

车辆悬架和座椅悬架的鲁棒 H_∞ 集成控制策略

张丽萍, 郭立新

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 在建立“车-椅-人”车辆集成控制模型的基础上, 提出一种基于线性矩阵不等式(LMI)优化技术的主动座椅悬架和车辆主动悬架的鲁棒 H_∞ 集成控制策略. 以人体垂直加速度响应功率谱密度为控制输出目标, 以满足车辆悬架动行程范围、车轮动静态载荷比响应和所需的集成控制力要求为约束条件, 设计出了座椅悬架和车辆悬架集成状态反馈控制器. 通过仿真软件 MATLAB 进行了集成控制系统的仿真分析与比较, 证明了该方法的可行性和有效性, 为车辆主动悬架系统的研究提供了理论依据.

关 键 词: 集成控制; 主动座椅悬架; 鲁棒 H_∞ 控制; 车辆主动悬架; 线性矩阵不等式; 车辆

中图分类号: U 461.4

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2015)12-1771-05

Robust H_∞ Integrated Control Strategy of Vehicle and Seat Suspensions

ZHANG Li-ping, GUO Li-xin

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.
Corresponding author: GUO Li-xin, E-mail: guolx@mail.neu.edu.cn)

Abstract: Based on the integrated models of ‘vehicle-seat-people’, an integrated vehicle seat and suspension robust H_∞ integrated control strategy was proposed by using linear matrix inequalities (LMI) technique. An H_∞ state feedback controller of integrated vehicle seat and suspension was designed, with the PSD of vertical body acceleration chosen as the controlled outputs and the limits of dynamic suspension deflection, relative dynamic tire load, and integrated control force chosen as the constrained outputs. The MATLAB simulation was employed in the paper, and the simulation results confirm the feasibility and effectiveness. The analysis results provide a fundamental basis for the study of active control suspension system.

Key words: integrated control; active seat suspension; robust H_∞ control; active vehicle suspension; linear matrix inequalities; vehicle

车辆悬架和座椅悬架是保证车辆行驶平顺性和稳定性, 以及影响汽车安全性和舒适性的关键部件^[1], 因此设计优良的汽车座椅悬架系统和车辆悬架系统, 已经成为现在车辆设计者关注的问题.

主动座椅悬架由于具有反馈控制环节, 在路面随机激励下, 能实时地根据座椅上的传感器检测到车身垂直方向上的加速度信号, 可以主动地调整和产生由于路面激励所需的控制力, 使座椅悬架上板的运动达到瞬时动态平衡, 在理论上可

以达到车辆驾驶员感觉不振动的状态. 因此, 主动座椅悬架的开发已经成为世界各国车辆生产企业重要的研究目标之一.

不同于主动座椅悬架系统的研究, 车辆悬架系统的研究已经发展了很长时间^[2]. 性能良好的车辆主动悬架能保证车辆良好的平顺性和稳定性, 同时还能保证主动悬架的动行程在允许的范围内运动, 并保证在悬挂质量的变化、加速、制动等工况下对车辆姿态合理调整.

从目前研究现状来看, 不论是对主动座椅悬

收稿日期: 2015-04-08

基金项目: 辽宁省博士启动基金资助项目(20141130).

作者简介: 张丽萍(1975-), 女, 辽宁沈阳人, 东北大学博士研究生, 辽宁工业大学讲师; 郭立新(1968-), 男, 辽宁沈阳人, 东北大学教授, 博士生导师.

架的研究,还是对车辆主动悬架的研究都是采用独立的模型来进行研究的^[3-9],由此提出一种全新的控制策略:车辆的主动悬架和主动座椅悬架的集成闭环控制,即在建立集成控制模型的基础上,设计出一个集成闭环控制器,在车辆受路面随机激励时,该控制器能实时地根据传感器检测到速度信号,既能主动地调整座椅悬架所需的控制力,也能同时调整车辆悬架所需要的控制力。

1 车辆悬架与座椅悬架集成控制模型的建立

四分之一车辆“车-椅-人”集成控制模型具有能很好地反映车辆实际行驶基本特性的特点,如图 1 所示。其中: m_s 代表簧上质量,也就是车辆底盘质量; m_u 代表非簧上质量,也就是车轮质量; m_f 为座椅质量; m_b 为人体质量; k_c, k_{ss}, k_s 和 k_u 分别代表汽车坐垫刚度、座椅悬架刚度、车辆悬架刚度和轮胎刚度; c_c, c_{ss} 和 c_s 分别代表汽车坐垫阻尼、座椅悬架阻尼和车辆悬架阻尼; z_r 代表车辆行驶时路面垂直输入,也就是路面激励; z_u, z_s, z_f 和 z_b 分别代表车辆行驶时的轮胎、车辆底盘、座椅和人体垂直方向上的位移; f_a 和 f_{aa} 分别代表座椅悬架控制力输入和车辆悬架控制力输入。

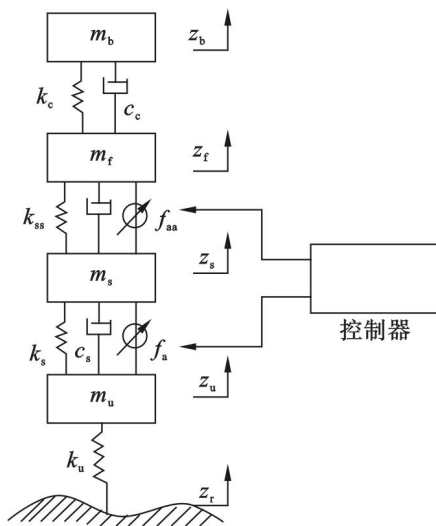


图 1 四分之一车辆座椅和悬架集成模型
Fig. 1 Integrated seat and suspension model of a quarter-car

建立如图 1 所示的车辆振动的数学模型,得

$$m_u \ddot{z}_u = -k_u(z_u - z_r) + k_s(z_s - z_u) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + f_a, \quad (1)$$

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_{ss}(z_f - z_s) + c_{ss}(\dot{z}_f - \dot{z}_s) - f_a + f_{aa}, \quad (2)$$

$$m_f \ddot{z}_f = -k_{ss}(z_f - z_s) - c_{ss}(\dot{z}_f - \dot{z}_s) + k_c(z_b - z_f) + c_c(\dot{z}_b - \dot{z}_f) - f_{aa}, \quad (3)$$

$$m_b \ddot{z}_b = -k_c(z_b - z_f) - c_c(\dot{z}_b - \dot{z}_f). \quad (4)$$

当汽车在平稳行驶过程中,路面不平度的时间历程可以考虑用平稳随机过程来处理^[9],随机路面的不平度可以由路面激励的垂直速度来描述,路面的功率谱密度拟合表达式被描述为

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w}. \quad (5)$$

式中: n_0 表示参考空间频率, $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$; n 为路面空间频率,表示波长 λ 的倒数,单位为 m^{-1} ; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数,单位为 m^2/m^{-1} ; w 表示频率指数,一般取 2,它决定了路面谱的频率结构。

路面不平度的垂直速度的功率谱密度可以描述成

$$G_{z_r} = 4\pi^2 G_q(n_0) v. \quad (6)$$

式中 v 为车辆前进的速度。于是路面 z_r 可以描述成^[8]

$$z_r = 2\pi \sqrt{G_q(n_0) v} W(t). \quad (7)$$

式中 $W(t)$ 为均值为零、强度为 1 (单位 RMS 值) 的高斯分布白噪声。

设如图 1 所示系统的状态变量为 $x_1 = z_u - z_r, x_2 = \dot{z}_u, x_3 = z_s - z_u, x_4 = \dot{z}_s, x_5 = z_f - z_s, x_6 = \dot{z}_f, x_7 = z_b - z_f$ 和 $x_8 = \dot{z}_b$ 。把状态变量代入到式(1)~(4)中,再结合路面输入方程可以得到则此系统的状态方程的矩阵表示为

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_w w(t) + \mathbf{B}_u \mathbf{u}(t). \quad (8)$$

式中: $\mathbf{u}(t) = \begin{bmatrix} f_a \\ f_{aa} \end{bmatrix}$ 为控制输入;

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_u}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} & \frac{k_u}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c_s}{m_s} & -\frac{k_s}{m_s} & \frac{c_s + c_{ss}}{m_s} & \frac{k_{ss}}{m_s} & \frac{c_{ss}}{m_s} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{c_{ss}}{m_f} & -\frac{k_{ss}}{m_f} & -\frac{c_{ss} + c_s}{m_f} & 0 & \frac{c_s}{m_f} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{c_c}{m_b} & -\frac{k_c}{m_b} & -\frac{c_{cc}}{m_b} \end{bmatrix};$$

$\mathbf{B}_w = 1; w(t) = -\dot{z}_r$ 为路面垂直扰动激励;

$$\mathbf{B}_u = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_u} & 0 & -\frac{1}{m_s} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_s} & 0 & -\frac{1}{m_f} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T.$$

2 车辆主动悬架和座椅主动悬架的集成控制器的设计

在设计集成控制器时,首先要考虑车辆平顺性的要求,而人体的垂直方向上加速度的响应即为评价其性能的主要指标. 其次还要满足时域系统的硬约束的要求,即轮胎的静载荷要大于轮胎的动载荷, $k_u(z_u - z_r) < (m_s + m_u + m_f + m_b)g$, g 为重力加速度. 又要考虑悬架动行程的限制,以免撞击限位块,影响车辆行驶的平顺性,即 $|z_s - z_u| \leq S_{\max 1}$ 和 $|z_f - z_s| \leq S_{\max 2}$, 其中 $S_{\max 1}, S_{\max 2}$ 分别为座椅悬架和车辆悬架的最大限位输出. 最后还要考虑控制力的输出饱和度,即 $|f_a| \leq F_{\max 1}$ 和 $|f_{aa}| \leq F_{\max 2}$, 其中 $F_{\max 1}, F_{\max 2}$ 是座椅悬架和车辆悬架的最大输出力. 综上所述,可以设

$$z_1 = \ddot{z}_b,$$

$$z_2 = \left[\frac{z_s - z_u}{S_{\max 1}} \frac{z_f - z_s}{S_{\max 2}} \frac{k_u(z_u - z_r)}{(m_s + m_u + m_f + m_b)g} \frac{f_a}{F_{\max 1}} \frac{f_{aa}}{F_{\max 2}} \right]^T.$$

则集成悬架系统的设计目标是寻找一个比较合适的集成控制器 $u(t)$, 使车辆在垂直方向的振动系统闭环稳定, 在满足各种约束条件 (z_2 的输出值的绝对值小于 1) 的同时, 使性能指标 z_1 达到最小.

该系统可以用如下状态方程描述:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + B_w w(t) + B_u u(t), \quad (9a)$$

$$z_1(t) = C_1 x(t) + D_{1w} w(t) + D_{1u} u(t), \quad (9b)$$

$$z_2(t) = C_2 x(t) + D_{2u} u(t). \quad (9c)$$

其中: $z_1(t)$ 为系统的输出控制; $z_2(t)$ 为系统的约束输出. $|z_{2i}(t)| \leq z_{2, \max}, i = 1, 2$;

$$C_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{c_c}{m_b} & -\frac{k_c}{m_b} & -\frac{c_{cc}}{m_b} \end{bmatrix};$$

$$D_{1w} = 0; D_{1u} = \frac{1}{m_s}; C_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_u}{(m_s + m_u)} & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$D_{2u} = [0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0]^T.$$

系统的设计目标即是设计一个控制器,使得式(9)系统内部稳定,并且在满足全部约束条件 (z_2 的输出值的绝对值小于 1) 的同时,使从外部扰动 $w(t)$ 到 z_1 的传递函数 $G(z)$ 满足 $\|G(z)\|_\infty < \gamma$, γ 为给定的最小正数. 设系统的状态反馈增益为 K , 则 $u = Kx$ 代入式(9)可得

$$\dot{x}(t) = A_{cl}x(t) + B_{cl}w(t),$$

$$z_1(t) = C_{cl1}x(t) + D_{cl1}w(t),$$

$$z_2(t) = C_{cl2}x(t) + D_{cl2}w(t).$$

其中: $A_{cl} = A + BK$; $B_{cl} = B_w$; $C_{cl1} = C_1 + D_{1u}K$; $D_{cl1} = D_{1w}$; $C_{cl2} = C_2 + D_{2u}K$; $D_{cl2} = D_{2u}$. 根据下面定理可以求出反馈增益为 K .

定理 对于给定的标量 $\alpha > 0$, 在 LMI 框架下, $\min_{\gamma^2, Q, Y} \gamma^2$ 若存在对称的矩阵 $Q = Q^T > 0$ 使得下列不等式成立:

$$\begin{bmatrix} AQ + QA^T + B_u Y + Y^T B_u^T & B_w & (C_1 Q + D_{1u} Y)^T \\ B_w^T & -\gamma^2 I & D_{1w}^T \\ C_1 Q + D_{1u} Y & D_{1w} & -I \end{bmatrix} < 0, \quad (10)$$

$$\begin{bmatrix} z_{2i, \max}^2 / \alpha & C_{2i} Q + D_{2u, i} Y \\ (C_{2i} Q + D_{2u, i} Y)^T & Q \end{bmatrix} \geq 0. \quad (11)$$

并有最优解 γ^*, Y^*, Q^* , 则控制器状态反馈解可以由 $K = Y^* Q^{*-1}$ 得到, 并且保证系统为闭环系统.

3 计算机仿真实例

采用如图 1 所示四分之一车辆集成控制模型, 仿真所需的悬架集成模型的参数如表 1 所示, 在满足约束条件的鲁棒 H_∞ 的集成控制策略下, 需要寻找集成控制器的设计参数 α , 可以根据文

表 1 悬架集成模型的参数
Table 1 Parameter values of the proposed suspension model

参数(符号)	值
车身质量(m_s)	290 kg
人体质量(m_b)	55 kg
车轮质量(m_u)	59 kg
座椅质量(m_f)	15 kg
车辆悬架阻尼(c_s)	1 000 N/m/s
座椅悬架阻尼(c_{ss})	830 N/m/s
坐垫阻尼(c_c)	200 N/m/s
轮胎刚度(k_u)	190 000 N/m
车辆悬架刚度(k_s)	16 812 N/m
座椅悬架刚度(k_{ss})	31 000 N/m
坐垫刚度(k_c)	18 000 N/m
座椅最大作动力($F_{\max 1}$)	1 000 N
车辆最大作动力($F_{\max 2}$)	1 500 N
座椅最大动行程($S_{\max 1}$)	0.06 m
车辆最大动行程($S_{\max 2}$)	0.08 m

献[3]所描述的参数选取原则,取 $\alpha = 0.05$,在路面不平度系数 $S_q(n_0) = 128 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ (C级)路面上,当车辆行驶速度 $v = 20 \text{ m/s}$ 时,根据式(1)~

$$K = 10^5 \times \begin{bmatrix} 0.0109 & -0.0078 & 6.8659 & -0.0249 & 0.0198 & 0.0348 & -0.0280 & 0.0248 \\ 0.0041 & -0.0096 & 6.7649 & -0.0015 & 0.1983 & 0.0945 & -0.0162 & -0.0085 \end{bmatrix}.$$

图2给出了四分之一车辆分别采用集成控制方法、单独的车辆悬架和座椅悬架控制和被动悬架控制人体垂直加速度的响应曲线,为了清晰可见,本文仅显示1s历程.图2表明集成控制方法比单独车辆悬架控制、单独座椅悬架控制和被动悬架的人体垂直加速度响应的振动峰值有了明显的改善.

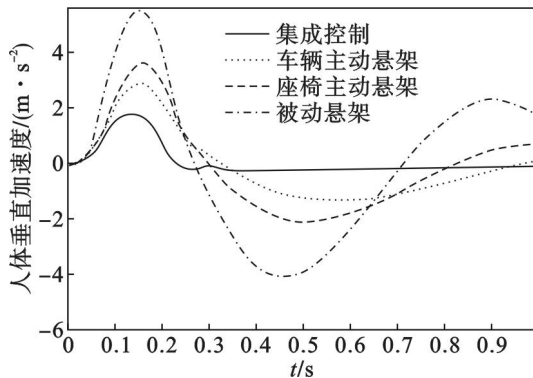


图2 不同控制方法人体垂直加速度比较
Fig. 2 Driver body acceleration for different control systems

图3是在相同工况下的车辆悬架的动挠度图,从图中可以看出集成控制算法的车辆悬架动挠度的振动峰值比单独座椅悬架控制算法和被动悬架有了明显的滞后,和单独车辆主动悬架控制的车辆悬架动挠度相差不多.

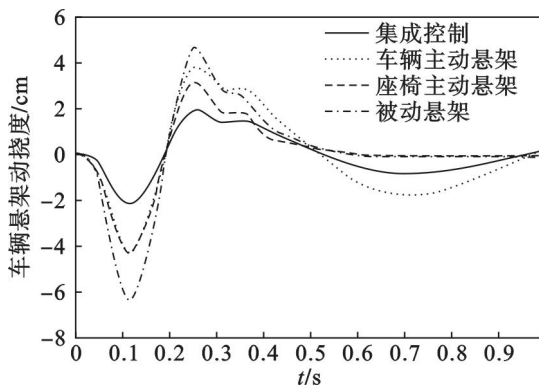


图3 不同控制方法车辆悬架动挠度比较
Fig. 3 Car suspension stroke for different control systems

图4是在相同工况下的车身垂直位移的比较图,从图中可以看出集成控制算法下的车身垂直

(4)解决式(9)LMI 优化问题,求解约束状态反馈控制器.

所得的状态反馈增益为

位移明显比被动悬架和单独座椅悬架控制的小了很多,并且和单独车辆主动悬架控制的车身位移相差不多.

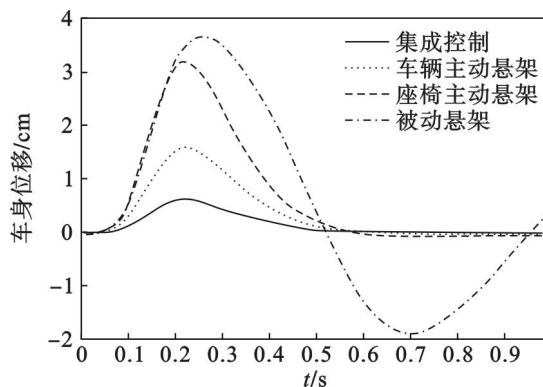


图4 不同控制方法车身位移比较
Fig. 4 Car body stroke for different control systems

4 结 语

通过建立车辆悬架和座椅悬架的集成控制模型,除了能降低车辆经济成本外,从本文的分析得出结论:一方面对于座椅主动悬架研究而言,由于路面扰动信号到达车厢底部时必然经过车辆悬架在幅度和频率分量上的过滤,其输入值也会有相应的改变,这样比以往利用路面扰动信号直接作用到车厢底板上,在分析车辆座椅悬架控制器输出饱和度和悬架的动行程约束上更加精确;另一方面对于车辆主动悬架研究而言,直接应用人体垂直加速度响应来评价车辆的平顺性,比以往研究中应用簧载质量的垂直加速度的响应评价车辆的平顺性更加精确和符合客观事实.

参考文献:

- [1] 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
(Yu Zhi-sheng. Car theory[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2009.)
- [2] Hrovat D. Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications[J]. *Automatica*, 1997, 33(10): 1781-1817.
- [3] Chen H, Guo K H. Constrained H_∞ control of active suspensions: an LMI approach [J]. *IEEE Transactions on Control System Technology*, 2005, 13(3): 412-421.

- [4] Du H P, Zhang N. H_∞ control of active vehicle suspensions with actuator time delay [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 301 (1) : 236 – 252.
- [5] Wan Y, Schimmels J M. Improved vibration isolating seat suspension designs based on position-dependent nonlinear stiffness and damping characteristics [J]. *Journal of Dynamic System, Measurement, and Control*, 2003, 125 (3) : 330 – 338.
- [6] Sun W C, Zhao Y, Li J F, et al. Active suspension control with frequency band constraints and actuator input delay [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2012, 59 (1) : 530 – 537.
- [7] Guo L X, Zhang L P. Robust H_∞ control of active vehicle suspension under non-stationary running [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331 (16) : 5824 – 5837.
- [8] 张立军, 张天侠. 车辆非平稳行驶状态下的半主动悬架控制 [J]. 振动与冲击, 2010, 29 (6) : 189 – 193.
(Zhang Li-jun, Zhang Tian-xia. Semi-active control of vehicle suspension under non-stationary running condition [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2010, 29 (6) : 189 – 193.)
- [9] Hostens I, Deprez K, Ramon H. Robust H_∞ control of active vehicle suspension under non-stationary running [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 276 (1/2) : 141 – 156.