

文章编号: 1000-8152(2007)05-0790-05

主动悬架 H_2 / 广义 H_2 输出反馈控制

陈虹¹, 马苗苗¹, 孙鹏远²

(1. 吉林大学 控制科学与工程系, 吉林 长春 130025; 2. 一汽技术中心, 吉林 长春 130025)

摘要: 本文提出了一种主动悬架控制的 H_2 / 广义 H_2 输出反馈控制方法. 依照国际标准ISO2631.3选择垂直和俯仰加速度的频率加权. 根据路面干扰谱特征, 选用 H_2 范数作为乘坐舒适性的指标, 广义 H_2 范数描述轮胎接地性等时域约束要求. 在多目标控制框架下, 将输出反馈控制器的设计转化为求解LMI优化问题. 基于半车模型, 给出了输出反馈主动悬架系统的频域分析和时域仿真.

关键词: 主动悬架; 多目标控制; 输出反馈; H_2 / 广义 H_2 ; LMI优化

中图分类号: TP271 **文献标识码:** A

H_2 / generalized H_2 output feedback control for active suspensions

CHEN Hong¹, MA Miao-miao¹, SUN Peng-yuan²

(1. Department of Control Science and Engineering, Jilin University, Changchun Jilin 130025, China;

2. Research and Development Center, First Automobile Works, Changchun Jilin 130025, China)

Abstract: This paper suggests an H_2 / generalized H_2 output feedback control approach for active suspension control. Frequency-dependent weights of heave and pitch accelerations are determined according to ISO2631.3. In terms of the ground disturbance power spectral density, the H_2 norm is used to describe the requirement for ride comfort and the generalized H_2 norm is adapted to capture time-domain constraints such as good road holding. In the multi-objective control framework, the feedback controller can be designed by solving an LMI optimization problem. Based on a half-car model, analysis and simulation results of the designed output feedback active suspension are presented.

Key words: active suspensions; multi-objective control; output feedback; H_2 / generalized H_2 ; LMI optimization

1 引言(Introduction)

平顺性与操纵稳定性是汽车动力学研究中的两个重要方面, 悬架在协调这两大使用性能中扮演着重要角色. 先进汽车悬架的性能要求是^[1,2]: 尽量使乘客或货物不受由路面不平度引起的振动的影响; 抑制轮胎的振动以维持轮胎与路面间牢固, 不间断的接触; 保持悬架动行程在允许范围内以避免撞击限位块. 同时, 由于执行机构的输出饱和, 控制力不能超出阈值. 上述诸性能要求之间是相互矛盾和制约的. 为此, 基于LQG, 自适应控制, H_∞ 控制和非线性控制等, 人们提出了许多主动悬架控制方法^[3~7]. 这些方法的一个共同点是全部性能要求加权后合并为一个单一的目标函数, 求其最小得到一个最(次)优控制器. 但是, 选择加权系数协调相互冲突的要求得到满意的性能并不容易. 事实上, 在主动悬架控制中, 只有乘坐舒适性需要最小化, 其他的是要

求相应的变量不超出给定范围, 属于时域硬约束. 因此, 可将主动悬架控制问题归结为有时域硬约束的干扰抑制问题^[8]. 文[9]给出了一个状态反馈的设计方法. 但是, 主动悬架系统的状态往往不是全部能直接测量的. 即使可以测量全部状态, 但考虑到实施成本等因素, 有时也会选择输出反馈的控制方式. 因此, 本文在多目标控制的框架下, 提出一种主动悬架的 H_2 / 广义 H_2 输出反馈控制方法, 并以半车模型为例给出了完整的控制器设计和闭环系统分析.

2 半车悬架模型及问题描述(Half-car model and problem formulation)

主动悬架四自由度半车模型如图1所示, 其中 z_c , ϕ 分别为质心垂直位移和俯仰角; z_{si} 和 z_{ui} ($i = 1, 2$)为前后悬挂和非悬挂质量的垂直位移; z_{r1} 和 z_{r2} 为路面垂直位移; k_{u1} 和 k_{u2} 为前后轮胎刚度; f_{a1} 和 f_{a2} 为由液压伺服机构产生的前后悬架主

动力. 考虑执行机构动态的半车动力学模型为

$$\dot{\mathbf{x}}_p = A_p \mathbf{x}_p + B_{p1} \mathbf{w} + B_{p2} \mathbf{u}, \quad (1)$$

其中状态向量为悬挂和轮胎动行程, 悬挂和非悬挂质量的垂直速度以及归一化的液压缸工作压力; 控制量为归一化的阀流量; 外部干扰 \mathbf{w} 是路面速度输入. 模型的详细介绍和各参数的取值参见文[9].

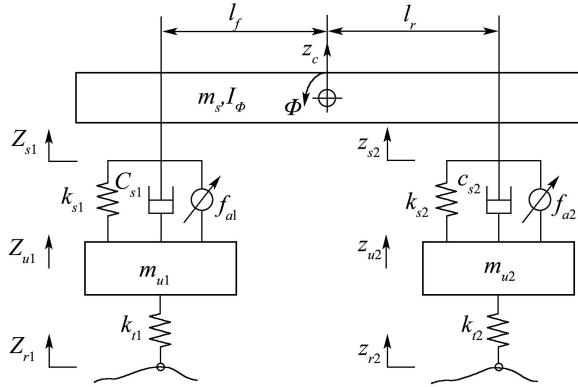


图1 四自由度半车模型

Fig. 1 4 DOF half-car model

设计悬架时首先要考虑车辆乘坐舒适性要求, 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. 根据国际标准ISO2631.3, 人体对4~8 Hz垂直振动和1~2 Hz水平振动最敏感^[1,2,10]. 因此, 本文采用频率加权 W_{z_c} 和 W_{z_ϕ} 来强调性能输出的频域要求. 考虑操纵稳定性要求, 轮胎动载荷不能超过轮胎静载荷, 即

$$k_{ui}(z_{ui} - z_{ri}) \leq f_{kui}, \quad i = 1, 2, \quad (2)$$

其中 f_{kui} 为轮胎静载荷, 计算方法参见文[9]. 由于机械结构的限制, 应将悬架动行程限制在一定范围内以免撞击限位块, 即

$$|z_{si} - z_{ui}| \leq S_{\max}, \quad i = 1, 2. \quad (3)$$

另外, 考虑到执行机构的输出饱和, 控制量约束为

$$|u_i(t)| \leq 1, \quad \forall t \leq 0, \quad i = 1, 2. \quad (4)$$

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:

$$\mathbf{z}_1 = \begin{bmatrix} q_1 W_{z_c} \ddot{z}_c \\ q_2 W_{z_\phi} \ddot{\phi} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{z}_2 = \begin{bmatrix} \frac{z_s - z_u}{S_{\max}} \\ F_k (z_u - z_r) \\ \mathbf{u} \end{bmatrix}, \quad (5)$$

其中 $F_k = \text{diag}\{\frac{k_{u1}}{f_{k_{u1}}}, \frac{k_{u2}}{f_{k_{u2}}}\}$; q_1 和 q_2 是垂直与俯仰加速度之间的权重系数. 因此, 主动悬架的控制问题可描述为: 寻找一个控制器, 使系统闭环稳定; 满

足全部硬约束条件(约束输出 \mathbf{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 \mathbf{z}_1).

一般情况下, 车辆系统悬挂质量的垂直速度可以通过加速度传感器信号积分获得, 而前后悬架动行程可由位移传感器测量. 另外, 作动器液压缸的压力也比较容易获得. 因此, 系统的测量输出可以选择为

$$\mathbf{y} = [\dot{z}_s^T \quad (z_s - z_u)^T \quad \frac{P_{L1}}{P_s} \quad \frac{P_{L2}}{P_s}]^T.$$

对性能输出的频率加权函数引入新的状态变量, 则得半车悬架扩展系统的状态空间描述:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = A\mathbf{x} + B_w \mathbf{w} + B_u \mathbf{u}, \\ \mathbf{z}_1 = C_{z1} \mathbf{x} + D_{z_w1} \mathbf{w} + D_{z_u1} \mathbf{u}, \\ \mathbf{z}_2 = C_{z2} \mathbf{x} + D_{z_w2} \mathbf{w} + D_{z_u2} \mathbf{u}, \\ \mathbf{y} = C_y \mathbf{x} + D_y \mathbf{w}, \end{cases} \quad (6)$$

其中: $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^{14}$; $\mathbf{z}_1 \in \mathbb{R}^2$ 为性能输出; $\mathbf{z}_2 \in \mathbb{R}^6$ 为归一化约束输出; $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^6$ 为测量输出.

3 H₂/广义H₂ 混合控制(H₂/generalized H₂ control scheme)

3.1 H₂ 范数和广义H₂ 范数(H₂ and generalized H₂ norms)

H₂ 范数有两种物理意义^[11]: 系统脉冲响应全部输出能量的平方根和白噪声输入下系统渐进输出的方差. 悬架系统的路面干扰分为随机路面干扰(正常路面)和确定性路面干扰(由路面上较大的坑、包等产生)^[1]. 随机路面的不平度由路面垂直速度描述, 其功率谱密度可近似为 $G_{z_r}(f) = 4\pi^2 G_0 V$, 其中 G_0 是路面不平度系数*, V 是车辆前进速度. 于是路面垂直速度为

$$\dot{z}_r(t) = 2\pi\sqrt{G_0 V} \mathbf{w}(t), \quad (7)$$

其中 \mathbf{w} 是归一化路面速度输入. 因此, 正常路面产生的干扰可近似为白噪声, 而坑和包等偶然性干扰是能量有界信号, 可理想化为脉冲输入. 另外, 如果输入是独立的, 则H₂ 范数就是输出的RMS值, 而在车辆工程中广泛使用车身加速度的RMS值来衡量乘坐舒适性. 因此, 本文选择H₂ 范数作为衡量乘坐舒适性的指标.

由范数定义知, 从 \mathbf{w} 到 \mathbf{z}_2 的广义H₂ 范数给出了干扰为单位能量信号时, 输出信号在时域上的峰值. 在主动悬架问题中, 往往在车辆驶过正常路面上的坑或包时可能发生轮胎离地和撞击限位块等违背时域约束的现象. 因此, 本文选择广义H₂ 性能来描述时域约束.

*为了简化符号, 定义了 $G_0 := G_{z_r}(n_0)n_0^2$, 其中取 $G_{z_r}(n_0)$ 是文献[2]中的路面不平系数.

3.2 H_2 / 广义 H_2 控制方法 (H_2 / generalized H_2 control scheme)

设输出反馈控制器 $K(s)$ 具有如下形式:

$$K(s) : \begin{cases} \dot{\zeta} = A_K \zeta + B_K y, \\ u = C_K \zeta + D_K y, \end{cases}$$

令 $\mathbf{x}_{cl} := [\mathbf{x}^T \zeta^T]^T$, 则闭环系统为

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_{cl} &= A_{cl} \mathbf{x}_{cl} + B_{cl} \mathbf{w}, \quad \mathbf{z}_1 = C_{cl1} \mathbf{x}_{cl} + D_{cl1} \mathbf{w}, \\ \mathbf{z}_2 &= C_{cl2} \mathbf{x}_{cl} + D_{cl2} \mathbf{w}, \end{aligned}$$

其中:

$$\begin{aligned} A_{cl} &= \begin{bmatrix} A + B_u D_K C_y & B_u C_K \\ B_K C_y & A_K \end{bmatrix}, \\ B_{cl} &= \begin{bmatrix} B_w + B_u D_K D_{yw} \\ B_K D_{yw} \end{bmatrix}, \\ C_{cl1} &= \begin{bmatrix} C_{z1} + D_{zu1} D_K C_y & D_{zu1} C_K \end{bmatrix}, \\ C_{cl2} &= \begin{bmatrix} C_{z2} + D_{zu2} D_K C_y & D_{zu2} C_K \end{bmatrix}, \\ D_{cl1} &= D_{zw1} + D_{zu1} D_K D_{yw}, \\ D_{cl2} &= D_{zw2} + D_{zu2} D_K D_{yw}. \end{aligned}$$

在多目标控制框架下^[12], 推导得到求解主动悬架 H_2 / 广义 H_2 输出反馈控制器的LMI优化问题

$$\begin{aligned} \min_{\gamma_1, Q, X, Y, \hat{A}, \hat{B}, \hat{C}, \hat{D}} \quad & \gamma_1 \text{ 满足下列不等式} \quad (8) \\ \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ * & A_{22} & A_{23} \\ * & * & -I \end{bmatrix} & < 0, \\ \begin{bmatrix} X & * & * \\ I & Y & * \\ C_{z1} X + D_{zu1} \hat{C} & C_{z1} + D_{zu1} \hat{D} C_y & Q \end{bmatrix} & > 0, \\ \text{tr}(Q) & < \gamma_1, \quad D_{zw1} + D_{zu1} \hat{D} D_{yw} = 0, \\ \begin{bmatrix} X & * & * \\ I & Y & * \\ C_{z2} X + D_{zu2} \hat{C} & C_{z2} + D_{zu2} \hat{D} C_y & \gamma_2 I \end{bmatrix} & > 0, \\ D_{zw2} + D_{zu2} \hat{D} D_{yw} & = 0, \end{aligned}$$

其中 γ_2 由时域硬约束给出, *表示沿对角线对称位置的块矩阵转置, 且

$$\begin{aligned} A_{11} &= AX + XA^T + B_u \hat{C} + (B_u \hat{C})^T, \\ A_{12} &= \hat{A}^T + (A + B_u \hat{D} C_y), \\ A_{13} &= B_w + B_u \hat{D} D_{yw}, \\ A_{22} &= A^T Y + Y A + \hat{B} C_y + (\hat{B} C_y)^T, \\ A_{23} &= Y B_w + \hat{B} D_{yw}. \end{aligned}$$

如果半定规划问题(8)存在(数值)最优解(γ_1^* , Q^* , X^* , Y^* , \hat{A}^* , \hat{B}^* , \hat{C}^* , \hat{D}^*), 则控制器的构建可以按如下步骤进行:

1) 寻找非奇异矩阵 M 和 N , 使其满足 $MN^T = I - XY$;

2) 将 M 和 N 代入下面的方程组得控制器矩阵:

$$\begin{cases} D_K^* := \hat{D}^*, \\ C_K^* := (\hat{C}^* - D_K C_y X) M^{-T}, \\ B_K^* := N^{-1}(\hat{B}^* - Y B_u D_K), \\ A_K^* := N^{-1}(\hat{A}^* - N B_K C_y X - Y B_u C_K M^T - \\ \quad Y(A + B_u D_K C_y) X) M^{-T}. \end{cases} \quad (9)$$

采用类似文[8]的方法可证, 由式(9)组成的闭环系统

1) 是内部稳定的;

2) 在相互独立的单位强度白噪声干扰下, \mathbf{z}_1 的RMS值为 $\sqrt{\gamma_1^*}$; 对单位脉冲干扰, \mathbf{z}_1 的能量不超过 γ_1^* ;

3) 在单位能量干扰下满足全部所考虑的时域硬约束.

注 1 本文讨论的加权扩展的悬架系统(6)是可稳和可测的, 且时域硬约束(2)(3)和(4)包含了系统的平衡点. 因此, LMI优化问题(8)有解^[12,13].

4 仿真与分析(Simulation and analysis)

干扰模型(7)的归一化因子 $2\pi\sqrt{G_0 V}$ 需要根据路面情况来计算. 但是实际路面情况是不确定的, 因此将其作为控制器设计的调整参数, 令 $W = 2\pi\sqrt{G_0 V}$. 经仿真分析后取 $W = 0.096$. 另外, 约束输出 \mathbf{z}_2 已归一化, 因此 $\gamma_2 = 1$. 求解LMI优化问题(8)得到输出反馈控制器 $K^*(s)$, 其最优 H_2 性能为3.39. 作为比较, 设计一个单目标的LQG主动悬架. 根据文[1], 取目标函数

$$J = \mathbf{E}\{z_1^T z_1 + q_3^2(z_{s1} - z_{u1})^2 + q_4^2(z_{s2} - z_{u2})^2 + q_5^2(z_{u1} - z_{r1})^2 + q_6^2(z_{u2} - z_{r2})^2\}, \quad (10)$$

其中 \mathbf{z}_1 为式(5)给出的加权性能输出. 通过选择式(10)中的加权系数获得满意的性能并不容易, 文[1]也只讨论了四分之一车的情况. 参考文献[1], 选取加权系数(记为A): $q_3 = q_4 = 10$, $q_5 = q_6 = \sqrt{1320}$. 为了得到相对公平的比较, q_1 , q_2 及 W_{z_c} 和 W_{z_ϕ} 的选取与 H_2 / 广义 H_2 主动悬架一致. 由概率分布的 3σ 准则知, 如果悬架动行程, 轮胎动静载荷比和主动力的RMS值分别不超过0.0267 m, 0.3333和0.5 kN, 则违背时域约束的可能性只有0.3%. 计算知, 单目标LQG悬架A的动行程RMS值为0.0799 m, 超出了要求的0.0267 m. 因此, 另选一组加权系数(记为B): $q_3 = q_4 = 15$, $q_5 = q_6 = 150$, 使得全部

约束输出的RMS值满足要求(见表2第3列)。下面比较 H_2 / 广义 H_2 主动悬架与单目标LQG悬架B。以 $G_0 = 128 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 和 $V = 30 \text{ m/s}$ 为例, 分别计算式(10), \ddot{z}_c 和 $\ddot{\phi}$ 的目标值, 结果见表1。显见, H_2 / 广义 H_2 主动悬架有较好的乘坐舒适性。这证实了本文所提控制方法与单目标控制方法相比的优点: 在满足时域约束的同时充分利用控制能力提高乘坐舒适性。

表 1 H_2 / 广义 H_2 悬架和LQG悬架B的目标值
Table 1 Costs for the H_2 / generalized H_2 suspension and the LQG suspension B

| 目标值 | 式(10) | $E\{\ddot{z}_c^2\}$ | $E\{\ddot{\phi}^2\}$ |
|------------------|--------|---------------------|----------------------|
| H_2 / 广义 H_2 | 2.5937 | 0.8796 | 0.3924 |
| LQG, B | 4.1796 | 1.4533 | 0.6810 |

4.1 频域分析(Frequency-domain analysis)

车身加速度作为衡量乘坐舒适性的指标, 要求垂直加速度和俯仰加速度的幅值分别在4~8 Hz和1~2 Hz的频段内越小越好。图2给出了在前后轮路面速度输入激励下, H_2 / 广义 H_2 主动悬架(实线)车身垂直和俯仰加速度的频域响应曲线。作为比较, 单目标LQG悬架B(虚线)和被动悬架(点划线)的频率响应也一并给出。显见在1~8 Hz频段, H_2 / 广义 H_2 主动悬架的乘坐舒适性有明显提高。

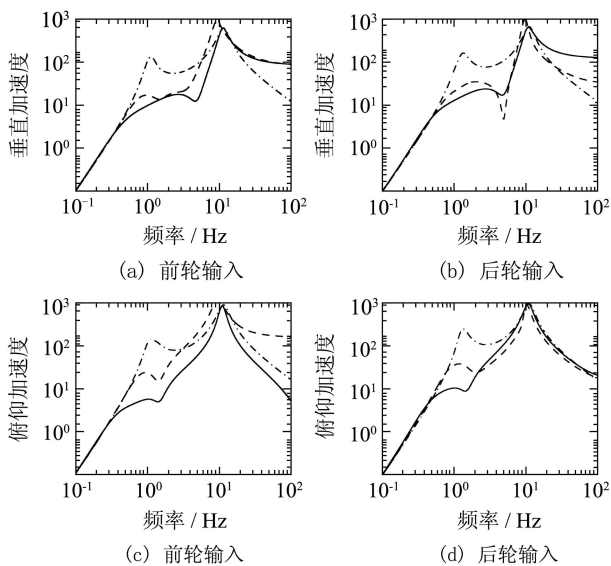


图 2 车身垂直/俯仰加速度的频率响应

Fig. 2 Frequency response of the vertical acceleration and pitch acceleration

4.2 RMS值分析(RMS analysis)

H_2 / 广义 H_2 主动悬架各输出的RMS值见表2(关于RMS值的计算参见文[8]), 其中HEAV和PITC分别表示车身垂直和俯仰加速度; SSF和SSR分别表示前

后悬架动行程; RDF和RDR分别表示前后轮胎动静载荷比; ACC和ACR分别表示前后悬架主动力。与单目标LQG悬架B和被动悬架(PS)相比, H_2 / 广义 H_2 主动悬架系统有更好的乘坐舒适性, 而且系统的硬约束条件在 3σ 概率意义下均得到满足。

表 2 主动悬架各输出的RMS值

Table 2 RMS values of variables

| 悬架各输出 | H_2 / 广义 H_2 | LQG, B | PS |
|---|------------------|--------|--------|
| HEAV/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$) | 0.5255 | 0.7010 | 0.7498 |
| PITC/($\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$) | 0.3920 | 0.4904 | 0.5886 |
| SSF/m | 0.0138 | 0.0108 | 0.0122 |
| SSR/m | 0.0124 | 0.0116 | 0.0115 |
| RDF | 0.2476 | 0.2367 | 0.1989 |
| RDR | 0.2600 | 0.3226 | 0.2324 |
| ACF/kN | 0.2591 | 0.1995 | - |
| ACR/kN | 0.2306 | 0.2655 | - |

4.3 包块响应(Bump response)

当汽车通过路面上的坑或包时, 路面输入是能量有界信号。考虑不平度系数为 $G_0 = 128 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 的路面上有一个长坡形单凸块, 其轮廓为 $^{[14]} \frac{A_m}{2} (1 - \cos \frac{2\pi}{L} l), 0 \leq l \leq L$ 。本文取高度为 $A_m = 0.1 \text{ m}$, 长度为 $L = 5 \text{ m}$ 。假设车辆行驶速度为 $V = 25 \text{ km/h}$, 则该凸块所产生的速度能量为 $0.1377 \text{ m}^2/\text{s}$ (用控制器调整参数归一化后为1.4344)。图3、图4给出了 H_2 / 广义 H_2 主动悬架(实线)包块响应的仿真曲线。作为比较, 单目标LQG悬架B(虚线)和被动悬架(点划线)的包块响应也一并给出。可见, 与被动悬架相比, 同一时刻的输出幅值明显减小, 且调节时间短, 较大地改善了乘坐舒适性。在被动悬架超出约束时, 主动悬架的约束输出条件仍能满足。

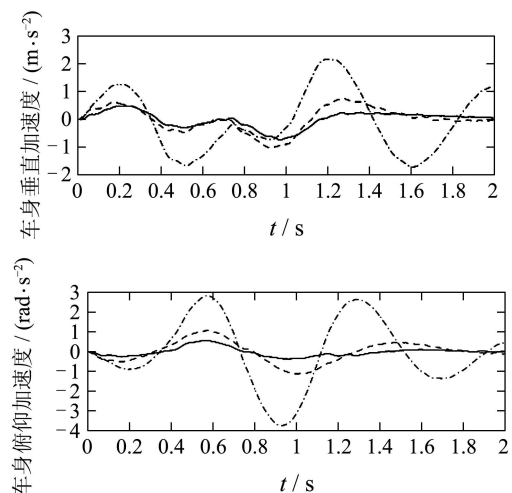


图 3 包块响应: 性能输出

Fig. 3 Bump response: performance outputs

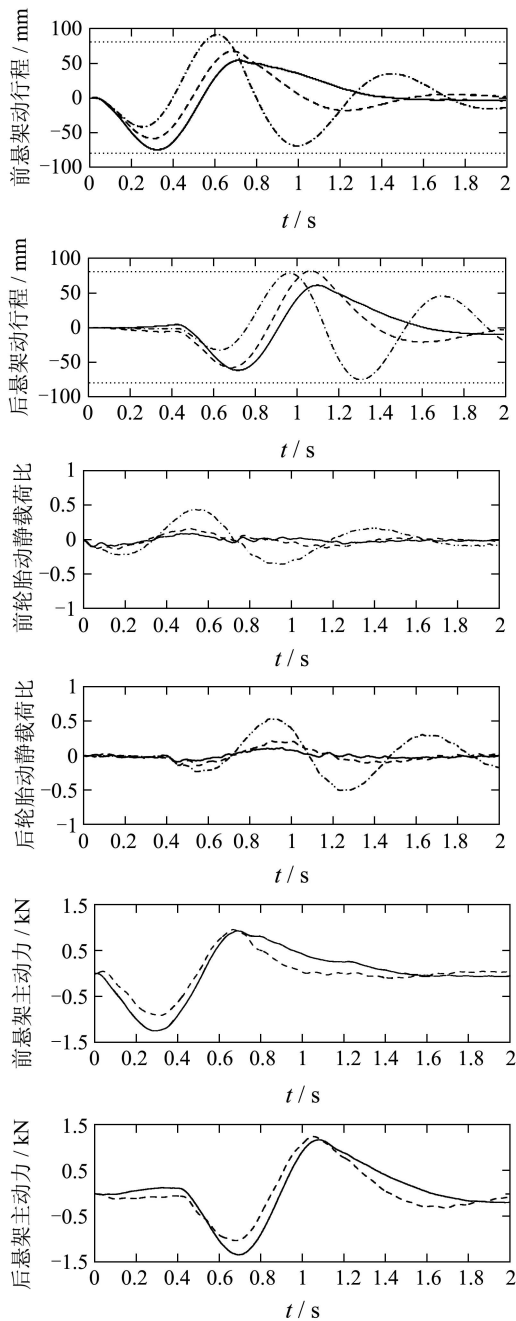


图4 包块响应: 约束输出

Fig. 4 Bump response: constrained outputs

5 结论(Conclusion)

针对主动悬架系统状态不能完全测量的问题, 本文提出了一种 H_2 /广义 H_2 输出反馈控制方法. 由于采用了输出反馈策略, 可以依照ISO2631.3选择频率依赖的垂直和俯仰加速度加权, 以提高乘坐舒适性. 根据路面干扰的谱特征, 选用 H_2 范数作为乘坐舒适性的指标, 广义 H_2 范数描述轮胎接地性、悬架动行程和控制量受限等时域约束要求. 在多目标控制框架下, 以优化乘坐舒适性为目标, 给出了设计输出反馈控制器的LMI优化问题. 基于半车模型的主动

悬架控制系统的比较分析和仿真表明了本文提出的 H_2 /广义 H_2 输出反馈方法能够在满足接地性等指标的同时提高乘坐舒适性.

应该指出的是, 由于采用了性能指标的频率加权, 设计的输出反馈控制器高于原系统的阶次. 因此, 下一步的工作包括控制器降阶和快速原型以及输出反馈主动悬架控制系统的硬件在回路仿真.

参考文献(References):

- [1] HROVAT D. Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications[J]. *Automatica*, 1997, 33(10): 1781 – 1817.
- [2] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [3] FIALHO I, BALAS G J. Road adaptive active suspension design using linear parameter-varying gain- scheduling[J]. *IEEE Trans on Control Systems Technology*, 2002, 10(1): 43 – 54.
- [4] ABDELHADY M B A. A fuzzy controller for automotive active suspension systems[J]. *Fuzzy Systems*, 2003, 11(4): 550 – 559.
- [5] SINHA P K, PECHEV A N. Nonlinear H_∞ controllers for Electromagnetic suspension systems[J]. *IEEE Trans on Automatic Control*, 2004, 49(4): 563 – 568.
- [6] ZHANG Y, ALLEYNE A G. A new approach to half-car active suspension control[C] // *Proc of American Control Conference*. NJ, USA: IEEE Press, 2003: 3762 – 3767.
- [7] LAUWERYS C, SWEVERYS J, SAS P. Design and experimental validation of linear robust controller for an active suspension of a quarter car[C] // *Proc of American Control Conference*. Piscataway, NJ, USA: IEEE Press, 2004: 1481 – 1486.
- [8] CHEN H, GUO K. Constrained H_∞ control of active suspensions: an LMI approach[J]. *IEEE Trans on Control Systems Technology*, 2005, 13(3): 412 – 421.
- [9] 陈虹, 马苗苗, 孙鹏远. 基于LMI优化的主动悬架多目标控制[J]. *自动化学报*, 2006, 32(4): 550 – 559.
- [10] International organization for standardization. Evaluation of human exposure to whole-body vibration-part1: general requirements. ISO 2631/1-1985[S]. Geneva: [s.n.], 1997.
- [11] BURL J B. *Linear Optimal Control: H_2 and H_∞ Methods*[M]. New York: Addison-Wesley, 1998.
- [12] SCHERER C W, GAHINET P, CHILALI M. Multi-objective output-feedback control via LMI optimization[J]. *IEEE Trans on Automatic Control*, 1997, 42(7): 896 – 911.
- [13] ZHOU K, DOYLE J C, GLOVER K. *Robust and Optimal Control*[M]. Upper Saddle River, New Jersey: Prentice Hall, 1996.
- [14] GORDON T, MARSH C, MILSTED M. A comparison of adaptive LQG and nonlinear controller for vehicle suspension systems[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1991, 20(6): 321 – 340.

作者简介:

陈虹 (1963—), 女, 教授, 博士生导师, 1983年和1986年浙江大学过程控制专业获工学学士和硕士学位, 1997年德国斯图加特大学获工学博士学位, 2000年原吉林工业大学机械工程博士后流动站(汽车动态模拟国家重点实验室)出站, 主要研究方向为鲁棒控制、预测控制及非线性控制, E-mail: chen h@jlu.edu.cn;

马苗苗 (1982—), 女, 博士研究生, 2003年吉林大学自动化专业获工学学士学位, 2006年吉林大学控制理论与控制工程专业获工学硕士学位, 主要研究方向为鲁棒控制、预测控制及系统仿真, E-mail: mamiomiao@email.jlu.edu.cn;

孙鹏远 (1974—), 男, 博士, 1996年吉林工业大学自动化专业获工学学士学位, 2001年和2004年吉林大学控制理论与控制工程专业获工学硕士和博士学位, 主要研究方向为汽车电子控制.