

基于模态与遗传优化的某卡车振动特性分析

张袁元 李舜酩 刘晓伟 杜建建 安木金

(南京航空航天大学能源与动力学院,南京,210016)

摘要:针对汽车驾驶室在常用高速(65~80 km/h)时,驾驶室左右晃动的振动问题,分别建立了车体、车体与板簧的系统模型,通过试验和仿真计算得到了其自由与约束状态下的振动模态分布,找到了驾驶室产生晃动的主要原因。以板簧刚度、车体刚度为变量,将约束模态分析与遗传算法相结合,对板簧和车体组成的系统进行了优化,并通过改进使常用车速下的驾驶室响应达到了舒适性要求。

关键词:振动;模态;优化;遗传算法

中图分类号:U463.32;U467.3

文献标识码:A

文章编号:1005-2615(2011)06-0841-05

Vibration Characteristics Analysis and System Optimization of Vehicle Based on Genetic Algorithm and Modal

Zhang Yuanyuan, Li Shunming, Liu Xiaowei, Du Jianjian, An Mujin

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China)

Abstract: In order to deal with the heavy swing and vibration of cab when the vehicle is at high speed (from 65 km/h to 80 km/h). The finite element models of frame-body, the system of frame-body and springs are firstly established. Then according to the result of free modal and constraint modal analysis both from simulation and experiments, the distribution of modals and the cause of cab swaying are achieved, which shows that the running state of frame-body is affected by. Lastly, based on the previous work, the vibration response of cab at various speed is optimized by means of the genetic algorithm with variable spring stiffness and frame-body stiffness.

Key words: vibration; modal; optimization; genetic algorithm

汽车振动影响着乘员的舒适性和货物的完备性,也影响着汽车各零部件的运行安全与疲劳寿命。合理的控制汽车振动是提高汽车品质的重要因素。

汽车振动的原因是复杂的,分析其原因的手段也多样化,主要有:(1)分析激励原因,研究激励与响应之间是否具有相关性;(2)研究传递途径的振动特性,对传递过程中的能量是衰减或放大;(3)响应特性,对激励或传递的频率是否敏感。20世纪80年代后期,模态方法在中国开始发展,在无法对激励特性进行改进时,研究人员通过优化传递过程中

模态频率与振型,较有效地解决了汽车的部分振动问题^[1-3]。在系统模型的划分上,本文提出更为合理的传递系统模型,采用试验与仿真手段,分析了产生过大振动的主要原因。在优化系统振动的方法上,基于有限元仿真的方案,大部分还局限于经验性的改动,不能起到最优化目的,本文在建立传递系统模型后,以影响整车振动最显著的两个因素作为变量,即悬架系统(板簧刚度)、车体模态(车架刚度,由于改变车架刚度时,增加的质量相对整个车体不大,可以认为影响的主要是刚度),以常用车速45 km/h,高速65 km/h的振动响应为优化目标,

基金项目:国家自然科学基金(50675099)资助项目;江苏省普通高校研究生科研创新计划(CX10B-094Z)资助项目。

收稿日期:2010-11-22;修订日期:2011-02-21

通讯作者:李舜酩,男,教授,博士生导师,1962年生,E-mail:sml@nuaa.edu.cn。

采用优化方法中的遗传算法对目标进行优化。

1 优化理论介绍

遗传算法是一种随机优化方法,其算法由编码、交叉、变异和选择4个部分组成,每个部分有不同的参数选择,对于振动响应最优化问题,采用如下操作准则^[4]:

(1)编码:将待优化参数按某种编码规则连接成可以进行遗传操作的一串代码。常用的有二进制和十进制编码方式,本文采用二进制编码方式,具有实现简单的优点。

(2)初始化:随机地生成 n 个个体,构成进行遗传操作的种群。

(3)选择:计算最佳适应度,并按照种群中各个体的适应值,即生存概率,进行轮盘赌选择决定进行繁殖的个体,构成交配池。

(4)杂交:在交配池中随机地选取两个个体进行单点杂交,生成两个新个体,取其中一个保留。共进行 $n \times P_c$ 次杂交操作, P_c 为杂交概率(由计算机随机生成)。

(5)变异:对每一个体的每一位以变异概率 P_m 取反。变异的目的是产生新的基因片段,保证基因的多样性,避免陷入局部最优点,使遗传操作稳定收敛。

(6)判断是否达到终止条件,若达到则终止计算,否则转入循环。本文算例采用的收敛准则为适应值连续30代没有改善,则认为收敛。

2 整车晃动原因分析

测试驾驶室地板处,实车晃动主要考虑水平和垂直方向。试验测试该车常用车速为45~80 km/h。车结构见图1。

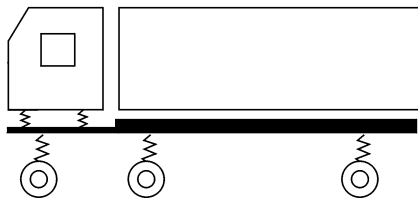


图1 车结构示意图

2.1 测试信号分析

2.1.1 驾驶室响应信号分析

图2中,横坐标为频率,纵坐标为车速,灰度为幅值。在不同车速下,驾驶室振动能量主要集中在低频(前六阶),且随车速变化,振动能量集中在人体敏感的频率范围内,推测激励源可能与某旋转部件有关。在65 km/h车速时(见图2(a)),最大峰值

频率不在一阶基频(4.88 Hz)处,三阶、四阶较大;同时,结合横向振动谱阵图(图2(b)),65 km/h车速以后,其左右方向低频能量(三阶和五阶)增加明显。一般车架和驾驶室的固有频率能覆盖到20 Hz以下的频率^[5-7],推测传递过程中某系统可能发生共振,有必要研究其振动特性。

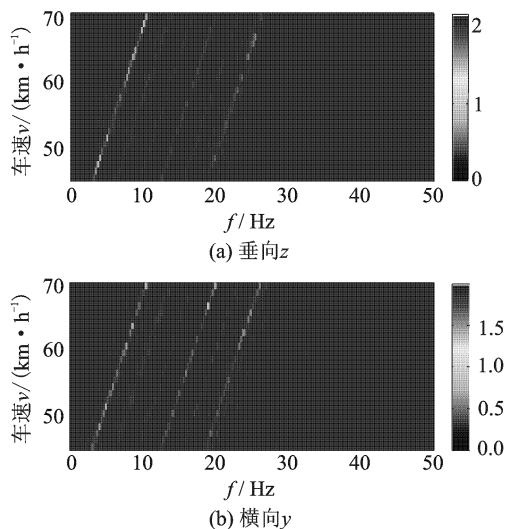


图2 驾驶室地板在路面与发动机激励下谱阵图

2.1.2 激励源分析

在常用车速45~70 km/h下,车轮由于结构的动不平衡产生激励,频率计算如下(见表1)

$$f = v \times (1 - \eta) / 3.6D\pi$$

式中: v 为车速; D 为车轮直径; η 为速度测试误差。

表1 车轮激励基频

车速/(km·h ⁻¹)	45	50	60	65	70	80
基频/Hz	3.26	3.63	4.35	4.71	5.08	5.80

车轮激励与驾驶室响应的主要振动频率接近,同时也随着车速变化,判断为主要激励源。

2.2 传递系统分析

振动传递过程中,在运行状态下识别系统模式更符合一般实际。事实上,基于工作状态的模态参数识别,对激励特性要求比较严格,还局限于白噪声或平稳随机激励,目前还不能完全应用于工程实际,只限于试验室模拟路面研究^[7]。发动机虽然能产生变化的激励,但频率范围不能覆盖到路面的低频特性,也不能作为理想激励,工作模式的识别变得复杂。针对本研究对象,通过试验和仿真计算分析车体系统模态,研究车体子系统在不同约束条件下的模态特性,分析是否是引起驾驶室晃动的原因。

2.2.1 车体模态分析

汽车在实际工作中,车厢、变速箱、发动机、油

箱等都以刚性或近刚性状态(悬置件刚度比较大)与车架固接,各部件的质量与连接方式影响着车架模态。考虑各连接部件的影响,将其以分散质量放在车架上,组成的系统称为车体。采用一般有限元研究思路,研究其自由模态和约束模态特性^[8]。

表2中,自由模态的试验与仿真对比误差较小,车体前6阶比较密集,基本集中在20 Hz以内,大部分振型(见图3)主要以扭转和左右摆动为主,前端扭转变形大;将经过试验修正后的车体有限元模型在其与板簧的接触点进行约束,铰链连接处约束6个自由度,滑块处释放车体前后的自由度,计算后,除第一阶模态振型为弯曲外(见表3,图4),其他基本也都与扭转有关。在最高异常车速80 km/h时,引起驾驶室晃动的车轮激励的三阶倍频为17.41 Hz,低于最低扭转模态频率19.95 Hz,说明车体以完全约束状态运行是不可能的,而主要激励频率与全约束下的模态频率数值比较接近,也说明车体运行状态接近全约束状态,远离车体自由模态。

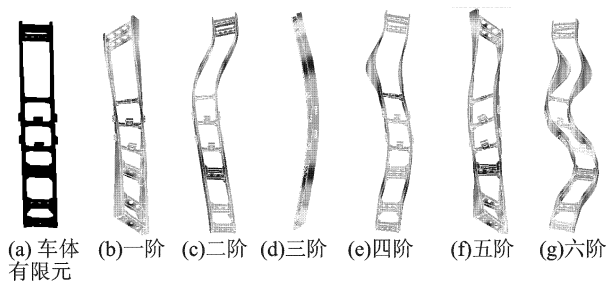


图3 车体自由模态振型图

表2 车体自由模态频率 Hz

阶次	一	二	三	四	五	六
试验	4.71	5.92	10.20	12.85	14.72	21.23
仿真	4.98	6.27	9.41	13.00	15.34	19.66

表3 车体约束模态频率 Hz

阶次	一	二	三	四	五
仿真	16.41	19.95	21.49	26.96	33.33

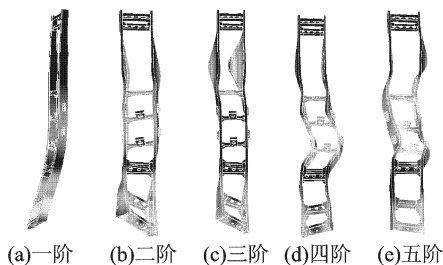


图4 车体约束模态振型图

2.2.2 车体与板簧的系统模态分析

将板簧与车体的整体作为振动传递中的一个系统,研究其模态特性。简化板簧,模拟板簧前后对车体作用,将其分成两个具有相同刚度的弹簧单元作用在车体上。全约束弹簧的下端,其上端在铰链连接处释放弹簧上下方向的自由度,在滑块连接处释放车架上下和前后的自由度。

表4中,车体与板簧的系统前两阶模态频率接近65 km/h时车轮激励的三倍频(14.13 Hz),振型也集中在扭转变形上(见图5),这是驾驶室晃动的主要原因;同时也说明将车架与板簧作为整个系统模态来研究比起单个部件的研究更为科学。事实上,车辆在颠簸路上行驶时,由于路面凹凸不平,车辆主要承受非对称垂直载荷的作用,此时最易激发车体的扭转振动。而在平坦的道路上行驶时,常受到对称垂直载荷的作用,这类载荷最易引起车体结构的弯曲振动。车体的弯曲和扭转振动是其结构动态特性的主要表现形式。综合考虑,影响汽车高速时振动的大部分原因是车体的固有特性。

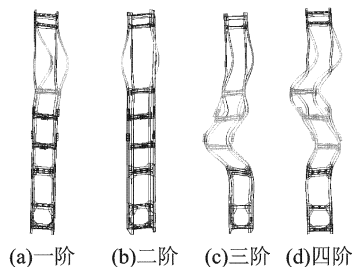


图5 车体自由模态振型图

表4 车体+板簧系统模态频率 Hz

阶次	一	二	三	四
试验	14.52	15.90	26.91	34.81
仿真	13.91	15.19	26.08	34.44

3 振动优化

3.1 振动响应的遗传优化

由于常用高速基本集中在65~80 km/h范围内,如果能将车体工作条件靠近完全约束状态,使其自由状态下扭转模态尽量少,则需要板簧变硬,这与板簧传递特性优化的方向相左(见图6,板簧的频响函数,要避免激励频率3.29~5.84 Hz,其峰值应往低频移动。决定板簧传递特性主要的因素是其刚度^[9];同时还需要保证在整个系统经过调整后,车体在45 km/h,65 km/h以后都能具有较小的振动(为了减少计算时间,以45 km/h作为评价一般

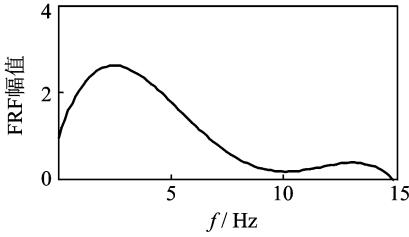


图6 前轴板簧频响函数

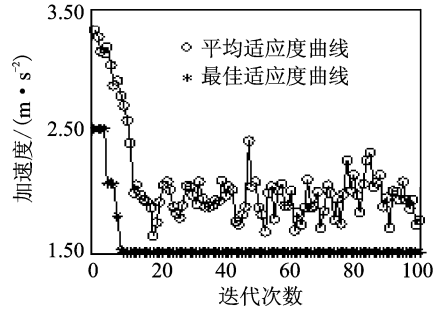


图9 遗传过程中适应度变化曲线

时速段的振动大小),尤其针对 65~80 km/h 时的横向晃动。

以各板簧刚度(改变车体约束)、车体前端刚度(外加的横梁位置和尺寸变量见图7)作为优化变量,目标函数以实际 45 km/h、65 km/h 路面激励为输入,以驾驶室副驾驶员位置作为输出,考虑响应的 y, z 方向,合计共4个目标响应量,其权重比例参考舒适性的轴加权系数^[10],为 $45x : 45y : 65x : 65y = 1 : 1 : 1 : 1$ ($45x, 45y$ 代表常用车速 45 km/h 权重, $65x, 65y$ 代表高速车速权重),转化为单目标进行计算。采用遗传算法调用有限元模型,Optistrut 同步瞬态分析优化求解器。遗传迭代中,适应度的计算以 45, 65 km/h 时驾驶室地板处的加速度均方根值和最小为评价标准。

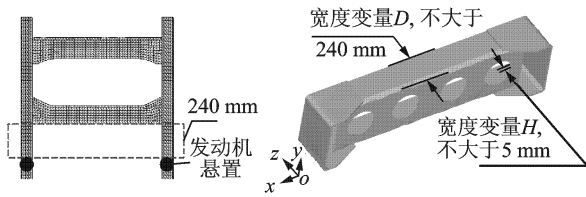


图7 车体前端改进位置与结构形式

优化流程见图8。事实上,适合优化的有限元系统模型可以不考虑货箱、驾驶室的具体模型,也不考虑驾驶室悬置的具体刚度,只以驾驶室在车体

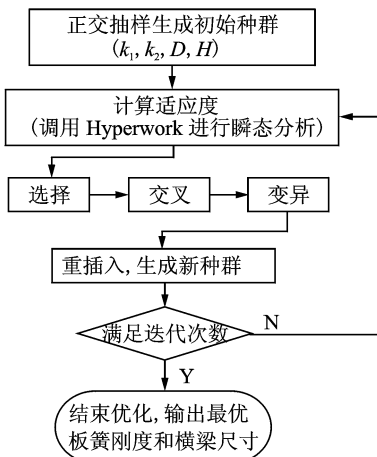


图8 优化流程图

的某位置作为响应输出点,其能量完全来源于车架,如果这点的振动能量减小,即代表车架传递的能量减小,相应的驾驶室的振动也会减小,即仿真结果不能与实际驾驶室地板测量值直接比较,只作为驾驶室振动量减小的一种趋势依据。车体前4个板簧,前轴和中轴各为一对板簧,刚度一致,后轴板簧由于传递效果可以接受,不做优化。板簧满足足够的承载要求下,刚度范围为 216.11 ~ 356.13 N/mm (216.11 N/mm 为板簧最小承载刚度, 356.25 N/mm 为原板簧刚度)。

如图9,仿真模型在迭代18步后,板簧最佳刚度为 261.2 N/mm,宽度 D 为 120 mm,厚度为 2 mm。优化前后仿真模型驾驶室位置的均方根值比较,由最初的 2.46 m/s^2 降到 1.72 m/s^2 ,取得较好的优化效果。

3.2 实车试验

对车轮进行动平衡以减小激励,对板簧和车架的传递系统特性进行优化后,实车在B级路面进行改进前后不同速度下的驾驶室地板处加速度功率谱密度比较。

图10说明,在不同车速下,总的低频效果都有良好的改善,65 km/h 高速时,相对于改进前,32 Hz 以后频率响应功率幅值有所增加,但超出人体敏感频率外,同时,表5中,总体能量加速均方根值减小,综合效果较好,满足舒适性要求。表5为实车测试时,驾驶室内的加速度值,比起之前从车架上直接取得响应值要小,这也符合一般振动传递规律,说明驾驶室和驾驶室悬置件也衰减了部分振动能量。

表5 改进前后的加速度均方根比较 m/s^2

车速/($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	45	50	55	60
改进前	1.16	1.37	1.54	1.70
改进后	0.75	1.05	1.15	1.21

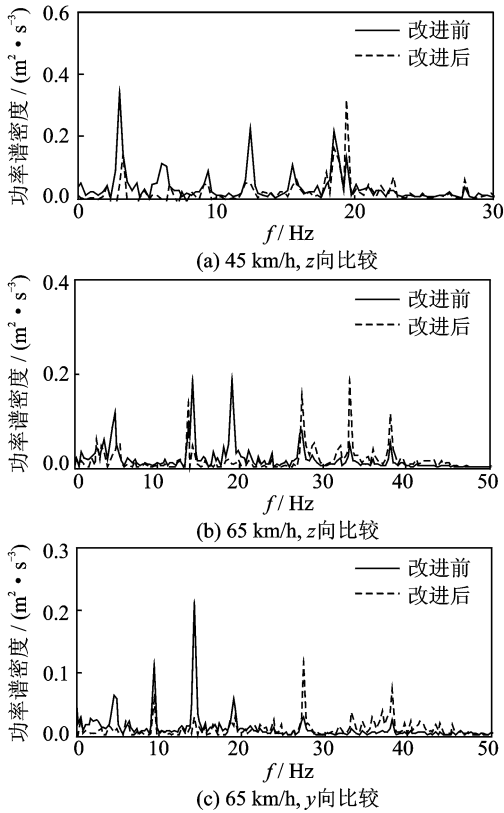


图10 改进前后驾驶室地板处自功率谱比较

4 结 论

通过对汽车子系统振动试验与仿真研究,可以得到以下结论:

(1)对零部件进行何种状态的模态分析取决于零部件所受约束。多零部件的系统模态研究方法更符合工程实际,能更有效地分析出汽车振动的原因。

(2)将影响振动的主要因素组成系统进行优化,仿真优化的结果与实际测量的趋势是一致的,不需要建立整车的响应模型。

(3)结合遗传优化算法,对多约束条件的振动响应效果进行优化,试验证明能取得较好的效果,节约多次经验性改进消耗的时间,提高效率。

参考文献:

- [1] 李顶根,何保华.某重型载重车辆振动分析和控制[J].振动、测试与诊断,2008,28(2):172-174.
- [2] 杨小卫,刘咏萱,周孔亢,等.车辆驾驶室顶板振动的影响分析[J].机械工程学报,2009,45(8):221-227.
- [3] Brincker R, Zhang L. Modal identification from ambient responses using frequency domain decomposition [C]// Proceeding of 18th International Modal Analysis Conference (IMAC). San Antonio: [s. n.], 2000: 26-32.
- [4] 李洁.基于遗传算法优化汽车传动系参数的研究[J].沈阳理工大学学报,2005,24(1):56-58.
- [5] 陈志勇,史文库,沈志宏,等.轻型客车车身车架整体结构有限元模态分析[J].振动与冲击,2010,29(10):244-247.
- [6] Anders F. Heavy vehicle ride and endurance-modeling and model validation [D]. Stockholm: Department of Vehicle Engineering, Royal Institute of Technology, 1999.
- [7] 罗升.运行汽车工作模态分析研究[D].重庆:重庆大学机械工程学院,2003.
- [8] 刘洋,段忠东,周道成.基于模态综合技术的结构有限元模型修正[J].振动、测试与诊断,2009,29(3):287-291.
- [9] 张亮亮,唐驾时,李立斌.虚拟激励算法下的汽车悬架振动分析[J].振动与冲击,2006,25(6):168-169.
- [10] 余志声.汽车理论[M].北京:机械工业出版社,2000.