

220 t 矿用自卸汽车动力学研究

冯庆东, 帅 健, 许 葵, 孔令圳

(中国石油大学(北京)机械与储运工程学院, 北京 102249)

**摘 要:** 对 220 t 电动轮矿用自卸汽车进行整车结构设计, 通过对实体结构简化处理得到整车实体模型. 利用 ANSYS 软件建立整车满载工况的有限元模型, 经模态计算得到整车的低阶固有频率, 并对固有频率所表现出的主振型进行了分析. 基于标准的频域路面功率谱密度函数, 通过频/时变换得到时域路面随机位移函数, 计算了路面随机位移时间函数激励下整车的动力响应, 获取车架、前后桥、车厢、悬架等主要受力构件的位移随时间变化的规律. 根据模态和动力响应分析结果针对具体研究车型的初设计提出了改进意见, 指出了对主要受力构件进行疲劳分析的必要性.

**关键词:** 矿用自卸汽车; 装载质量; 有限元法; 模态分析; 动力响应

**中图分类号:** TP402      **文献标志码:** A

0 引言

国外矿用汽车制造商生产的旗舰车型装载质量已达 363 t, 装载质量 400 t 以上的车型正在研制<sup>[1]</sup>. 国内自主研发并完全拥有自主知识产权的矿用自卸汽车均为装载质量 100 t 以下的小吨位车型, 与国外同行相比, 在产品性能、载重吨位及自动化程度上均差距很大<sup>[2]</sup>. 21 世纪, 全球能源需求急剧增加, 为矿用汽车大型化发展提供了契机. 大型矿用汽车具有燃油消耗少、生产效率高、运营成本低等优点, 可以大幅提高露天矿山的生产率和经济效益, 成为矿山运输的主选车型<sup>[3]</sup>. 目前, 大吨位矿用自卸汽车的研发已列入国家重要装备重点支持领域, 220 t 矿用自卸汽车是向超大吨位过渡的主要车型, 对其动力性能进行研究能对我国大吨位矿用自卸汽车的自主研发起到积极作用. 本研究基于 ANSYS 软件对 220 t 矿用自卸汽车进行模态和动力响应分析, 为大吨位矿用自卸汽车的结构设计提供理论依据.

1 建立模型

1.1 整车结构设计及简化处理

由于 220 t 电动轮矿用自卸汽车是新研发车型, 目前国内没有同类车型的详细参考资料, 只有参照国外相近车型进行结构设计<sup>[4]</sup>. 初步设计确

定的主要结构参数及质量、速度参数如表 1 所示.

表 1 220 t 矿用自卸汽车的主要结构参数  
Tab.1 The main structure parameters of mining dump truck with 220 tons nominal payload capacity

参数名称	参数值
外形尺寸:长×宽×高/mm	13 370×7 700×6 620
轴距/mm	6 000
轮距:前/后/mm	6 300/5 300
前悬/后悬/mm	3 420/3 950
最小离地间隙/mm	700
轮胎规格	40.00R57
额定装载质量/kg	220 000
标准配置总质量/kg	380 000
满载最高车速/(km·h <sup>-1</sup> )	60.0

国内目前尚无矿用自卸汽车的设计规范和性能指标的行业标准, 也无大型试验场进行设计验证, 一般采用仿真软件对其动力学特性进行研究. 矿用自卸汽车的质量和体积巨大, 结构复杂, 建立整车实体模型需对实际结构作适当简化处理. 针对设计的 220 t 矿用自卸汽车, 忽略焊接残余应力和小圆弧; 所有焊接处焊缝的性能视同于母材; 螺栓连接或铆接的地方视为一体结构; 前后油气悬架弹簧的刚度非线性等效处理为线性; 轮胎视为具有一定刚度的弹簧, 考虑其径向刚度、侧偏刚度和切向刚度.

收稿日期:2011-06-15; 修订日期:2011-07-28  
作者简介:冯庆东(1971-), 男, 河南南阳人, 高级工程师, 中国石油大学(北京)博士研究生, 主要研究方向为结构强度与可靠性, E-mail: hmfqd@126.com.

## 1.2 建立有限元模型

矿用自卸汽车满载时,由于其横摆角速度、后轴质心侧向速度以及簧载质量侧倾角的稳态值均较大,很容易出现不稳定的行驶状态,具有较差的操纵稳定特性<sup>[5]</sup>.故本研究以满载状态为分析对象.

220 t 矿用自卸汽车选装的是 40.00R57 型子午线轮胎,该型轮胎的结构主要由胎冠、胎肩、胎体和胎圈等组成,使用了橡胶、纤维和钢丝等十几种材料.根据复合材料的结构力学理论,采用艾凯厄尔(Ekavall)法建立等效的轮胎简化力学模型<sup>[6]</sup>:

$$\begin{cases} E_x = E_f V_f + E_m V_m, \nu_{xy} = \nu_f V_f + \nu_m V_m \\ E_y = \frac{E_f E_m}{E_m V_f + E_f V_m (1 - \nu_m^2)}, \nu_{yz} = \frac{E_y \nu_{xy}}{E_x} \\ E_z = E_f E_m / (E_m V_f + E_f V_m), \nu_{xz} = 1 - \nu_{xy} \end{cases} \quad (1)$$

式中: $E_x$ 为轮胎的纵向(径向)杨氏模量; $E_y$ 为轮胎的横向(侧向)杨氏模量; $E_z$ 为轮胎的剪切(切向)模量; $E_f$ 为胎体带束层帘线的弹性模量; $E_m$ 为胎体橡胶的弹性模量; $V_f$ 为带束层帘线在胎体中所占的体积百分比; $V_m$ 为胎体中橡胶所占的体积百分比; $\nu_f$ 为胎体帘线的泊松比; $\nu_m$ 为橡胶的泊松比; $\nu_{xy}$ 、 $\nu_{yz}$ 、 $\nu_{xz}$ 分别为轮胎的径向、侧向及切向泊松比.

利用复合原理将轮胎的多种材料简化成一种材料,根据 40.00R57 型子午线轮胎的材料组成,由式(1)求得轮胎的材料参数为: $E_x = 2\,440.112\,0\text{ MPa}$ ,  $E_y = 45.354\,7\text{ MPa}$ ,  $E_z = 34.931\,2\text{ MPa}$ ,  $\nu_{xy} = 0.52$ ,  $\nu_{yz} = 0.01$ ,  $\nu_{xz} = 0.48$ . 220 t 矿用自卸汽车满载时前后油气悬架的刚度分别为: $K_{sf} = 1.813 \times 10^6\text{ N/m}$ ,  $K_{sr} = 5.5 \times 10^6\text{ N/m}$ .通过加载计算求得前后轮胎的径向刚度为: $4.41 \times 10^6\text{ N/m}$ ,  $4.51 \times 10^6\text{ N/m}$ ;侧偏刚度为: $3.45 \times 10^6\text{ N/m}$ (或  $1.075 \times 10^8\text{ N/rad}$ ),  $3.53 \times 10^6\text{ N/m}$ (或  $1.1 \times 10^8\text{ N/rad}$ );切向刚度为: $2.248 \times 10^8\text{ N/m}$ ,  $2.30 \times 10^8\text{ N/m}$ .

轮胎与悬架均采用线性弹簧单元;车架与 A 型架采用壳单元;后桥采用实体单元;前桥采用梁单元.桥壳与后悬架的铰接, A 型架与车架的铰接,桥壳与横拉杆的铰接,以及横拉杆与车架的铰接均采用节点耦合方法解决.车厢及货物以质量块加载在车架上,驾驶室、甲板、燃油箱、动力系、液压系及其它部件和总成采用集中质量的形式加载于龙门梁上,质量单元与其它部位的连接均采用刚性约束处理.建立整车有限元模型,如图 1 所示.

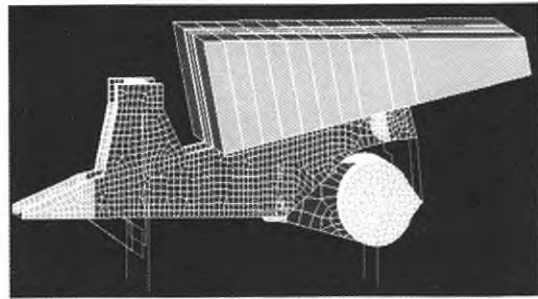


图 1 220 t 矿用自卸汽车的整车有限元模型

Fig. 1 Finite element model of the mining dump truck with 220 tons nominal payload capacity

## 2 模态计算及分析

黄立等<sup>[7]</sup>对 154 t 电动轮矿用自卸汽车进行了整车仿真,提取前 20 阶模态计算结果进行分析,得到了有参考价值的模态参数.但前 10 阶固有频率对整车的动态特性影响最大,故笔者采用分块兰索斯(Block Lanczos)法,对建立的 220 t 矿用自卸汽车有限元模型进行求解,提取前 10 阶模态进行分析,得到其固有频率和振型如图 2 及表 2 所示.

表 2 整车固有频率和振型描述

Tab. 2 Natural frequency and mode shape of the whole truck

阶数	频率/Hz	振型描述
1	0.636 64	整车绕 z 轴转动(侧倾),而且车架绕 y 轴小幅转动,与侧倾反向,即左倾右转和右倾左转.
2	0.754 12	整车绕后桥壳的中心线转动,呈前后俯仰.
3	1.089 7	前后桥及车架同向沿 y 轴平动,即上下振动.
4	1.502 0	车架绕 y 轴转动,而且后桥沿 x 轴小幅平动,与车架转动反向,呈现左转右摆和右转左摆.
5	1.950 5	整车绕 z 轴转动并沿 x 轴摆动,及车架绕 y 轴小幅转动,即左倾右摆右转和右倾左摆左转.
6	2.407 5	车体左侧各构件高频微小抖动,方向杂乱.
7	2.407 5	车体右侧各构件高频微小抖动,方向杂乱.
8	5.190 5	车厢尾部沿 x 轴大幅扭转,即上下摆动.
9	5.618 3	车厢与车架呈现对角同向上下扭转.
10	6.256 3	车架前后两端和车厢尾部同向沿 x 轴扭转,表现出车架两端下弯和车厢尾部下摆,及车架两端上翘车厢尾端上摆.

由表 2 和图 2 看出,这 10 阶固有频率基本反映了整车的动态特性,其主要振型表现为:整车侧倾及车架左右扭转;整车前后俯仰;整车上下平动;车架左右扭转及后桥左右平动;整车侧倾及左

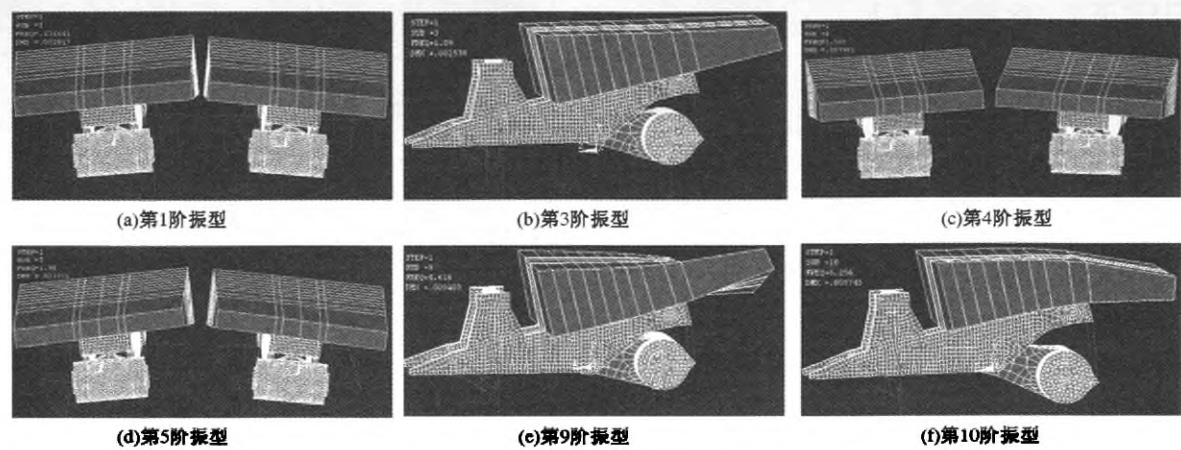


图 2 前 10 阶部分振型  
Fig.2 Some of the first tenth vibration mode

右摆动;车厢与车架对角同向上下扭转以及前后同向上下扭转.由于模型左右对称,故其左右悬架上各构件的振型一致,固有频率相同.

从整车主振型来看,后桥壳结构未变化,刚度很大;车厢出现大幅变形,须增加刚度;车架发生对角和前后小幅同向扭转,可能由车厢大幅扭转及摆动所致,加强车厢刚度后,车架变形会有所改善.在进行整车结构设计时,应合理布置车架上部件的安装位置,尽量使部件的振动频率与整车固有频率错开.而且还要注意相同振动频率的部件应尽可能地布置在远离共振区的位置,避免激发共振.

3 整车动力响应分析

3.1 路面谱的获取

标准<sup>[8]</sup>给出的路面功率谱密度的拟合公式为:

$$G_d(n) = G_d(n_0) \cdot (n/n_0)^{-w} \tag{2}$$

式中: $G_d(n)$ 为路面功率谱密度函数, $\text{m}^3$ ; $G_d(n_0)$ 为路面不平度系数, $\text{m}^2/\text{m}^{-1} = \text{m}^3$ ; $n_0$ 为参考空间频率,分级路面谱  $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$ ;  $n$ 为空间频率, $\text{m}^{-1}$ ,是波长  $\lambda$  的倒数; $w$ 为拟合功率谱密度的频率指数,分级路面谱  $w = 2$ .

因功率谱密度是单位频率内的均方值,所以路面不平度的均方值表示为:

$$\sigma_d^2 = \int_{n_1}^{n_h} G_d(n) \text{d}n = \int_{n_1}^{n_h} G_d(n_0) \cdot (n/n_0)^{-w} \text{d}n \tag{3}$$

式中: $n_1$ 为下限空间截止频率, $\text{m}^{-1}$ ; $n_h$ 为上限空间截止频率, $\text{m}^{-1}$ .

路面不平度的 8 级分类如表 3 所示,表中列出了路面不平度系数  $G_d(n_0)$  及  $0.011 \text{ m}^{-1} < n <$

$2.83 \text{ m}^{-1}$  范围内路面不平度相应的均方根值  $\sigma_d$  的几何平均值.

表 3 路面不平度 8 级分类标准  
Tab.3 Classification standard of the road roughness

路面等级		$G_d(n_0)/(10^{-6} \text{ m}^3)$ ( $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$ )		$\sigma_d/(10^{-3} \text{ m})$	
		下限值	几何平均值	上限值	几何平均值
A	极好	8	16	32	3.81
B	很好	32	64	128	7.61
C	好	128	256	512	15.23
D	较好	512	1 024	2 048	30.45
E	较差	2 048	4 096	8 192	60.90
F	差	8 192	16 384	32 768	121.80
G	很差	32 768	65 536	131 072	243.61
H	极差	131 072	262 144	524 288	487.22

$G_d(n)$ 是以空间频率表示的路面谱,以时间频率表示的路面谱  $G_d(f)$  与其转换关系为:

$$G_d(f) = \frac{1}{u} G_d(n) = n_0^w \cdot G_d(n_0) \cdot \frac{u^{w-1}}{f^w} \tag{4}$$

式中: $f = un$ ,  $u$ 为稳定行驶速度,  $\text{m/s}$ ;当  $w = 2$  时,  $G_d(f)$  的单位为  $\text{m}^2 \cdot \text{s}$ . 则以时间频率表示的路面不平度均方值为:

$$\sigma_f^2 = \int_{f_1}^{f_h} G_d(f) \text{d}f \tag{5}$$

式中: $f_1$ 为下限时间截止频率,  $\text{Hz}$ ;  $f_h$ 为上限时间截止频率,  $\text{Hz}$ .

式(5)经离散后近似表示为:

$$\sigma_f^2 \approx \sum_{i=1}^n G_d(f_{ci}) \Delta f_i \tag{6}$$

式中: $f_{ci}$ 为  $n$  个小区间内每个小区间的中心频率.

采用随机正弦波叠加法将对应于各个小区间的正弦波函数进行叠加,得到时域路面随机位移输入为式(7)<sup>[9]</sup>,式中: $\theta_i$ 为  $[0, 2\pi]$  上均匀分布的

随机数.

$$q(t) = \sum_{i=1}^n \sqrt{2G_d(f_{ci})\Delta f_i} \sin(2\pi f_{ci}t + \theta_i) \quad (7)$$

矿用汽车所处的道路环境复杂,路面崎岖不平.以路面不平度 8 级分类标准中的 E, F, G, H 级路面为基础,取  $w=2$ ,  $n_0=0.1 \text{ m}^{-1}$ ,  $u=15 \text{ m/s}$ ,得到路面位移随时间变化的随机函数如图 3 所示.

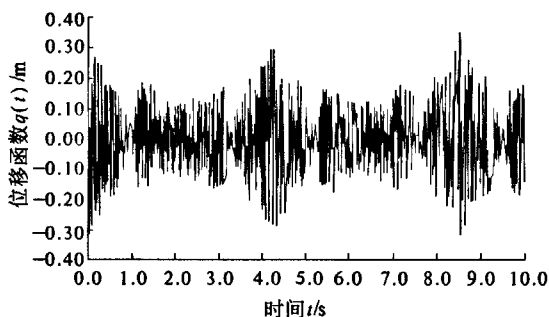


图 3 路面位移时域仿真输出

Fig. 3 Time domain simulation of the pavement displacement

### 3.2 动力响应分析

道路试验及实际使用证明,矿区路面冲击是矿用汽车关键受力构件失效的主要因素<sup>[10]</sup>.设定整车在满载工况下分别以 10 m/s 和 15 m/s 的速度匀速行驶,考虑前后轮的相位差,将随机路面位移函数施加于整车模型的前后接地弹簧节点上,

提取前后悬架上部挂耳的  $y$  方向位移谱如图 4, 5 所示.

当矿用自卸汽车以 10 m/s 的速度行驶时,由图 4 看出,前后悬架挂耳的最大位移均出现在 1.31 Hz 处,介于固有频率的第 3 和第 4 振型之间,易激发整车上下剧烈振动及左右扭摆.结构位移响应出现较大峰值所对应的频率主要集中在 0 ~ 7.51 Hz 区间,与整车的固有频率相近.特别是在 0.71 ~ 2.31 Hz 之间,位移峰值的幅度均较大,与 2 ~ 5 阶振型接近.在 7.51 ~ 20.41 Hz 之间,位移峰值的幅度逐渐减小,从 20.41 Hz 以后,位移峰值的幅度逐渐趋于平缓.

当矿用自卸汽车以 15 m/s 的速度行驶时,由图 5 看出,前后悬架挂耳的最大位移均出现在 0.91 Hz 处,介于固有频率的第 2 和第 3 振型之间,易激发整车俯仰和上下平动.结构位移响应出现较大峰值主要集中于 0 ~ 6.81 Hz 区间,与整车的固有频率相近.在 0 ~ 3.81 Hz 之间,位移峰值的幅度均较大,与 1 ~ 7 阶振型接近.从 6.81 Hz 以后,位移峰值的幅度逐渐平稳.对比车速为 10 m/s 和 15 m/s 时的动力响应曲线看出,随着车速的提高,前后悬架上部挂耳的  $y$  方向位移幅度增大很多,结构位移响应出现较大峰值所对应的频率区间有所前移,但变化不大.

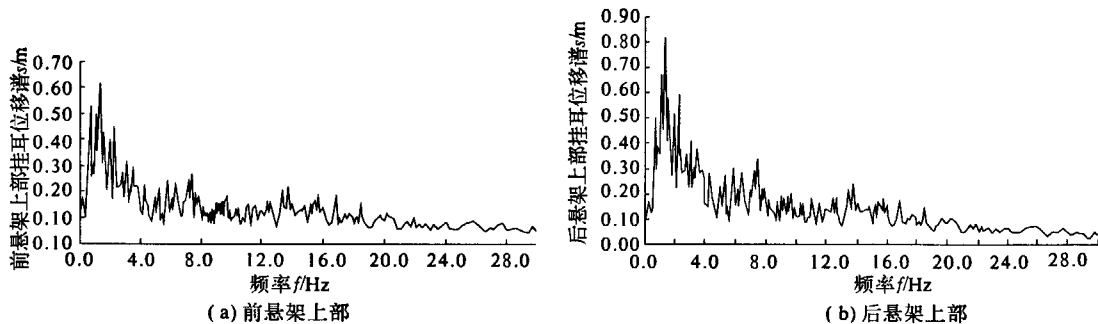


图 4  $u=10 \text{ m/s}$  时前、后悬架上部挂耳位移谱

Fig. 4 Displacement spectra of the front and the rear suspensions' upper support when  $u=10 \text{ m/s}$

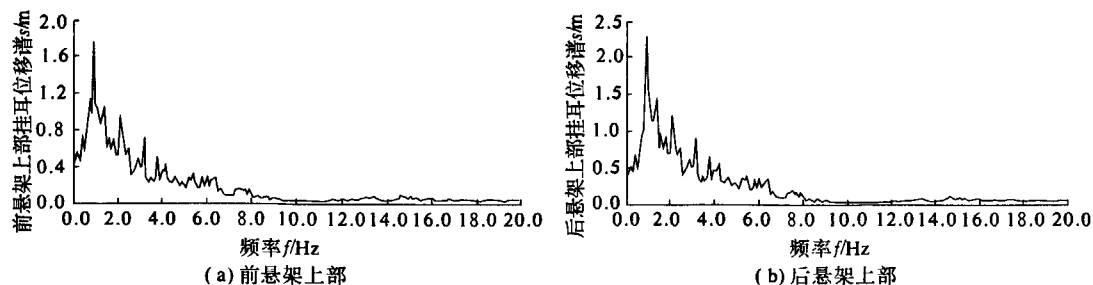


图 5  $u=15 \text{ m/s}$  时前、后悬架上部挂耳位移谱

Fig. 5 Displacement spectra of the front and the rear suspensions' upper support when  $u=15 \text{ m/s}$

在设计时应适当改变主要受力构件的结构参数,尽量避开共振区域.但由于矿用自卸汽车结构复杂,工作区内的道路状况又复杂多变,以目前的结构材料特性及制造水平,要想使得所有主要构件的固有频率都避开共振区不太现实.矿用自卸汽车的制造和维护成本均较高,特别是装载质量200 t以上的车型更是费用不菲.因此,有必要对车架、车厢、悬架、前后桥等主要受力构件进行疲劳分析,对最薄弱环节进行必要的改善,最大限度地延长矿用自卸汽车的使用寿命.

#### 4 结论

(1) 整车低阶固有频率基本反映了整车的动态特性,其振型主要表现为:整车上下平动、左右摆动、侧倾和俯仰,并伴有车架的对角同向上下扭转和前后同向上下扭转.

(2) 后桥壳刚度很大;车厢变形较大,须增加刚度;车架发生的小幅变形可能是由车厢大幅变形引起,加强车厢刚度会减小车架变形.

(3) 结构位移响应出现较大峰值所对应的频率与整车的固有频率相近,可能引起共振,特别是易激发整车上下振动及左右扭摆.

(4) 须修正初设计的整车结构,适当加大车厢地板和侧板刚度,车架前部的横向刚度须加强.整车布置时,应使频率与整车固有频率相同的部件安装在远离共振区的位置,以避免激发共振.考虑到整车的使用寿命,对主要受力构件进行疲劳分析是有必要的.

#### 参考文献:

[1] FENG Qing-dong, SHUAI Jian, YIN Yong-jing, et al.

The Safety Monitoring Warning System of Mining Dump Truck [C]//2010 6th International Conference on MEMS NANO, and Smart Systems. Changsha: IEEE press, 2010: 329 - 332.

[2] FENG Qing-dong, SHUAI Jian, JIAO Zhong-liang, et al. The Automation Control System of Mining Truck [C]//2010 International Conference on Future Information Technology. Changsha: IEEE press, 2010: 392 - 396.

[3] 赵显东. 国外大型矿用汽车研制与发展[J]. 有色矿山, 2000, 29(2): 33 - 36.

[4] Belarusian Autoworks (BELAZ). The Manual of Mining Dump Truck BELAZ 7530 \* [G]. Zhodino: Belaz, 2008.

[5] 谷正气, 王备, 李伟平. 大吨位矿用自卸车操纵稳定性仿真分析[J]. 科技导报, 2009, 27(1): 81 - 85.

[6] 王兴业. 复合材料力学分析与设计[M]. 长沙: 国防科技大学出版社, 1999: 98 - 117.

[7] 黄立, 唐华平, 唐春喜, 等. 电动轮自卸车整车模态分析[J]. 矿山机械, 2005, 33(8): 9 - 12.

[8] 南京汽车研究所, 郑州机械研究所. GB/T 7031—2005/ISO 8608:1995 机械振动 道路路面谱测量数据报告[S]//中国国家标准化管理委员会. 中华人民共和国国家标准. 北京: 中国标准出版社, 2005.

[9] 张永林, 钟毅芳. 车辆路面不平度输入的随机激励时域模型[J]. 农业机械学报, 2004, 35(2): 28 - 29.

[10] 张立军. 车辆非平稳行驶动力学及控制研究[D]. 东北大学机械工程与自动化学院, 2006.

### Dynamic Analysis of Mining Dump Truck with 220 Tons Payload Capacity

FENG Qing-dong, SHUAI Jian, XU Kui, KONG Ling-zhen

(School of Mechanical and Storage & Transportation Engineering, China University of Petroleum, Beijing Beijing 102249, China)

**Abstract:** This paper presents the design of 220 tons electric wheel mining dump trucks according to physical structure simplification for entire truck model. According to the entire full load truck FEM model by ANSYS software, the low order natural frequencies are obtained by modal calculation, and principal mode of the truck are also analyzed. Based on standard frequency domain pavement power spectrum density function, the time domain pavement random displacement function is converted, and dynamic response of the truck under random loading is calculated, such as the displacement, stress and strain changes characteristics with the time of truck frame, front and back seat, carriage and suspension, and so on. Finally, the paper proposes the improved designed suggestions of certain trucks based on the research work, and points out the significance of the main structure fatigue analysis.

**Key words:** mining dump trucks; payload capacity; finite element method; modal analysis; dynamic response