

儿童安全座椅低频振动的仿真与优化设计

胡启国¹, 王宇谦²

(重庆交通大学 机械与车辆工程学院, 重庆 400074)

摘要: 为降低儿童安全座椅低频振动对儿童乘坐舒适性的影响, 建立六自由度汽车&安全座椅动力学模型。利用 Matlab/Simulink 模拟汽车在 B 级路面以 20m/s 速度行驶的工况, 分析车辆和座椅的振动情况。**建立优化目标泛函**, 为保证结果的客观性, 采用层次分析法 (AHP) 确定优化泛函的各项加权系数。采用拉丁超立方抽样做被动减振优化和 LQG 线性二次调节器做主动控制两种优化方法来实现对乘坐舒适性的优化。**对比仿真结果可以得出被动控制对低频处的共振峰值衰减没有效果而主动控制在 4HZ, 7HZ, 10HZ, 12HZ, 15HZ 处对比初始值产生的共振峰值有明显的衰减。两种实验得到的安全座椅垂直振动加速度均方根值表明, 被动减振优化值比初始值降低了 78.9%, 主动控制比初始值优化了 60.5%。**

关键词: LQR 拉丁超立方抽样 AHP 层次分析法 主动/被动减振 Matlab/Simulink 安全座椅
中图分类号: U461.4 TP273 O328

Simulation and optimization design of child safety seat at low frequency

HU Qiguo¹, WANG Yuqian²

(School of mechanical and Vehicular Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing, 400074)

Abstract: In order to reduce the influence of low frequency vibration on the riding comfortability of the vehicle safety seat, a dynamic model of vehicle&safety-seat with 6 degree of freedom was established. Car's driving condition on the B-grade road at 20m/s was simulated by Matlab/Simulink and the vibration condition of the car and the safety seat was analyzed. **The main optimization objective function was built.** To ensure the objectivity of the results, the analytic hierarchy process (AHP) was used to determine the weight coefficients of the optimization function. To get the better riding comfortability, the Latin hypercube sampling test was used to achieve the passive vibration reduction and the LQR control is used to achieve the active vibration reduction. **The simulation result indicates that the active vibration reduction way can reduce the origin vibration peak at 4HZ, 7HZ, 10HZ, 12HZ, 15HZ and the passive way can't. The simulation of vertical acceleration RMS of the safety seat shows that the optimal value reduction is 78.9% lower than the initial value and the active control is 60.5%.**¹

Key words: LQR, Latin hypercube sampling, AHP, Active/passive vibration reduction, Matlab/Simulink, safety seat

汽车儿童安全座椅能够有效的降低碰撞事故中儿童乘员的伤亡, 其安全性能已反复得到实验验证^[4]。安全座椅的乘坐舒适性日益得到重视。在 2003 年, 英国谢菲尔德大学的 J.Giacomin 和 S.Gallo 做过道路试验, 利用传感器测量用安全带固定在汽车座椅的振动情况^[1], 并与即时的参与实验的汽车座椅的振动情况做比较, 得出结论在低频段 (0-20HZ), 安全座椅会与汽车座椅发生共振现象。由 ISO2631, 人体在 2-12HZ 的工况下会出现乘坐的不适^[2], 如晕车, 脊椎受损, 心肺功能受损等问题, 因此需要对儿童

安全座椅在低频段的振动情况做优化设计。

为研究安全座椅和汽车座椅连接处的设计对安全座椅的乘坐舒适性的影响情况, 本文利用 Matlab/Simulink 建立仿真模型^[5]。选取汽车在普通城市道路行走的常用工况, 即以 20m/s 在 B 级路面行走的工况, 利用拉格朗日方程建立“车-座椅-安全座椅”动力学模型, 将安全座椅和汽车座椅的固定连接处简化为刚度和阻尼元件的组合, 讨论其振动情况, 并设计其刚度系数和阻尼系数的优化方法以改善儿童乘坐安全座椅的乘坐舒适性。

收稿日期:

基金项目: 重庆市基础科学与研究专项重点资助项目 (项目立项编号: cstc2015jcyjBX0133); 国家自然科学基金项目 (51375519)。

作者简介: 胡启国 (1968—), 男, 重庆人, 重庆交通大学教授, 博士后, 主要从事车辆系统动力学, 机械可靠性等方面的教学与研究。Email: swpihqg@126.com
通信联系人: 王宇谦 (1994—), 女, 硕士生, 从事汽车振动与噪声分析研究。E-mail: haqiankaka@163.com

1 路面激励

通常把路面相对于基准平面的高度沿道路走向长度 l 的变化 $q(l)$ 称为路面不平度函数。路面不平度函数可以用水准仪或路面计测量，测量获得大量的随机数据后用概率统计的方法在计算机上进行处理，得到路面不平度的功率谱密度 $G_q(n)$ 或方差 δ_q^2 等统计特性参数。车辆振动的输入路面不平度主要采用路面功率谱密度来描述其特性^[3]。1984 年国际标准化协会提出文件 ISO/TC108/SC2N67 “路面不平度表示方法草案”，建议路面不平度的功率谱密度拟合方法为：

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-\tau} \quad (1)$$

式中， n 为空间频率， m^{-1} ； n_0 为参考空间频率， $n_0 = 0.1 m^{-1}$ ； $G_q(n_0)$ 为参考空间频率下的路面功率谱密度值， m^{-3} ，也称路面不平度系数； τ 为频率指数，它决定路面功率谱密度的频率结构，一般取近似值 $\tau = 2$ 。

当车辆以 u 匀速行驶时，时域上的路面不平度功率谱密度为

$$G_q(\omega) = (2\pi)^2 G_q(n_0) n_0^2 \frac{u}{\omega^2 + \omega_0} \quad (2)$$

式中 ω 为固有圆频率， ω_0 为下截止角频率， $\omega_0 = 2\pi n_0 u$ ， $n_0 = 0.01 m^{-1}$ 。

采用滤波白噪声搭建路面不平度激励。假设 (2) 式是白噪声激励下一阶线性系统的响应，由随机振动理论：

$$G_q(\omega) = |H(\omega)|^2 \cdot S_\omega \quad (3)$$

式中 $H(\omega)$ 为频率响应函数， S_ω 为白噪声 $W(t)$ 的功率谱密度，通常 $S_\omega = 1$ ，所以

$$H(\omega) = \frac{2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} u}{\omega_0 + j\omega} \quad (4)$$

则汽车受到的路面激励微分方程可以表示为

$$\dot{q}(t) = -\omega_0 q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} u W(t) \quad (5)$$

以国家标准路面不平度功率谱为参照，B 级路面的路面不平度的几何平均值 $G_q(n_0) = 64 \times 10^{-6} m^3$ ，取汽车的平均速度 $u = 20 m/s$ ，搭建 simulink 仿真模型如图 1 所示。得到的 B 级路面不平度曲线如图 2 所示。

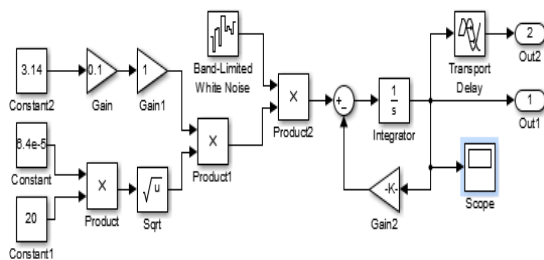


图 1 simulink 搭建路面激励模型

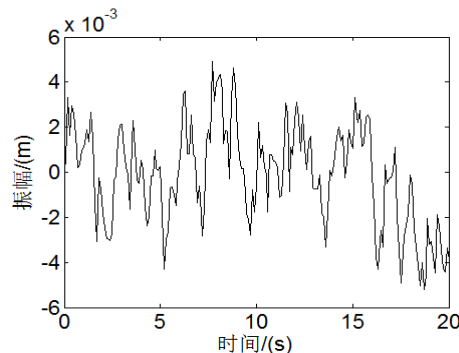


图 2 B 级路面不平度示意图

2 轮胎-车-座椅-安全座椅六自由度动力学建模

2.1 物理模型

考虑整车的垂直和俯仰运动，并认为车辆的左右两个车轮轨迹输入具有较高的相关性，为研究车辆座椅的乘坐舒适性，以及连接安全座椅后安全座椅的乘坐舒适性，将汽车&安全座椅简化为如图 3 所示的六自由度振动模型。

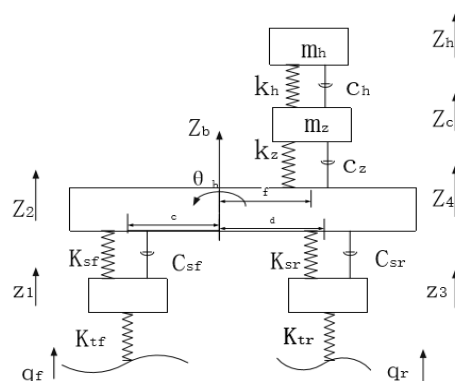


图 3 汽车&安全座椅六自由度动力学示意图

令振动过程中前后轮的垂直位移为 z_1, z_3 ；簧载质心的位移为 z_b ，令汽车前后轴到质心的距离分别为 c, d ，令汽车安全座椅到质心的距离为 f ；车身俯仰的转角为 θ_b ；则有几何关系 $z_b = f\theta_b$ ；令 z_2, z_4 为前

后轴对应的车身垂直位移, 则有几何关系 $z_2=c\theta_b$, $z_4=d\theta_b$ 。令汽车座椅的位移为 z_c ; 儿童安全座椅的位移为 z_h , 前后轮路面激励分别为 q_f, q_r 。

2.2 动力学推导

利用拉格朗日法, 从能量的观点建立系统的动能 T 、势能 U 和耗能 D 之间的标量关系^[5]。取系统中六个互为独立的变量为广义坐标, 则系统的广义坐标为:

$$X^T = [z_1 \quad z_3 \quad z_b \quad z_c \quad z_h \quad \theta_b]。$$

系统的动能方程为:

$$T = \frac{1}{2} m_{wf} \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_{wr} \dot{z}_3^2 + \frac{1}{2} m_b \dot{z}_b^2 + \frac{1}{2} m_z \dot{z}_c^2 + \frac{1}{2} m_h \dot{z}_h^2 + \frac{1}{2} I_b \dot{\theta}_b^2;$$

系统的势能方程为:

$$U = \frac{1}{2} k_{tf} (z_1 - q_f)^2 + \frac{1}{2} k_{tr} (z_3 - q_r)^2 + \frac{1}{2} k_{sf} (z_b - z_1 - z_2)^2 + \frac{1}{2} k_{sr} (z_b - z_4 + z_3)^2 + \frac{1}{2} k_z (z_c - z_b - z_d)^2 + \frac{1}{2} k_h (z_h - z_c)^2$$

系统的耗能方程为:

$$D = \frac{1}{2} C_{sf} (\dot{z}_b - \dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2} C_{sr} (\dot{z}_b - \dot{z}_4 + \dot{z}_3)^2 + \frac{1}{2} C_z (\dot{z}_c - \dot{z}_b - \dot{z}_d)^2 + \frac{1}{2} C_h (\dot{z}_h - \dot{z}_c)^2$$

其中 $Q = [q_f \quad q_r]^T$;

$$K_T = \begin{bmatrix} k_{tf} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{tr} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T;$$

根据牛顿第二定理, 将系统的运动微分方程写为:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = K_T Q_i \quad (6)$$

计算得 $M = \begin{bmatrix} m_{wf} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{wr} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_h & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_b \end{bmatrix};$

$$K = \begin{bmatrix} k_{tf} + k_{sf} & 0 & -k_{sf} & 0 & 0 & ck_{sf} \\ 0 & k_{tr} + k_{sr} & -k_{sr} & 0 & 0 & -dk_{sr} \\ -k_{sf} & -k_{sr} & k_{sf} + k_{sr} + k_z & k_z & 0 & -ck_{sf} + dk_{sr} + fk_z \\ 0 & 0 & k_z & k_z + k_h & -k_h & -fk_z \\ 0 & 0 & 0 & -k_h & k_h & 0 \\ ck_{sf} & -dk_{sr} & -ck_{sf} + dk_{sr} + fk_z & -fk_z & 0 & c^2k_{sf} + d^2k_{sr} + f^2k_z \end{bmatrix};$$

$$C = \begin{bmatrix} c_{sf} & 0 & -c_{sf} & 0 & 0 & cc_{sf} \\ 0 & c_{sr} & -c_{sr} & 0 & 0 & -dc_{sr} \\ -c_{sf} & -c_{sr} & c_{sf} + c_{sr} + c_z & -c_z & 0 & -cc_{sf} + dc_{sr} + fc_z \\ 0 & 0 & -c_z & c_z + c_h & -c_h & -fc_z \\ 0 & 0 & 0 & -c_h & c_h & 0 \\ cc_{sf} & -dc_{sr} & -cc_{sf} + dc_{sr} + fc_z & -fc_z & 0 & c^2c_{sf} + d^2c_{sr} + f^2c_z \end{bmatrix}。$$

3 数值仿真

将 B 级路面不平度所产生的冲击作为输入激励, 利用 Simulink 搭建的数值仿真的模型如图 4。汽车基本参数说明及取值情况见表 1。

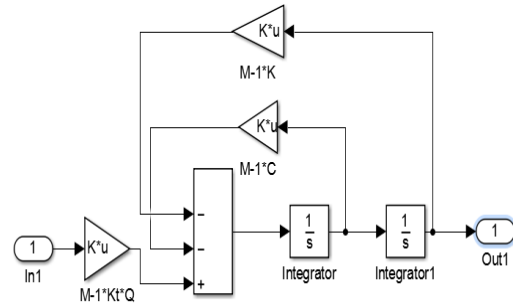


图 4 simulink 搭建动力学系统

表 1 汽车动力学各参数取值及说明

参数符号	参数说明	参数取值	参数符号	参数说明	参数取值
m_{wf}	前轮胎质量	40kg	k_z	座椅底座刚度	8KN/m
m_{wr}	后轮胎质量	45.5kg	c_{sf}	前轴阻尼	1.5KN·s/m
m_b	簧载质量	690kg	c_{sr}	后轴阻尼	1.5 KN·s/m
m_z	汽车座椅质量	70kg	c_z	座椅底座阻尼	0.15 KN·s/m
k_{tf}	前轮轮胎刚度	195KN/m	c	质心到前轴的距离	1.15m
k_{tr}	后轮轮胎刚度	195KN/m	d	质心到后轴的距离	1.35m
k_{sf}	前悬架弹簧刚度	24KN/m	f	质心到座椅的距离	0.55m
k_{sr}	后悬架弹簧刚度	24KN/m	k_h	儿童安全座椅刚度	4KN/m
I_p	车身转动惯量	1222Kg·m ²	c_h	儿童安全座椅阻尼	0.15 KN·s/m
m_h	儿童安全座椅质量	11.1kg			

将参数利用 MATLAB 和 Simulink 进行联合仿真，分别得到汽车座椅和儿童安全座椅的垂向振动加速度图和汽车座椅到安全座椅的频率传递图如 5 和图 6。

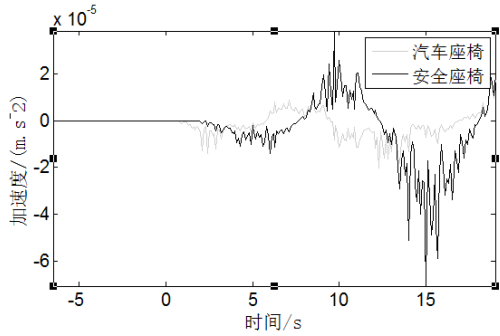


图 5 汽车座椅和儿童安全座椅垂向振动加速度图

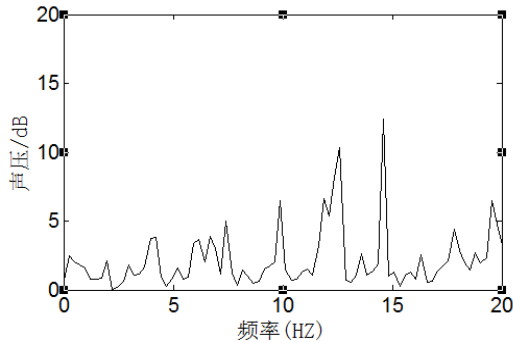


图 6 汽车座椅到安全座椅的振动传递的频率特性图

图 5 分别表示了汽车座椅和安全座椅在 B 级路面下以 20m/s 速度匀速行驶时的座椅垂直振动加速度随时间变化的曲线图。图 6 是汽车座椅到安全座椅的振动传递的频率特性图。由图 5 可知，振动由汽车座椅传递到安全座椅后振动现象会加剧；由图 6 可知，安全座椅和汽车座椅在某些频率上会出现共振的现象。为了尽可能减少共振现象，本文对安全座椅的连接处进行优化设计。

4 优化设计

4.1 优化目标泛函的确定

本文选取儿童安全座椅的乘坐舒适性为主要优化目标。根据乘坐舒适性的三个评价指标，即座椅垂直振动加速度、动位移、限位行程^[8]，三个指标尽可能小，建立优化的目标泛函为：

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \int_0^T (\rho_1(z_h - z_c)^2 + \rho_2(z_h - z_1)^2 + \rho_3(z_h - z_3)^2 + \rho_4 \dot{z}_h^2) dt = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \int_0^T (X^T Q X + u^T R u) dt \quad (7)$$

其中 ρ_1 为安全座椅到汽车座椅的动位移的加权系数， ρ_2 、 ρ_3 为安全座椅到前后轮胎动位移的加权系数， ρ_4 为安全座椅垂直振动加速度的加权系数。

4.2 指标加权系数的确定

为避免指标权重选择的盲目性和结论的客观性，采用层次分析法（AHP）来确定优化泛函中的各指标的加权系数^[7]。指标量纲上的差异，确定同尺度量化系数，然后运用 AHP 法对各指标进行主观赋权，确定主观加权系数，最后结合同尺度量化系数和主观加权系数，获得最终权系数^[8]。

1) 同尺度量化系数的确定

针对常见工况下的仿真计算，得到各指标的均方根值 $\sigma_{z_h - z_c}$ 、 $\sigma_{z_h - z_1}$ 、 $\sigma_{z_h - z_3}$ 、 $\sigma_{\dot{z}_h}$ ，默认情况下令 \dot{z}_h^2 的同尺度量化系数为 1，按式（8）确定 $(z_h - z_c)^2$ 、 $(z_h - z_1)^2$ 、 $(z_h - z_3)^2$ 的同尺度量化系数 β_1 、 β_2 、 β_3 。

$$\begin{aligned} \sigma_{z_h - z_c}^2 \times \beta_1 &= \sigma_{z_h - z_1}^2 \times \beta_2 \\ &= \sigma_{z_h - z_3}^2 \times \beta_3 = \sigma_{\dot{z}_h}^2 \end{aligned} \quad (8)$$

2) 主观加权比例系数的确定

利用 AHP 法确定各指标的主观加权系数。

Step1:构造判断矩阵 H 。由于本文着重考量儿童安全座椅垂直加速度导致儿童乘坐的舒适性问题,适当提高垂直加速度的比重,降低轮胎动位移权重,根据 (z_h-z_c) 、 (z_h-z_1) 、 (z_h-z_3) 、 (\ddot{z}_h) 的相对重要性构造判断矩阵为:

$$H=(h_{ij})_{n \times n} = \begin{bmatrix} 1 & 3 & 3 & 1/7 \\ 1/3 & 1 & 1 & 1/9 \\ 1/3 & 1 & 1 & 1/9 \\ 7 & 9 & 9 & 1 \end{bmatrix};$$

Step2:计算判断矩阵 H 每行元素的乘向量

$$\begin{cases} M = [M_1 M_2 \cdots M_n]^T \\ M_i = \prod_{j=1}^n h_{ij} \end{cases}, (i = 1, 2, \dots, n)$$

Step 3:计算乘向量 M 的 n 次方根向量 W

$$\begin{cases} W = [W_1, W_2, \dots, W_n]^T \\ W_i = \sqrt[n]{M_i} \end{cases}, (i = 1, 2, \dots, n)$$

Step 4:计算方根向量 W 的正则向量 E

$$E = \lambda_{max} = \sum_{i=1}^n \frac{(H \cdot E)_i}{E_i}, (i = 1, 2, \dots, n) \quad (9)$$

则 E 为各评价指标所对应的主观加权系数。

Step 5:计算判断矩阵的最大特征值。

$$\lambda_{max} = \sum_{i=1}^n \frac{(H \cdot E)_i}{E_i}, (i = 1, 2, \dots, n) \quad (10)$$

计算得 $\lambda_{max} = 4.091$ 。

Step 6:检查判断矩阵的一致性,计算随机一次性比率 CR 。

$CR = \frac{\lambda_{max} - n}{R_I(n-1)} = 0.03 < 0.1$, 通过一次性检验。

对于本文采用 AHP 法得到 E , 默认情况下令 \ddot{z}_h^2 的主观加权系数为 1, 由式 (11) 确定 $(z_h-z_c)^2$ 、 $(z_h-z_1)^2$ 、 $(z_h-z_3)^2$ 的主观加权系数 $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ 。

$$\frac{E_1}{\gamma_1} = \frac{E_2}{\gamma_2} = \frac{E_3}{\gamma_3} = E_4 \quad (11)$$

3)最终加权系数

综合同尺度量化系数与主观加权系数,得到 $(z_h-z_c)^2$ 、 $(z_h-z_1)^2$ 、 $(z_h-z_3)^2$ 与 \ddot{z}_h^2 的最终加权系数为:

$$\rho_1 = \beta_1 \gamma_1 = 0.078;$$

$$\rho_2 = \beta_2 \gamma_2 = 0.31 \times 10^{-4};$$

$$\rho_3 = \beta_3 \gamma_3 = 0.31 \times 10^{-4}; \rho_4 = 1.$$

4.3 优化设计及结论分析

4.3.1 利用拉丁超立方试验设计被动减振

拉丁超立方设计 (Latin hypercube

sampling design) 是一种被动减振的设计方案, 它由 M.D.McKay, R.J.Beckman 和 W.J.Conover 首先提出, 是目前最有效的试验设计方法之一。拉丁超立方抽样设计的原理是在 n 维设计空间中, 将每一维坐标区间均匀的划分为 m 个区间。在保证任一因子的每个水平只被研究一次的前提下, 随机算去 m 个点, 从而得到样本点个数为 m 的设计矩阵^[6]。

本文将安全座椅的刚度及阻尼元件的值设计为输入参数, 并选取样本点个数为 50 对其进行拉丁超立方抽样。将优化目标函数 J 的值和安全座椅垂直振动加速度的均方根值作为试验设计的响应。得到的抽样结果图如 7 和图 8。

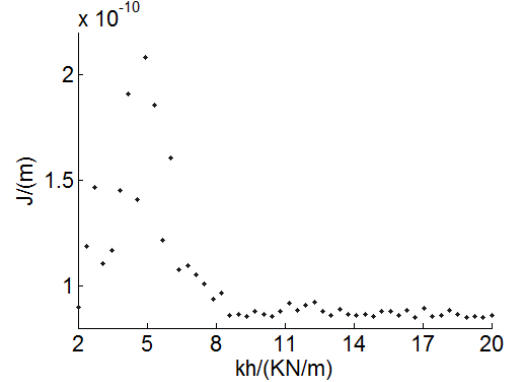


图7 目标函数与安全座椅刚度的取值关系图

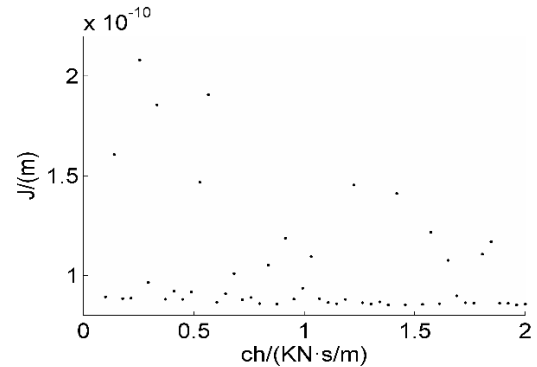


图8 目标函数与安全座椅阻尼的取值关系

得到最优解情况见表 2。

表2 最优值与初始值的情况

	kh/(KN/m)	ch/(KN · s/m)	J/(m)
初始值	4	0.15	2.27×10^{-10}
最优值	1.496	18.9	8.51×10^{-11}

4.3.2 利用 LRQ 控制设计主动减振

借鉴主动悬架的设计方式设计一种主动减振的方法, 在安全座椅与汽车座椅的连

接处加作动器进行主动控制，利用 Simulink 仿真模拟其优化效果。其动力学示意图如图 9。

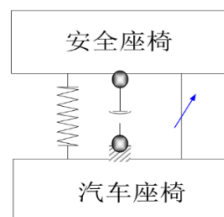


图 9 加作动器后的连接动力学简化示意图

LQR 控制是一种常见且适用性强的用于主动/半主动悬架的控制方法，MATLAB 控制系统工具箱提供了一些 LQ (linear quadratic) 线性二次型设计工具，可以很方便的完成线性二次最优控制器的设计^[9]。根据具有二次型性能指标的线性系统最优控制理论可得悬架系统的最优控制规律为：

$$u_{opt} = -LX = -R^{-1}(B^T P + N^T)X \quad (12)$$

式中 u_{opt} 为最优作动力， K 为反馈增益矩阵^[10]。矩阵 P 可通过 Riccati 方程进行求解。

$$PA + A^T P - (PB + N)R^{-1}(B^T P + N^T) + Q = 0 \quad (13)$$

为快速求得式中的反馈增益矩阵 L ，可以运用 MATLAB 提供的 LQR 函数，基本格式为：

$$(L, S) = \text{lqr}(A, B, Q, R) \quad (14)$$

式中 S 为 Riccati 方程的解。

4.3.3 结论展示及分析

利用 Simulink 状态空间模块进行仿真，并对比初始值、拉丁超立方抽样最优值以及 LQR 主动优化的结果，得到汽车座椅到安全座椅的传递函数的幅频特性图如图 10。得到的三种工况下的安全座椅垂直振动加速度图如图 11。

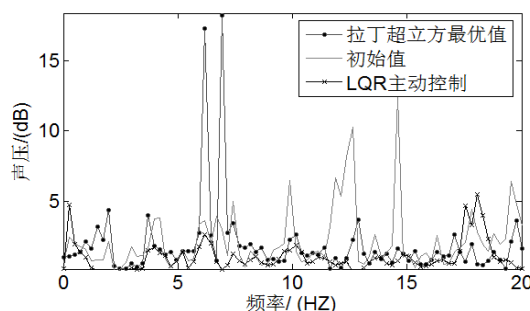


图 10 三种工况汽车座椅到安全座椅传递函数的频率特性图

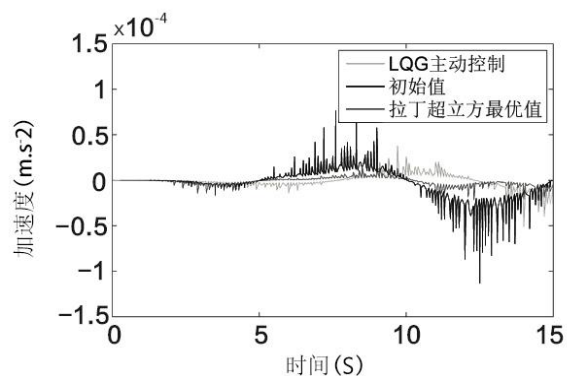


图 11 三种工况安全座椅垂向振动加速度对比图

对比可以看出，拉丁超立方抽样求解的最优值对比初始值的工况在 13HZ, 15HZ 处有衰减共振峰值的效果，但在人体敏感区域 2-12HZ 处的衰减并不好，甚至共振情况更为严重。利用作动器进行主动控制，在较低的频率处 (2-12HZ) 对共振现象的衰减表现更好，具体表现为在 4HZ, 7HZ, 10HZ, 12HZ, 15HZ 处初始设计产生的共振峰值都有明显的衰减。

对三种工况下的安全座椅垂直振动加速度计算其均方根值来做量化分析，可以得出，利用拉丁超立方抽样设计最优值的安全座椅的垂直振动加速度比初始值优化了 78.9%；利用 LQR 主动控制安全座椅的垂直加速度比初始值优化了 60.5%。

5 结论

针对儿童安全座椅的乘坐舒适性问题进行优化设计，利用 AHP 层次分析法设计优化目标的加权系数。设计被动减振和主动减振两种方法，利用拉丁超立方抽样试验找出安全座椅刚度系数和阻尼系数的最优解；借鉴主动悬架常用的 LQR 控制器，在安全座椅与汽车座椅的固定连接处加上作动器进行主动控制。对比这两种优化方案的仿真结果，得到的结论如下：

1) 安全座椅放置于汽车座椅上，在普通城市道路 (B 级路面) 以 20m/s 速度行走时，二者会在人体敏感频率范围内出现共振情况，安全座椅的垂向振动现象会加剧，影响乘员的乘坐舒适性。

2) 利用拉丁超立方抽样试验的被动减振的设计方法对此处安全座椅的减振设计效果不好，具体表现为虽然最优值可以使得

汽车行走时安全座椅的垂向振动加速度比初始值优化 78.5%，但在人体敏感频率范围（2-12HZ）出现的共振峰值没有得到衰减。

3) 利用作动器对安全座椅连接汽车座椅处设计 LQR 主动减振方法，在低频范围出现的共振峰值有明显的衰减，且安全座椅的垂向振动加速度比初始值优化 60.5%。综合考虑其频域和时域的表现，可得此主动减振方案有效。

参考文献：

- [1] J.Giacomin;S.Gallo. In-vehicle vibration study of child safety seats [J] **Ergonomics**, 2003,46(15): 1500-1512.
- [2] International Standards Organisation. Guide for the evaluation of human exposure to whole body vibration.[S] ISO2631,1974.
- [3] 段虎明, 石峰, 谢飞. 路面不平度研究综述[J]**振动与冲击**, 2009, 28(9): 95-101
DUAN Huming,SHI Feng,XIE Fei. Review of research on road roughness[J]*Journal of Vibration and shock* ,2009,28(9):95-101.
- [4] 朱文婷. 座椅动态调节装置的智能控制系统研究[D]江苏大学,2011,6
ZHU Wenting.Study on the intelligent control system of the seat dynamic adjustment device[D]Jiangsu University,2011,6.
- [5] 胡启国, 钱凯, 李力克. 非平稳路面激励下车辆振动动力学建模与仿真[J]**郑州大学学报: 工学版**, 2012, 33(6): 49-53.
HU Qiguo,QIAN Kai, LI Like.Modeling and Simulation of vehicle vibration dynamics under non-stationary road excitation[J] *Journal of Zhengzhou University, Engineering Edition*, 2012,33(6):49-53.
- [6] Zhao M, Cui W. Application of the optimal Latin hypercube design and radial basis function network to collaborative optimization[J]. **Journal of Marine Science and Application**, 2007, 6(3): 24-32.
- [7] 陈士安, 邱峰, 何仁. 一种确定车辆悬架 LQG 控制加权系数的方法 [J] **振动与冲击**, 2008, 27(2) :64-68.
CHEN Shi'an,QIU Feng, HE Ren. A method to determine the weight coefficient of LQG control for vehicle suspension[J]*Journal of Vibration and shock*.2008,27(2)64-68.
- [8] 郑帅, 朱龙英, 张军. 基于改进 AHP 的汽车主动悬架 LQG 控制研究[J]. **中国农机化学报**, 2015, 36(2):189-193.
ZHENG Shuai,ZHU Longying, ZHANG Jun. Research on LQG control of Automobile Active Suspension Based on improved AHP[J] *Journal of Chinese Agricultural Mechanization*, 2015, 36(2):189-193.
- [9] Panos Brezas,Malcolm C. Smith. Linear Quadratic Optimal and Risk-Sensitive Control for Vehicle Active Suspensions[J] **IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY**, 2014,3(22):543-556.
- [10] Stefanus Ranga Kristiadi ,Unggul Wasiwitonono. Effect of feedback measurement on LQG control

for Low Bandwidth Active Suspension system[C]. *Advanced Mechatronics, Intelligent Manufacture and Industrial Automation (ICAMIMIA) 2015 International Conference on* ,2016,6(11) :42-45.