

基于滚动优化的 H_∞ /广义 H_2 主动悬架控制

于树友, 陈虹

(吉林大学 通信工程学院, 长春 130022)

摘要: 针对具有输出约束的线性系统提出了一种基于滚动优化的 H_∞ /广义 H_2 控制策略。该方法能够有效地协调约束条件与提高性能的关系。对四自由度(4DOF)二分之一车主动悬架系统的仿真表明: 滚动优化的 H_∞ /广义 H_2 主动悬架在满足约束的条件下改善了乘坐舒适性, 提高了操纵稳定性。

关键词: 自动控制技术; 时域约束; H_∞ /广义 H_2 ; 滚动优化; 主动悬架

中图分类号: TP271 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-5497(2007)05-1164-06

H_∞ /generalized H_2 control of active suspension based on moving horizon strategy

Yu Shu you, Chen Hong

(College of Communication Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China)

Abstract: According to linear system subject to constraints on the outputs, H_∞ /generalized H_2 control based on moving horizon strategy was presented. The method can adjust the performance to meet the time domain hard constraints. The simulation results for a 4 DOF half car model show that the moving horizon H_∞ /generalized H_2 active suspension system achieves good handling and a significant improvement on ride comfort while guaranteeing hard constraints.

Key words: automatic control technology; time domain constraints; H_∞ /generalized H_2 control; moving horizon strategy; active suspension

悬架设计时需主要考虑乘坐舒适性、操纵稳定性和机械约束三项性能指标^[1]。同时, 汽车发动机由于受功率的限制, 能够提供给悬架系统的主动动力是有限的^[2]。上述诸性能的要求之间存在相互矛盾和冲突。例如, 当车辆以较高的时速通过路面上的包块(坑)时, 降低车身加速度以提高乘坐舒适性将需要更大的悬架动行程, 这有可能导致悬架撞击限位块。而悬架一旦撞击限位块, 不仅会降低乘坐舒适性, 而且会导致车辆物理器件的磨损甚至损坏^[3]。为解决主动悬架的控制问题, 人们基于 LQG 控制、自适应控制、 H_∞ 控制和

非线性控制提出了许多方法^[3-9]。这些设计方法基本都是将全部性能要求加权后合并为一个单一的目标函数, 再求其最小得到最优控制器。按这些算法设计控制器存在以下几方面问题: ①对具体问题而言, 选择合适的加权矩阵并不容易; ②它们往往是针对恶劣工况条件(比较粗糙的路面、车辆较快的行驶速度)进行设计, 控制器在控制过程中固定不变, 这就不能及时地根据系统的状态调整系统的性能, 因而所设计的控制系统比较保守。

事实上在这些性能要求中, 只有乘坐舒适性

收稿日期: 2006-08-25.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(60374027); 吉林大学“985工程”资助项目.

作者简介: 于树友(1974), 男, 博士研究生. 研究方向: 鲁棒控制, 模型预测控制. E-mail: yushuyou@126.com

通讯联系人: 陈虹(1963), 女, 教授, 博士生导师. 研究方向: 鲁棒控制, 模型预测控制. E-mail: chen_h@jlu.edu.cn

需要最小化, 而其他性能的变化只要不超出相应的限定范围即可。基于这样的考虑, 文献 [7] 在多目标控制的框架下, 将被控输出分为性能输出和约束输出, 将主动悬架控制问题归结为有约束的干扰抑制问题。为了减少系统设计的保守性, 同时使系统在满足时域硬约束的条件下尽可能提高控制性能, 本文提出了基于滚动优化的 H_∞ / 广义 H_2 控制方法, 并给出了四自由度 (4DOF) 二分之一车主动悬架设计和分析的实例。滚动优化的 H_∞ / 广义 H_2 主动悬架能够充分协调满足约束与提高性能的关系, 避免系统设计的保守性。当大扰动作用于系统时, 降低性能以保证满足约束; 当外部扰动恢复到通常状态时, 提高性能以取得较好的控制效果。

1 滚动时域 H_∞ / 广义 H_2 控制方法

考虑线性时不变系统

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + B_1w + B_2u(t) \\ z_1(t) = C_1x(t) + D_1w(t) + D_{1u}u(t) \\ z_2(t) = C_2x(t) + D_2w(t) + D_{2u}u(t) \end{cases} \quad (1)$$

式中: $x(t) \in \mathbb{R}^n$ 为状态变量; $w(t) \in \mathbb{R}^{m_1}$ 和 $u(t) \in \mathbb{R}^{m_2}$ 分别为外部输入 (包括干扰和跟随输入) 和控制输入; $z_1(t) \in \mathbb{R}^{p_1}$ 和 $z_2(t) \in \mathbb{R}^{p_2}$ 分别为控制输出和约束输出; $D_2 = 0$, 即外部输入对约束输出没有直接影响; $w \in L_2$, 即 $\|w\|_2^2 = \int_0^\infty w^T(t)w(t)dt < \infty$ 。

为了叙述和分析方便, 假设已对系统的输出约束进行了归一化处理, 即假设系统输出约束为 $\|z_2(t)\|_2 \leq 1 \quad t \geq 0 \quad (2)$

问题 1 设计一个内部稳定的控制器, 使其对于被控对象 (1) 组成的闭环系统从干扰输入 $w(t)$ 到性能输出 $z_1(t)$ 的 H_∞ 性能最小; 满足输出约束 (2); 在整个时域内闭环系统能够协调满足约束与提高系统性能的关系。

假设系统状态完全可测, 考虑状态反馈控制策略 $u = Kx(t)$, 则闭环系统为

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A_d x(t) + B_1 w \\ z_1(t) = C_{1,d} x(t) + D_1 w(t) \\ z_2(t) = C_{2,d} x(t) \end{cases} \quad (3)$$

式中: $A_d = A + B_2 K$; $C_{i,d} = C_i + D_{iu} K, i = 1, 2$ 。

1.1 输出约束和广义 H_2 性能

记干扰 $w(t)$ 到约束输出 $z_2(t)$ 的传递函数为 $T(s)$, 广义 H_2 性能定义为^[10]

$$\|T\|_g^2 = \frac{1}{2\pi} \lambda_{\max} \left(\int_{-\infty}^\infty T(i\omega) T^T(i\omega) d\omega \right)$$

式中: $\lambda_{\max}(\cdot)$ 为相应矩阵的最大特征值。

设 $x(0) = 0, \rho > 0$ 是一个给定的实数, 则以下条件^[11]是等价的。

- (1) 系统渐进稳定, 且 $\|T\|_g < \rho$ 。
- (2) 存在一个对称矩阵 $P_1 > 0$, 使得

$$\begin{bmatrix} A_d^T P_1 + P_1 A_d & P_1 B_1 \\ B_1^T P_1 & -I \end{bmatrix} < 0 \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} P_1 & C_{2,d}^T \\ C_{2,d} & \rho^2 I \end{bmatrix} > 0 \quad (5)$$

假设当前时刻为 t_k , 相应的系统状态为 $x(t_k)$, 定义 $V(x) = x^T P_1 x$ 。由系统分析的 LMI 方法^[10], 不难推导出式 (4) 等价于

$$x^T(t) P_1 x(t) < \int_{t_k}^t w^T(\tau) w(\tau) d\tau + x^T(t_k) P_1 x(t_k) \quad (6)$$

式 (5) 等价于

$$z_2^T(t) z_2(t) = \|z_2(t)\|_2^2 < \rho^2 x^T(t) P_1 x(t) \quad (7)$$

因此有

$$\|z_2(t)\|_2^2 < \rho^2 \left(\int_{t_k}^t w^T(\tau) w(\tau) d\tau + x^T(t_k) P_1 x(t_k) \right) \quad (8)$$

假设对任意的 $t \in [t_k, t_{k+1}]$, 外部干扰满足

$$\int_{t_k}^t w^T(\tau) w(\tau) d\tau \leq \alpha \quad (9)$$

且 $x(t_k)$ 满足

$$\rho^2 (\alpha + V(x(t_k))) < 1 \quad (10)$$

则意味着在 $[t_k, t_{k+1}]$ 区间, $\|z_2(t)\|_2 \leq 1$ 。

1.2 滚动时域 H_∞ / 广义 H_2 控制算法

给定 $\gamma > 0, A_d$ 是内部稳定的且从外部输入 $w(t)$ 到控制输出 $z_1(t)$ 的 H_∞ 性能小于给定的 γ , 等价于存在对称矩阵 $P_2 > 0$ 满足矩阵不等式^[10]

$$\begin{bmatrix} A_d^T P_2 + P_2 A_d & P_2 B_1 & C_{1,d}^T \\ B_1^T P_2 & -\gamma I & D_1^T \\ C_{1,d} & D_1 & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (11)$$

在多目标的框架下^[11], 令 $P_1 = P_2 = P$, 如果 $P > 0$ 满足式 (4)、(5) 和 (11), 则 A_d 是内部稳定的且从外部输入 $w(t)$ 到控制输出 $z_1(t)$ 的 H_∞ 性能小于某个给定的 γ , 从外部输入 $w(t)$ 到约束输出 $z_2(t)$ 的广义 H_2 范数小于 ρ 。

将 $A_{cl} = A + B_2 K$ 和 $C_{i,d} = C_i + D_{iu} K, i = 1, 2$ 代入式 (4)、(5) 和 (11), 令 $Q = P^{-1}$, 用 $\text{diag}(Q, I,$

I) 对它们进行同余变换, 同时令 $Y = KQ$, 则式(4)、(5)和(11)分别变为

$$\begin{bmatrix} QA^T + AQ + B_2 Y + Y^T B^T & B_1 & (C_1 Q + D_{1u} Y)^T \\ B_1^T & -\gamma I & D_1^T \\ C_1 Q + D_{1u} Y & D_1 & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (12)$$

$$\begin{bmatrix} QA^T + AQ + B_2 Y + Y^T B^T & (C_1 Q + D_{1u} Y)^T \\ B_1^T & I \end{bmatrix} < 0 \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} Q & QC_2^T + Y^T D_{2u}^T \\ C_2 Q + D_{2u} Y & \rho^2 I \end{bmatrix} > 0 \quad (14)$$

假设在每一个采样间隔 $[t_k, t_{k+1}]$, 外部干扰满足式(9), 则由 1.1 节中的讨论可知: 如果 $x(t_k)$ 满足 $\alpha + x^T(t_k)Px(t_k) \leq 1/\rho^2$, 则系统满足输出约束(2)。

另外, 由 Schur 补公式可知, 式(10)等价于

$$\begin{bmatrix} 1/\rho^2 - \alpha & x^T(t_k) \\ x(t_k) & Q \end{bmatrix} > 0 \quad (15)$$

对于选定的 ρ , 在滚动时域控制的框架下求解优化问题

$$\min_{Y, Q} \gamma \quad \text{subject to (12), (13), (14), (15)} \quad (16)$$

在每个采样时刻 t_k 求解 LMI 优化问题(16), 意味着以滚动优化的方式在每个采样时刻求解了一个 H_∞ /广义 H_2 问题。

必须指出^[12, 13], 系统在每个采样时刻有解, 意味着

$$\int_{t_k}^{t_{k+1}} \|z_1(t)\|^2 dt + V(x(t_{k+1})) \leq \gamma_k^2 \int_{t_k}^{t_{k+1}} \|w(t)\|^2 dt + V(x(t_k)) \quad (17)$$

成立, 但这并不意味着闭环系统满足耗散性。

定义 $p_0 = 0$

$$p_k = \sum_{m=1}^k x^T(t_m)(P_{m-1} - P_m)x(t_m)$$

式中: P_m 为系统在 t_m 时刻的 Lyapunov 矩阵。

如果在每一优化时刻 $p_k > 0$, 则显然闭环系统满足耗散性。把迭代式

$$p_k = p_{k-1} + x^T(t_k)(P_{k-1} - P_k)x(t_k) > 0$$

化为等价的 LMI 形式为

$$\begin{bmatrix} p_{k-1} + x^T(t_k)P_{k-1}x(t_k) & x^T(t_k) \\ x(t_k) & Q \end{bmatrix} > 0 \quad (18)$$

考虑如下 LMI 优化问题

$$\min_{Y, Q} \gamma^2 \quad \text{subject to (12), (13), (14), (17), (18)}$$

(19)

如果式(19)有解, 记为 (γ_k, Q_k, Y_k) , 则滚动时域控制定义为

$$u(t) = K_k x(t), \quad t \in (t_k, t_{k+1}] \quad (20)$$

式中: $K_k = Y_k Q_k^{-1}$

定理 1 考虑线性时不变系统(1), 假设① (A, B) 可稳, (C, A) 可检; ② 对任意的 $t \in (t_k, t_{k+1}]$, 扰动 $w(t)$ 满足式(9); ③ 在每个采样时刻 t_k , LMI 优化问题(15)都有数值最优解 (γ_k, Q_k, Y_k) , 则闭环系统: (a) 是内部稳定的; (b) 满足输出约束; (c) 从外部输入 $w(t)$ 到性能输出 $z_1(t)$ 的传递函数的 H_∞ 范数小于给定正数 γ , $\gamma = \max\{\gamma_0, \gamma_1, \dots, \gamma_m\}$ 。

证明 在每个采样时刻 t_k , 如果扰动 $w(t)$ 满足式(9), 矩阵不等式(15)保证 $\alpha + V(x_k) < 1/\rho^2$, 同时考虑到式(13)和(14), 系统显然满足约束条件(2)。

由于 $\int_{t_0}^{\infty} \|z(t)\|^2 dt < \infty$, 且 (C, A) 可检, 则系统是内部稳定的。

根据滚动优化原理, 在每一个采样间隔反馈控制律(20)将一直作用于系统。在 t_k 时刻式(12)可行意味着若定义 $\gamma = \gamma_k$ 和 $V(x) = x^T P_k x$, 则系统满足不等式(17)。

累加在 $t_k = t_0, t_1, \dots, t_m$ 时的不等式(17), 有

$$\begin{aligned} & \int_{t_0}^{t_m} \|z(t)\|^2 dt - \max\{\gamma_0, \gamma_1, \dots, \gamma_m\}^2 \cdot \\ & \int_{t_0}^{t_m} \|w(t)\|^2 dt < x^T(t_0)P_0x(t_0) - \\ & x^T(t_{m+1})P_mx(t_m) - \\ & \sum_{m=1}^k x^T(t_{m-1})(P_{m-1} - P_m)x(t_{m-1}) \end{aligned}$$

因为式(18)可行, 即

$$\sum_{m=1}^k x^T(t_{m-1})(P_{m-1} - P_m)x(t_{m-1}) > 0$$

所以有

$$\begin{aligned} & \int_{t_0}^{t_m} \|z(t)\|^2 dt - \gamma^2 \int_{t_0}^{t_m} \|w(t)\|^2 dt < \\ & x^T(t_0)P_0x(t_0) - x^T(t_{m+1})P_mx(t_m) \end{aligned}$$

式中: $\gamma = \max\{\gamma_0, \gamma_1, \dots, \gamma_m\}$ 。

若考虑到系统的零初值条件, 则结论(c)显然成立。

需要说明的是, α 和 ρ 是两个重要的设计参数, 需要通过调整它们的取值以获取良好的控制效果。根据系统的实际背景按式(9)估算 α 的值。考虑式(10), 在保证系统可行的基础上尽量

选择较小的 ρ 值以保证系统的 Lyapunov 矩阵的参数值较大, 从而减少数值计算的精度误差。

2 应用

2.1 主动悬架系统的描述

主动悬架四自由度半车模型结构如图 1 所示^[14]。其中 z_c 和 ϕ 分别表示汽车悬挂质量重心处的垂向位移和俯仰角; z_{s1} 、 z_{u1} 和 z_{r1} 分别表示前后悬架的悬挂质量, 非悬挂质量以及路面的垂向位移; f_{a1} 为前悬架控制力输入, f_{a2} 为后悬架控制力输入。车辆各参数的含义及取值见表 1。

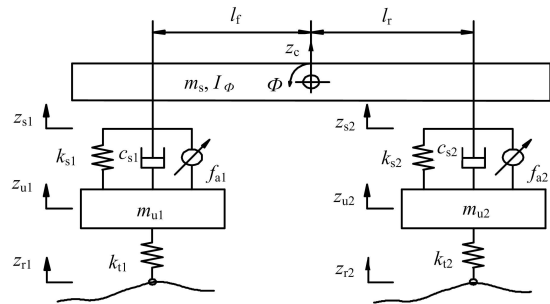


图 1 四自由度半车模型

Fig.1 Schematic diagram of the half car model

表 1 二分之一车参数

Table 1 Parameters of the half car model

参 数	值
悬挂质量 m_s	690 kg
前悬架非悬挂质量 m_{u1}	40 kg
后悬架非悬挂质量 m_{u2}	45 kg
前悬架刚度 k_{s1}	18 000 N · m ⁻¹
后悬架刚度 k_{s2}	22 000 N · m ⁻¹
车身转动惯量 I_{ϕ}	1222 kg · m ⁻²
前(后)轮轮胎刚度 k_{u1}	200 000 N · m ⁻¹
前(后)悬架阻尼 C_{s1}	1000 N · m ⁻¹
重心到前轴的距离 l_f	1.3 m
重心到后轴的距离 l_r	1.5 m
最大动行程 S_{max}	0.08 m
最大作动力 F_{max}	1000 N

假设悬挂质量是刚性的, 并且具有垂直和俯仰方向上的自由度。每个非悬挂质量各自在垂直方向上具有自由度, 即整个半车系统具有四个自由度。其动力学方程为

$$M_s \ddot{q} = G C_s (z_u - z_s) + G K_s (z_u - z_s) + G f_a$$
(21)

$$M_u \ddot{z}_u = C_s (z_s - z_u) + K_s (z_s - z_u) +$$

$$K_u (z_r - z_u) - f_a$$
(22)

式中: $q = [z_c \ \phi]^T \in \mathbf{R}^2$, $z_u = [z_{u1} \ z_{u2}]^T \in \mathbf{R}^2$, $z_s = [z_{s1} \ z_{s2}]^T \in \mathbf{R}^2$, $z_r = [z_{r1} \ z_{r2}]^T \in \mathbf{R}^2$, $f_a = [f_{a1} \ f_{a2}]^T \in \mathbf{R}^2$ 。

式(21)和式(22)中的矩阵如下

$$M_s = \begin{Bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & I_{\phi} \end{Bmatrix}, M_u = \begin{Bmatrix} m_{u1} & 0 \\ 0 & m_{u2} \end{Bmatrix},$$
$$C_s = \begin{Bmatrix} C_{s1} & 0 \\ 0 & C_{s2} \end{Bmatrix}, K_s = \begin{Bmatrix} k_{s1} & 0 \\ 0 & k_{s2} \end{Bmatrix},$$
$$K_u = \begin{Bmatrix} k_{u1} & 0 \\ 0 & k_{u2} \end{Bmatrix}, G = \begin{Bmatrix} 1 & 1 \\ -l_f & l_r \end{Bmatrix}。$$

M_s 和 M_u 显然是可逆的, 由于 z_s 和 q 在动力学上满足 $z_s = G^T q$ 的关系, 因此令 $G^T M_s^{-1}$ 左乘式(21)的两端得

$$\ddot{z}_s = M_{sg} [C_s (z_u - z_s) + K_s (z_u - z_s) + f_a]$$
(23)

式中: $M_{sg} = G^T M_s^{-1} G$ 。

$z_r = [z_{r1} \ z_{r2}]^T$ 对应前轮和后轮两个干扰输入; $w = [w_1 \ w_2]^T$ 为路面速度输入。选取状态向量 $x_v = [(z_s - z_u)^T \ z_s^T (z_u - z_r)^T \ z_u^T]^T \in \mathbf{R}^8$, 根据式(22)和式(23), 四自由度主动悬架半车的状态空间模型描述为

$$\dot{x}_v = A_v x_v + B_v f_a + F_v w$$

式中:

$$A_v = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_2 & I_2 & \mathbf{0}_2 & -I_2 \\ -M_{sg} K_s & -M_{sg} C_s & \mathbf{0}_2 & M_{sg} C_s \\ \mathbf{0}_2 & \mathbf{0}_2 & \mathbf{0}_2 & I_2 \\ M_u^{-1} K_s & M_u^{-1} C_s & -M_u^{-1} K_u & -M_u^{-1} C_s \end{bmatrix}$$
$$B_v = [0_2^T \ M_{sg}^T \ 0_2^T (M_u^{-1})^T]^T$$
$$F_v = [0_2^T \ 0_2^T \ I_2^T \ 0_2^T]^T$$

式中: 0_2 和 I_2 分别表示 2×2 阶的零矩阵和单位矩阵。

设计悬架首先要考虑车辆乘坐舒适性的要求, 而车身垂直加速度 $\ddot{z}_c$ 与俯仰加速度 $\ddot{\phi}$ 是评价舒适性的主要指标。其方程为

$$\ddot{q} = [-M_s^{-1} G K_s \ -M_s^{-1} G C_s \ \mathbf{0} \ M_s^{-1} G C_s] x_v + M_s^{-1} G f_a$$
(24)

式中: $q = [z_c \ \phi]^T$ 。

兼顾操纵稳定性的要求, 轮胎与路面的动载荷不能超过轮胎的静载荷^[1], 即 $k_{ui}(z_{ui} - z_{ri}) \leq f_{kui}$, $i = 1, 2$ 。其中, $k_{ui}(z_{ui} - z_{ri})$ 为轮胎动载荷; f_{kui} 为轮胎静载荷。根据车辆静态下力平衡及力矩平衡方程可得

$$\begin{cases} f_{ku1} = (l_r m_s g + (l_f + l_r) m_{u1} g) (l_f + l_r)^{-1} \\ f_{ku2} = (l_r m_s g + (l_f + l_r) m_{u2} g) (l_f + l_r)^{-1} \end{cases}$$

由于悬架机械结构的行程限制, 还应将悬架的动行程限制在一定的范围内, 以免撞击限位块破坏乘坐舒适性, 即 $|z_{si} - z_{ui}| \leq S_{\max}, i=1, 2$ 。另外考虑到汽车发动机的功率限制, 液压伺服机构只能提供有限的力, $|f_{ai}| \leq F_{\max}, i=1, 2$ 。

综上, 主动悬架控制系统的加权性能输出和归一化约束输出分别为

$$z_1 = \begin{bmatrix} q_1 z^c \\ q_2 \phi \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$z_2 = \begin{bmatrix} \frac{z_s - z_u}{S_{\max}} \\ F_k(z_u - z_r) \\ \frac{f_a}{F_{\max}} \end{bmatrix} \quad (26)$$

式中: $F_k = \text{diag}(k_{u1}/f_{ku1}, k_{u2}/f_{ku2})$; q_1 和 q_2 均为待定加权系数, 根据文献[15]取 $q_1 = 1$ 和 $q_2 = \sqrt{l_f l_r}$ 。

主动悬架控制准则可描述为^[7, 14]: ①寻找一个控制器, 使车辆系统闭环稳定; ②满足全部硬约束条件(约束输出 z_2 各元素的绝对值小于1)并尽可能改善乘坐舒适性(最小化性能输出 z_1)。

2.2 包块响应

路面干扰输入可以分为随机路面干扰(振动)和确定性路面干扰(由路面上比较大的坑、包等产生)^[1]。当汽车高速通过确定性路面干扰时, 往往导致悬架超出动行程限制和违背接地性要求。为了充分考虑满足约束和提高性能的关系, 作者采用确定性路面输入作为系统的干扰输入, 测试设计的主动悬架的响应。

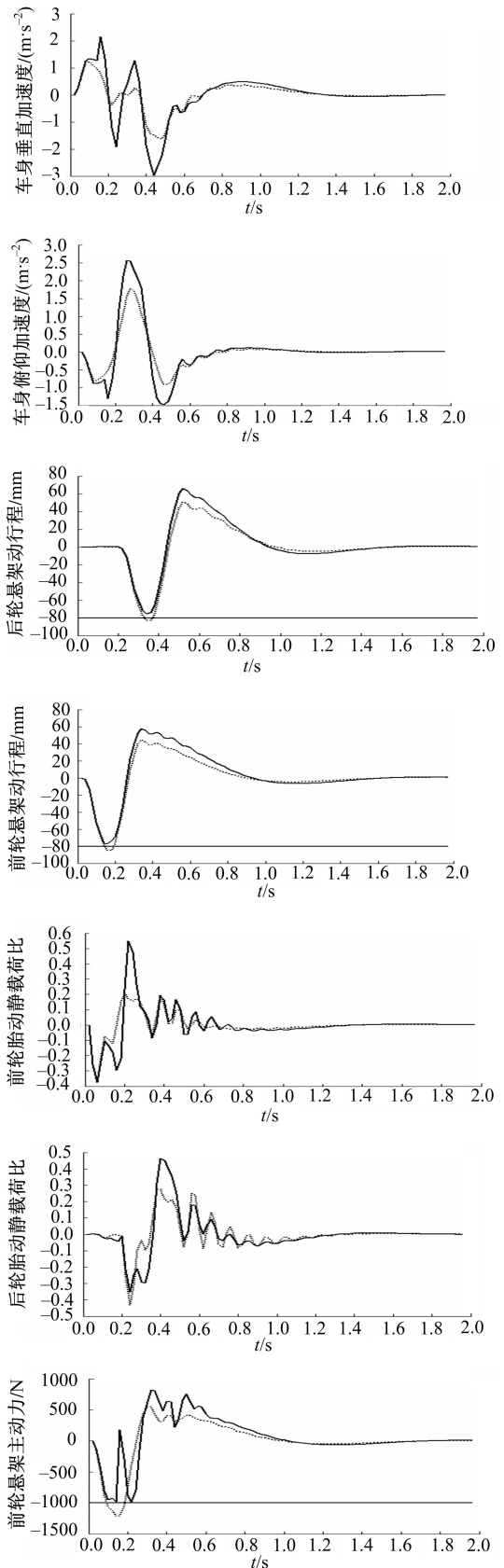
考虑路面上的一个长坡型单凸块

$$\frac{A_m}{2} \left[1 - \cos \frac{2\pi}{L} l \right] \quad 0 \leq t \leq \frac{L}{v}$$

式中: $A_m = 0.1 \text{ m}$; $L = 5 \text{ m}$; l 为路面水平位移。

将上面提出的基于滚动优化的 $H_\infty/\text{广义 } H_2$ 控制方法用于悬架设计(选择 $\rho = 1, \alpha = 0.02$), 并将它与固定控制器的 $H_\infty/\text{广义 } H_2$ 控制方法设计的主动悬架进行比较^[16]。图2给出了当 $v = 60 \text{ km/h}$ 时的系统响应曲线, 实线表示基于滚动优化的 $H_\infty/\text{广义 } H_2$ 主动悬架; 虚线表示 $H_\infty/\text{广义 } H_2$ 主动悬架。此时约束 H_∞ 控制算法的约束输出超出约束, 而滚动优化的约束 H_∞ 控制算法的响应仍旧满足约束输出的要求, 但它的优化输出

远远超出了约束 H_∞ 控制算法的优化输出。可见, 在这种情况下, 系统约束的满足是以降低系统的性能为代价的。



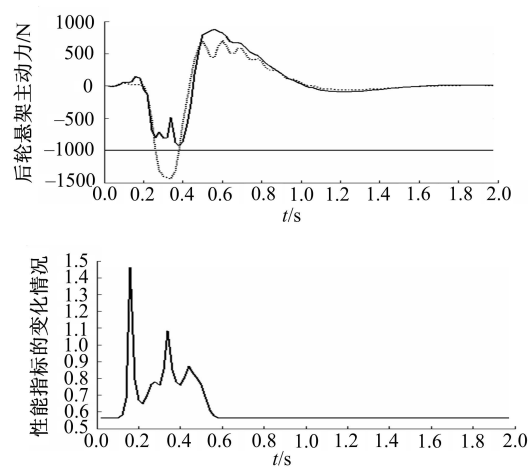


图 2 包块响应
Fig.2 Curves of bump response

3 结束语

将主动悬架控制问题归结为具有时域硬约束的扰动抑制问题,其中不可预知的大扰动是实际路面的坑或包。利用本文提出的基于滚动优化的 H_∞ /广义 H_2 控制方法对四自由度(4DOF)二分之一车主动悬架进行了设计。仿真结果表明,基于滚动优化的 H_∞ /广义 H_2 主动悬架能够有效地协调满足约束和提高性能的关系。当大扰动作用于系统时,降低系统的性能以保证满足时域硬约束(系统的 H_∞ 性能指标因为扰定的影响变大);当扰动恢复成通常的状态时,提高了系统的性能(系统的 H_∞ 性能指标恢复到扰动来临前的情况)。

参考文献:

[1] Hrovat D. Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications[J]. Automatica, 1997, 33(10): 1781-1817.
[2] Giua A, March C, Usai G. Active axletree suspension for road vehicles with gain switching[C] //39th IEEE Conference on Decision and Control, Sydney, 2000.
[3] Lin J S, Kannellakopoulos I. Road adaptive nonlinear design of active suspensions[C] //Proceedings of the 1997 American Control Conference, Albuquerque, NM, USA, 1997.
[4] Gordon T, Marsh C, Milsted M A. Comparison of adaptive LQG and nonlinear controllers for vehicle suspension system[J]. Vehicle System Dynamics

1991, 20: 321-340.
[5] Ulsoy A G, Hrovat D, Tseng T. Stability robustness of LQ and LQG active suspensions[J]. ASME J Dynamic Systems Measurement, and Control, 1994, 116: 123-131.
[6] Fialho I, Balas G J. Road adaptive active suspension design using linear parameter varying gain scheduling[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2002, 10(1): 43-54.
[7] Chen H, Guo K H. Constrained control of active suspensions: an LMI approach[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2005, 13(3): 412-421.
[8] Yamashita M, Fujimori K, Hayakawa K, et al. Application of control to active suspension systems[J]. Automatica, 1994, 30(11): 1717-1729.
[9] Karlsson N, Dahleh M, Hrovat D. Nonlinear control of active suspensions[C] //2001 American Control Conference, Arlington, VA, 2001.
[10] Boyd S, El Ghaoui L, Feron E, et al. Linear Matrix Inequalities in Systems and Control Theory[M]. Philadelphia: SIAM, 1994.
[11] Scherer C W, Gahinet P, Chilali M. Multi objective output feedback control via LMI optimization[J]. IEEE Transaction on Automatic Control, 1997, 42: 896-911.
[12] Scherer C W, Chen H, Allgower F. Disturbance attenuation with actuator constraints by hybrid state feedback control[C] //41st IEEE Conference on Decision and Control, Las Vegas, NV, United States, 2002.
[13] Chen H, Scherer C W. Moving horizon control with performance adaptation for constrained linear system[J]. Automatica, 2006, 42(6): 1033-1040.
[14] Wang J, Wilson D A, Halikias G D. Robust performance control of decoupled active suspension systems based on LMI method[C] //2001 American Control Conference, Arlington, VA, 2001.
[15] Lauwerys C, Swevers J, Sas P. Design and experimental validation of linear robust controller for an active suspension of a quarter car[C] //Proceedings of the 2004 American Control Conference (AAC), Boston, MA, United States, 2004.
[16] 陈虹,孙鹏远. 约束线性系统的鲁棒 H_∞ /广义 H_2 混合控制及其在主动悬架系统设计中的应用[C] //第二十一届中国控制会议论文集, 2002.