. Study on the application of damping vibration damping technology in the installation base of ship typical equipment. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009

5 杨德庆,郭凤骏. 振级落差约束下齿轮箱基座拓扑构型设计. 振动与冲击,2008;(6):173—177,196
Yang Deqing, Guo Fengjun. Topological configuration design of gear box base under vibration level drop constraint. Vibration and Shock, 2008;(6): 173—177,196

6 李炳益,何文林,付桂荣,等. 碎煤机弹簧基座动力特性测试与分析. 吉林电力,2000;(6):9—13
Li Bingyi, He Wenlin, Fu Guirong, et al. The dynamic characteristics of the spring base crusher test and analysis . Jilin Electric Power, 2000;(6): 9—13

7 严济宽. 具有非刚性基座的机械装置减振设计. 上海交通大学学报,1964;(3):83—94
Yan Jikuan. Vibration reduction design of mechanical devices with non rigid base . Journal of Shanghai Jiaotong University, 1964;(3): 83—94

8 黄志刚,朱 慧,梁新成. 微型轿车七八自由度模型动态仿真研究. 计算机仿真,2011;28(2):354—359
Huang Zhigang, Zhu Hui, Liang Xincheng. Study on dynamic simulation of subminiature car between model of seven DOF and eight DOF. Computer Simulation,2011;28(2):354—359

9 张永林,钟毅芳. 汽车道路双轮辙多点随机激励建模与仿真研究. 系统仿真学报;2004;16(6):1147—1154
Zhang Yonglin, Zhong Yifang. Investigation into the time domain model and numerical simulation of bilateral track excitation from road irregularities. Journal of System Simulation,2004;16(6):1147—1154

10 张功学,叶 东. 十一自由度汽车动力学模型及舒适性仿真. 机械设计与制造,2017;(1):43—46
Zhang Gongxue, Ye Dong. Eleven degree of freedom vehicle dynamics model and comfort simulation. Mechanical Design and Manufacture, 2017;(1): 43—46

11 陈洪月,白杨溪,毛 君,等. 工况激励下采煤机 7 自由度非线性振动分析. 机械强度;2017,(1):1—6
Chen Hongyue, Bai Yangxi, Mao Jun, *et al*. Nonlinear vibration analysis of 7 degree of freedom shearer under working condition. Mechanical Strength, 2017;(1): 1—6

Structure Design and Dynamics Analysis of Eight Freedom Vibration Damping Pedestal in Road Transportation of Large Equipment

CHEN Ning, ZHANG Gong-xue*

(Shaanxi University of Science & Technology, Xi'an 710021, China)

[**Abstract**] The design of a eight DOF vibration damping base mechanism, and use Creo2.0 with complete assembly process of the base, the structure of the base in the application of the damping spring rod a handicapping combined with tooth tooth fracture energy absorption principle is presented. According to Darren Bell principle, the model is simplified in the condition of conventional large equipment transportation, and the kinematic equation is established, and the appropriate vibration model evaluation mechanism is established. By using MATLAB and other software, the time domain model established by filtering and white noise is solved. The accurate simulation analysis is provided for the vertical amplitude, the elevation angle and the inclination angle of the upper end of the base. Finally, through theoretical model building and simulation analysis, the reliability of the base is verified in a certain speed range, which provides theoretical support for the subsequent application in practical production and lays a foundation.

[**Key words**] damping base structure eight degrees of freedom dynamics analysis MATLAB simulation