

# 矿用自卸车车架动态性能优化

霍俊杰

(神华北电胜利能源有限公司,内蒙古 锡林浩特 026015)

**摘要:**为解决矿用自卸车车架存在结构强度小,质量大的问题,对矿用自卸车车架结构进行动态性能优化。利用ANSYS软件的APLD语言建立车架结构的参数化模型,通过模态分析,确定影响车架动态性能的关键固有频率。以车架自重为优化目标,将车架的静强度、瞬态响应与关键固有频率作为约束条件,对车架所有结构参数进行灵敏度分析,以确定车架动态优化的设计变量;再以车架关键固有频率为目标函数,利用一阶优化方法对车架进行动态性能优化。结果表明:优化后的车架不仅静态、动态性能得到提高,而且减小了车架质量,提高了矿用自卸车运输的经济效益。

**关键词:**露天煤矿;矿用自卸车;车架性能;模态分析;灵敏度分析;动态优化

中图分类号:TD57 文献标志码:A 文章编号:0253-2336(2014)12-0093-05

## Optimization on Dynamic Performance of Mining Dumper Frame

HUO Jun-jie

(Shenhua Beidian Victory Energy Co., Ltd., Xilinhot 026015, China)

**Abstract:** In order to solve the problems existed small structure strength and large mass of mine dumper frame, the dynamic performance optimization of mine dumper frame structure were realized. Firstly, parametric models of the frame structure were built by using the APDL language of the ANSYS software, the crucial natural frequency which was the key factor to influence dynamic performance of frame, were determined by modal analysis. Then, considering frame weight as the objective function, the static strength of frame, transient response and crucial natural frequency as the constraint conditions, the sensitivity analysis of all structure parameters were performed to determine the design variables of frame dynamic optimization. Finally, the first order method were used to optimize the dynamic performance of frame by taking the frame crucial natural frequency as the objective function. The results showed that the optimization could improve the static and dynamic performance of frame and reduce frame weight which improved the economic efficiency of mine dumper transport.

**Key words:** surface coal mine; mine dumper; frame performance; modal analysis; sensitivity analysis; dynamic optimization

## 0 引言

矿用自卸车作为露天煤矿生产的主要运输工具,车辆各部件的承载强度是车辆运行的基础条件。车架作为矿用自卸车结构的基础部件,要固定车辆的许多部件,还要承载各种载荷。车架的轻量化设计不仅可以降低车辆的生产成本,还对车辆的燃油消耗与节能环保具有重要意义<sup>[1]</sup>。因此车架的静、动态强度与轻量化是今后车架设计的主要研究方向,如文献[2-4]对矿用自卸车转向机构进行了优化设计。矿用自卸车车架90%的损坏均由车辆在行驶过程中自身载重和矿山起伏路面所产生的振动

引起。因此,笔者利用ANSYS软件对矿用自卸车车架进行动态优化设计,以提高车架整体的动态性能,使车架结构具有良好的动态特性,以避免由路面激励引起的有害共振或过渡共振,降低振动水平,提高车架的动稳定性,延长车架的使用寿命。

## 1 车架有限元模型建立及设计变量

### 1.1 车架有限元模型建立

利用ANSYS中的APDL语言编写程序建立矿用自卸车车架的有限元模型。矿用自卸车车架采用边梁式梯形结构,由2根纵梁和7根横梁组成,整体采用铆接和螺栓联结。车架长7 600 mm,宽850

收稿日期:2014-07-09;责任编辑:赵瑞 DOI:10.13199/j.cnki.est.2014.12.024

作者简介:霍俊杰(1986—),男,内蒙古四子王旗人,硕士。E-mail:huojunjie1\_2009@126.com

引用格式:霍俊杰.矿用自卸车车架动态性能优化[J].煤炭科学技术 2014,42(12):93-97.

HUO Jun-jie. Optimization on Dynamic Performance of Mining Dumper Frame [J]. Coal Science and Technology 2014,42(12):93-97.

mm,高290 mm。车架的横、纵梁均为槽钢,材料为16Mn钢,材料的弹性模量 $2.07 \times 10^5$  MPa,泊松比0.3,密度 $7.83 \times 10^{-6}$  kg/mm<sup>3</sup>。采用Shell63号壳单元<sup>[5]</sup>建立车架的横、纵梁模型,钢板弹簧采用ANSYS提供的弹簧单元combine14和大刚度平衡梁单元beam4<sup>[6]</sup>来模拟。所建立的车架有限元模型如图1所示,共有76 692个单元,146 676个节点。在建模时应注意以下问题:①尽量减少布尔运算,这些运算可能会对优化循环产生影响,甚至会导致优化循环中断<sup>[7]</sup>。②网格的划分要尽量采用参数方式确定网格大小和网格划分数<sup>[7]</sup>。

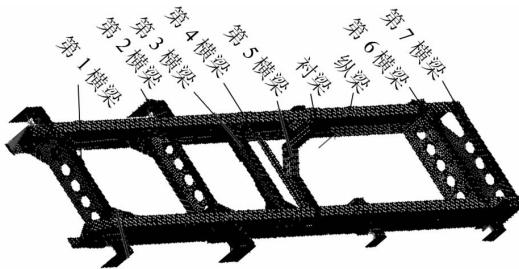


图1 矿用自卸车车架有限元模型

## 1.2 设计变量确定

确定设计变量实际上就是结构参数化的过程,选取20个关键尺寸参数作为设计变量(表1),用于灵敏度分析。设计变量的上下限约束如下: $x_i^l \leq x_i \leq x_i^u$  ( $i = 1, 2, 3, \dots$ ),其中 $x_i^l, x_i^u$ 分别为第*i*个设计变量 $x_i$ 的下限与上限。

表1 各设计变量参数意义

设计变量	参数意义	设计变量	参数意义
$L_1$	第1横梁长	$W_5$	第5横梁宽
$W_1$	第1横梁宽	$H_5$	第5横梁高
$H_1$	第1横梁高	$L_6$	第6横梁长
$L_2$	第2横梁长	$W_6$	第6横梁宽
$W_2$	第2横梁宽	$H_6$	第6横梁高
$H_2$	第2横梁高	$Z_4$	第4横梁支座长
$L_4$	第4横梁长	$Z_5$	第5横梁支座长
$W_4$	第4横梁宽	$T_1$	纵梁厚度
$H_4$	第4横梁高	$T_2$	其余横梁厚度
$L_5$	第5横梁长	$T_3$	各横梁支座厚度

## 2 车架有限元模型约束条件

### 2.1 车架分析测点的选择

选取车架横纵梁的铆接处、举升缸座处两侧的纵梁上和驾驶室作用在纵梁处、发动机托架横梁处等承载较大的位置区域节点进行测定。

### 2.2 静强度约束条件

按照车架的实际受载情况,将载荷施加于车架的相应部位。各个部分的实际载荷如下:动力总成重7 300 N,驾驶室和乘员的重力6 300 N,载重360 000 N。

在计算结果文件中,选择图1所示的4个测点应力,使其不大于材料的许用应力300 MPa,对它们分别加以约束,测点*n*处的应力约束函数 $g_n(x) = \sigma_n \leq [\sigma]$ ,其中: $\sigma_n$ 为测点*n*处的应力值, $[\sigma]$ 为许用应力。

### 2.3 动刚度约束条件

动刚度<sup>[8]</sup>一般采用结构固有频率来衡量,如果动载荷变化频率远小于结构固有频率,可以认为动刚度与静刚度基本相同;但若动载荷的频率远大于结构固有频率时,结构变形较小,此时结构动刚度相对于激扰较大;当动载荷频率与结构固有频率相近时,会出现共振现象,此时动刚度最小,结构变形最大<sup>[9]</sup>。对车架进行模态分析,采用Block Lanczos法提取车架的前20阶固有频率(0.000 2, 37.238、1.576 6, 39.434、1.881 7, 41.216、1.892 3, 58.278、3.291 0, 58.283、3.886 3, 58.352、6.020 0, 58.358、16.73 7, 60.471、26.77 2, 62.876、33.97 6, 63.964 Hz)。分析车架的前20阶振型图(图2)可知,车架在第8阶固有频率处的振幅最大,发生了二次弯曲,且该频率又处于该型号车架非簧载质量的固有频率范围(15~20 Hz)内,因此选择第8阶固有频率进行约束。综上所述,对第8阶固有频率 $f_8$ 采用如下约束:10 Hz  $\leq f_8 \leq 14$  Hz。

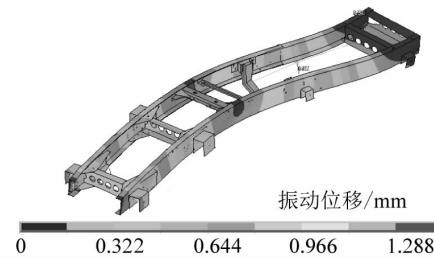


图2 第8阶固有频率车架模态振型

### 2.4 瞬态振动下的约束条件

用瞬态动力学分析确定结构在静载荷、瞬态载荷和简谐载荷随意组合作用下随时间变化的位移、应变、应力<sup>[10]</sup>,分析结果可以得到车架结构响应随时间变化的曲线。

在瞬态动力学分析中,假定矿车在路上行驶,车的2个后轮越过路面上某障碍物时,受到冲击载荷,

考虑车辆的自重及载质量, 设定冲击载荷系数为 1.5, 在 0~0.1 s 时车轮受到逐渐增大到 10 000 N 的载荷, 保持 0.1 s 后下降至 5 000 N, 保持 0.2 s 后消失。

在瞬态分析结果文件中提取各测点的动应力  $S_{di}$  与动位移  $U_i$ , 根据文献 [11], 使它们的约束条件如下:  $-250 \text{ MPa} \leq S_{di} \leq 300 \text{ MPa}$ ,  $-3 \text{ mm} \leq U_i \leq 3 \text{ mm}$ ,  $i = 1, 2, 3, 4$ 。

## 2.5 车架结构自重约束条件

车架结构的优化设计主要是为了以最低成本使车架的结构性能达到最佳。车架结构的质量下降不仅可以降低车辆的造价, 还可以节能减排, 提升矿山企业的效益。车架动态优化是以动刚度为目标函数, 但同时要使车架质量尽可能减小, 因此优化后车架自重不能超过原设计结构的自重。

## 3 车架结构灵敏度分析

对车架进行动态优化分为 2 步, 首先采用灵敏度分析, 确定出对车架结构动态性能影响较大的结构参数; 再利用一阶优化方法对这些参数进行动态优化, 以确定车架的最优设计参数。灵敏度分析技术能给出结构动态薄弱部位以及进行修改的方向<sup>[12~13]</sup>, 并且还可以忽略一些次要设计变量, 提高优化设计效率。

对车架结构进行灵敏度分析, 灵敏度为正值, 表示随设计变量的增大, 目标函数与状态变量也随之增大; 若灵敏度值为负, 则恰好相反。设计变量对目标函数与状态变量的灵敏度见表 2, 由表 2 可知: ①增大纵梁厚度  $T_1$ , 对提高车架的水平方向与竖直方向动刚度, 降低车架纵梁竖直方向的应变与应力的效果都比较显著, 但车架质量增加也非常明显。 $T_2, T_3$  的增加对目标函数与状态变量影响不大, 这主要是由于  $T_2, T_3$  是局部变量对整体的性能影响并不明显, 它仅对局部点的应力与应变有影响。②第 4、5 横梁支座长于横梁宽对车架水平方向与竖直方向的动刚度没有影响, 车架的静应力也没有变化, 只有在瞬态冲击时才对车架性能有所提高, 这主要是由于这些量对车架整体的转动惯量贡献较少。

## 4 车架动态优化与评价

### 4.1 车架动态优化

矿车是露天矿山企业生产的主要工具, 在车辆运行时, 由于路面的冲击与车辆动力总成的振动, 使车架结构承受了强烈的冲击与振动, 而现今车架的

设计还主要集中于经验设计和类比设计, 采用静态方法进行校核, 有的即使采用优化方法, 也仅是以车架质量系统最轻为优化目标的静态设计<sup>[14]</sup>, 车架的整体性能较差。车架动态特性方面的研究主要集中于模态分析与动态响应分析<sup>[15]</sup>, 而尚未有基于动力学分析结果的优化设计研究。对于高性能的车辆, 对车架进行基于动态特性的优化设计, 在设计阶段就可预测其动态性能, 可减小系统的振动, 提高整车的工作性能<sup>[16]</sup>。

表 2 设计变量对目标函数与状态变量的灵敏度  $\times 10^{-3}$

项目	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$Z_5$	$H_5$	$Z_4$	$H_4$
$f_8$	10.00	1.00	1.00	0	0	0	0
$S_1$	-0.10	0.10	-0.30	0	0	0	0
$S_2$	-8.00	1.00	1.00	0	0	0	0
$S_3$	-1.00	1.00	465.00	0	0	0	0
$S_4$	-30.00	194.00	125.00	0	-22	0	0
$S_{d1}$	-12.00	0	90.00	-10	-23	-19	-19
$S_{d2}$	-19.00	0	10.00	-50	-3 824	-40	-40
$S_{d3}$	-0.70	-7.40	-2.3	-2	-3	-11	-11
$S_{d4}$	-0.58	4.00	3.00	-4	-5	-9	-9
$U_1$	0.20	0.01	-0.11	0	-10	0	0
$U_2$	0.03	0.01	-0.01	0	-10	0	0
$U_3$	-0.02	0.03	0.01	0	-10	0	0
$U_4$	0.45	0.10	0.27	-10	-10	0	0

注: 车架第 8 阶固有频率  $f_8$  表征车架的动刚度, Hz;  $S_i$  为车架在满载弯曲工况下各测点  $i$  的静应力, MPa,  $i = 1, 2, 3, 4$ 。

通过上述灵敏度的分析, 利用 ANSYS 软件优化模块中的一阶优化方法, 以  $f_8$  为目标函数对车架结构系统进行优化。在优化过程中, 静应力、动应力、动位移的变化趋势分别如图 3—图 5 所示。

在优化分析过程中, 各测点应变显著变化的范围与动应力的变化范围相同。综上所述, 结合优化后的最优设计序列与钢板的标准厚度值, 对优化后离散的设计变量数据进行人工修整, 见表 3。

表 3 对优化后离散的设计变量数据修整

参数	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$Z_5$	$H_5$	$Z_4$	$H_4$
初始值	8	6	12	80	447	104	22
优化值	5.722	5.950	10.626	60	420.5	97.6	18.3
圆整值	5.5	5.5	10	60	420	100	20

### 4.2 车架的优化评价

1) 优化前后静态应力的比较。 $S_1, S_2, S_3, S_4$  优

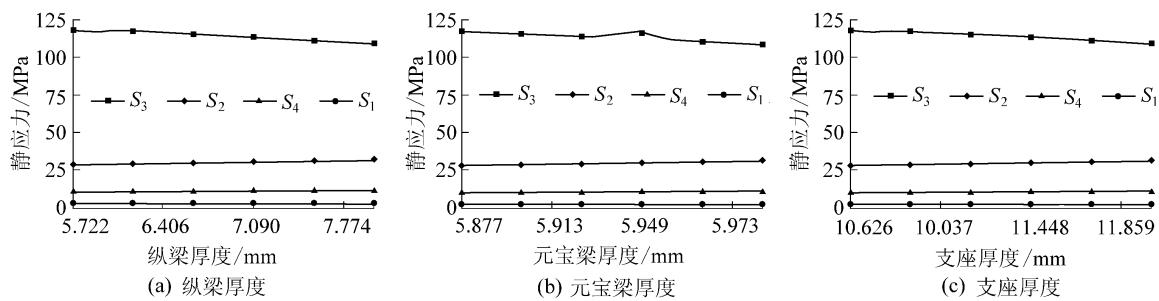


图3 静应力随厚度的变化趋势

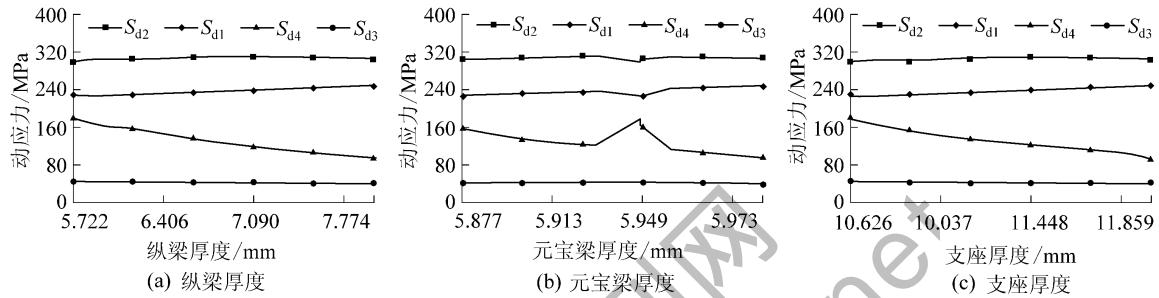


图4 动应力随厚度的变化趋势

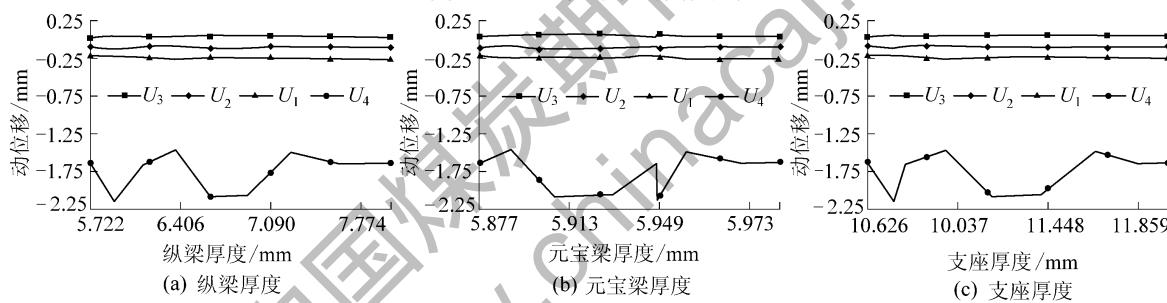


图5 动位移随厚度的变化趋势

化前分别为 11.193、30.904、108.66、2.823, 优化后分别为 11.193、28.799、117.13、3.548, 将优化前后各测点在满载弯曲工况下的应力进行比较。优化前后车架尾部纵、横梁连接处(即测点 1)的静应力没有变化, 因此, 车架优化后结构参数的变化, 对此处的静应力影响不大。在举升缸座处的纵梁上(测点 2 处)车架的静应力下降 6.81%, 此处是半挂车的承力点也是车架上承受应力最大处, 车架的静应力下降, 有助于车辆在运行过程中降低车架在此处的疲劳破坏。车架在承载发动机处(测点 3)和驾驶室支撑处(测点 4)的应力均大幅上升, 增加车架的材料利用率, 减少车架的制造成本。

2) 优化前后车架主要模态的比较。经过优化分析后, 选取车架在满载时水平方向与竖直方向上具有代表性的、由车架的弯曲振动引起的第 3、7、8、11、12 阶弯曲固有频率  $f_3$ 、 $f_7$ 、 $f_8$ 、 $f_{11}$ 、 $f_{12}$  优化前分别为 1.882、6.02、16.737、37.238、39.434, 优化后分别为

1.9610、5.0689、13.665、27.778、28.907。矿车在行驶中, 激振力的频率如下<sup>[17]</sup>: 由路面不平引起的垂直振动一般低于 20 Hz; 该型车的非簧载质量的固有频率为 15~20 Hz; 该型号车采用六缸发动机, 总速约为 675 r/min, 激振频率为 33.75 Hz。经过优化后车架的固有频率有所下降, 避开了车架所承受的激振频率, 车架的动刚度有所提高, 降低了车架的共振破坏。

3) 优化前后瞬态分析比较。优化前后各测点的位移如图 6 所示, 优化后位移曲线上各测点的振幅降低, 特别是测点 4 在 0.3 s 附近的振幅从 2.4 mm 下降到 0.8 mm 左右, 下降了将近 3 倍, 因此经过优化后, 提高了车架由冲击而引起的振动破坏。

优化前后各测点的应力如图 7 所示, 优化后车架上举升缸座附近(测点 2 处)的动应力下降较为明显, 由优化前的 320 MPa 下降到 200 MPa; 测点 3 与测点 4 的动应力虽有所增加, 但也都在车架材料的许用

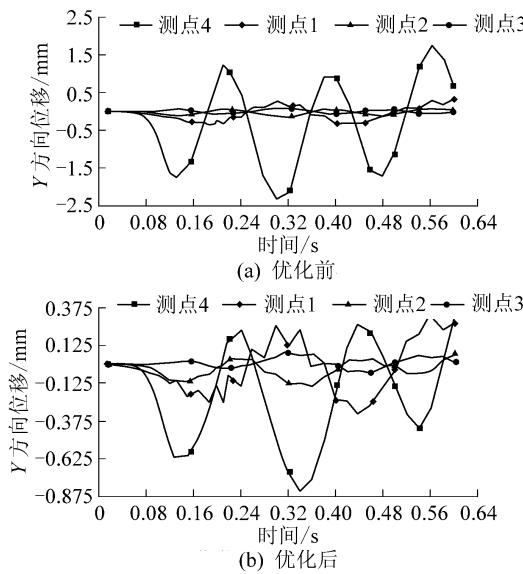


图6 优化前后各测点Y方向的位移

应力范围内。车架上各测点所承受的应力较为均匀,降低了车架上各点由疲劳而产生的裂纹扩展。

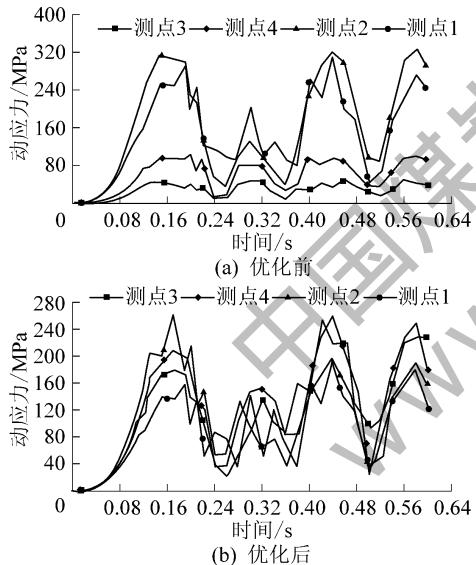


图7 优化前后各测点的动应力

因此,经过优化圆整后的设计序列尽管不是动态优化的最优设计序列,但车架的动态性能与抗疲劳性能都有提高。

4) 车架自重的比较。随着车架厚度的变化,车架自重变化极其明显。车架的自重由优化前的0.678 t下降到了优化后的0.581 t,降幅达14.3%,这对于保护环境和能源的节约具有重大意义。

## 5 结 论

对车架进行了静、动态分析,利用分析结果对车架结构进行了结构动态优化。优化后,车架的静态

应力明显下降;由于避开了车架自身的激振力频率,并且车架在承受瞬态冲击的性能得到了改善,因此车架的动态性能得到提高;而且车架自重下降了14.3%。材料得到了充分得利用,经济性能明显提高。综上所述,利用灵敏度分析确定对优化目标影响较大的设计变量,再采用一阶优化方法对这些设计变量进行优化,将车架的静、动态性能参数作为状态变量,这种优化建模方法是可行有效的。

## 参考文献:

- [1] 羊军,叶永亮.车身设计关键技术[J].设计研究,2008(5):15-18.
- [2] 王志杰.矿用自卸车转向机构优化设计与仿真研究[D].广州:华南理工大学,2013.
- [3] 蒋金星.SF35100型矿用自卸车车架结构优化[D].长沙:湖南大学,2013.
- [4] 姜立标,刘坚雄,程铖.基于正交试验的矿用自卸车转向机构优化设计[J].中国机械工程,2013(15):2036-2041.
- [5] 尚晓江,邱峰,赵海峰等.ANSYS结构有限元高级分析方法与范例应用[M],2版.北京:中国水利水电出版社,2008:190-208.
- [6] 王新敏.ANSYS工程结构数值分析[M].北京:人民交通出版社,2007:6-9.
- [7] 王学文,杨兆建,段雷.ANSYS优化设计若干问题探讨[J].塑性工程学报,2007,14(6):182-183.
- [8] 于兰峰.塔式起重机结构刚性及动态优化研究[D].成都:西南交通大学,2007:35-37.
- [9] 屠义强,江克斌,胡业平.基于随机有限元方法的结构响应灵敏度分析[J].解放军理工大学学报:自然科学版,2001,2(2):78-81.
- [10] 张超晖.ANSYS12.0结构分析工程应用实例解析[M].北京:机械工业出版社,2010:165-167.
- [11] 王忠保.机械工程材料数据性能手册[M].北京:机械工业出版社,1994:148-151.
- [12] 廖伯瑜,周新民,尹志宏.现代机械动力学及其工程应用[M].北京:机械工业出版社,2004:301-317.
- [13] Adelman H M, Haftka R T. Sensitivity Analysis of Discrete Structural Systems[J]. AIAA J, 1986(24):823-832.
- [14] 叶勤,邓亚东,王彦等.一种轻型货车车架有限元分析与优化[J].武汉理工大学学报,2008,30(2):143-145.
- [15] 张洪伟,张以都,王锡平等.基于ANSYS参数化建模的农用车车架优化设计[J].农业机械学报,2007,38(3):35-38.
- [16] Kim S, Singh R. Vibration Transmission Through an Isolator Modelled by Continuous System Theory[J]. International Journal of Sound and Vibration, 2001, 248(5):925-953.
- [17] 渝凡林,逸.汽车系统动力学[M],4版.北京:机械工业出版社,2006:171-174.