

文章编号:1671-1637(2016)03-0072-12

车辆半主动悬架全息最优滑模控制器设计方法

陈士安^{1,2}, 王骏骋¹, 姚 明¹

(1. 江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013;

2. 浙江水利水电学院 机械与汽车工程学院, 浙江 杭州 310018)

摘要:为使半主动悬架在名义工况下获得尽可能优的使用性能,保证在变参数/行驶工况下具有良好的鲁棒性,提出一种车辆半主动悬架全息最优滑模控制器设计方法。基于车辆模型分析了现有最优滑模控制器不能使半主动悬架在名义工况下获得较优性能与在变参数/行驶工况下鲁棒性较差的原因。通过对半主动悬架控制系统状态方程进行扩展,构建了不丢失任何系统结构与期望性能信息的滑模流形函数,据此设计了半主动悬架全息最优滑模控制器。通过变参数多工况数值仿真对比了采用现有最优滑模控制器的半主动悬架、采用全息滑模控制器的半主动悬架与被动悬架的性能。分析结果表明:在名义工况下,采用全息最优滑模控制器的半主动悬架的综合性能较采用现有最优滑模控制器的半主动悬架与被动悬架的综合性能分别提高了88.30%、38.33%;在变参数工况下,采用全息最优滑模控制器的半主动悬架、采用现有最优滑模控制器的半主动悬架和被动悬架的综合性能指标的最大波动分别是26.22%、74.42%、46.39%;在变行驶工况下,采用全息最优滑模控制器的半主动悬架、采用现有最优滑模控制器的半主动悬架和被动悬架的综合性能指标的最大波动分别是78.55%、106.22%、115.06%。可见,相比于被动悬架与采用现有最优滑模控制器的半主动悬架,采用全息最优滑模控制器的半主动悬架可获得更好的名义工况使用性能与变工况鲁棒性。

关键词:汽车工程;半主动悬架;悬架综合性能;全息最优滑模控制;扩展最优滑模流形函数;鲁棒性
中图分类号:U463.33 **文献标志码:**A

Design method of holographic optimal sliding mode controller for semi-active suspension of vehicle

CHEN Shi-an^{1,2}, WANG Jun-cheng¹, YAO Ming¹

(1. School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, Jiangsu, China;

2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Zhejiang University of Water Resources and Electric Power, Hangzhou 310018, Zhejiang, China)

Abstract: To obtain both better comprehensive performance of semi-active suspension under the nominal running condition and the enhanced robustness under the variation parameters/running condition, a design method of holographic optimal sliding mode (HOSM) controller for the semi-active suspension of vehicle was developed. First, when the current optimal sliding mode (COSM) controller was applied, the poorer reasons of the comprehensive performance of semi-active suspension under the nominal running condition and the robustness under the variation parameters/running condition were analyzed. Second, the state equations of control system for the semi-active suspension were augmented, a sliding mode manifold function considering all of

收稿日期:2016-01-20

基金项目:国家自然科学基金项目(51575239)

作者简介:陈士安(1973-),男,湖北荆州人,江苏大学教授,工学博士,从事汽车悬架控制研究。

structural and expected information of suspension was established, and a novel HOSM controller was designed. Finally, based on the numerical simulation, the control result of the proposed controller was compared with the control result of COSM controller and the performance of passive suspension. Analysis result shows that the comprehensive performance of semi-active suspension controlled by the HOSM controller increases by 88.30% and 38.33% compared with the values of the semi-active suspension controlled by the COSM controller and the passive suspension in the nominal running condition; under the variation parameter condition, the maximum fluctuations of comprehensive performance indexes of the suspensions controlled by the HOSM controller and the COSM controller and the passive suspension are 26.22%, 74.42%, and 46.39%, respectively; under the variation running condition, the maximum fluctuations of comprehensive performance indexes of the suspensions controlled by the HOSM controller and the COSM controller and the passive suspension are 78.55%, 106.22%, and 115.06%, respectively. Therefore, using the HOSM controller can not only achieve better comprehensive performance of semi-active suspension under the nominal running condition, but also achieve better robustness compared with the HOSM controller and the passive suspension. 7 tabs, 17 figs, 25 refs.

Key words: automotive engineering; semi-active suspension; suspension comprehensive performance; holographic optimal sliding mode control; augmented optimal sliding mode manifold function; robustness

Author resume: CHEN Shi-an(1973-), male, professor, PhD, +86-511-88789620, chenshian73@ujs.edu.cn.

0 引言

悬架是车身(或者车架)与车轮(或者车轴)之间传力连接装置的总称,是车辆重要的结构与功能部件,对车辆的行驶平顺性和操纵稳定性有着重要的影响。按照工作能力不同,悬架可以分为被动悬架^[1-2]、主动悬架^[3-4]和半主动悬架^[5-7]。传统被动悬架由于刚度与阻尼参数不可变,限制了车辆性能进一步提升,主动悬架与半主动悬架有望突破这种限制。相比于主动悬架而言,半主动悬架的优势在于无需外界动力源,结构相对简单,制造和使用成本低。控制方法是半主动悬架核心技术之一,对悬架综合性能有着重大的影响。

名义工况下的最优性能和变工况(非名义工况)下的鲁棒性能是评价控制系统工作效果的重要指标^[8-9],就半主动悬架来说,使其在名义工况下获得尽可能优的使用性能(因不具备主动控制能力,半主动悬架只能获得次于主动悬架最优性能的次优性能)与在变参数/行驶工况下获得更好的鲁棒性已经成为了当下汽车动力学控制领域的研究热点。柴陵江等基于7自由度车辆模型的研究结果显示LQG控制器能使主动悬架在名义工况下获得最优性

能^[10];陈杰平等为磁流变减振器半主动悬架设计了一种模糊控制器,可提高车辆的操纵稳定性和行驶平顺性^[11];郭全民等采用粒子群算法对PID控制器的控制参数进行整定,改善了PID控制半主动悬架的性能^[12];赵成等基于滑模变结构方法设计了具有较强鲁棒性的半主动悬架滑模控制器^[13]。在名义工况最优性能和变工况鲁棒性能的提升方面,上述控制方法各有优缺点。以LQG控制为代表的最优控制能使控制系统在名义工况下获得最优性能,但在变工况下的鲁棒性不够好^[14-15];模糊控制和PID控制虽然成本较低,有一定的自适应能力,但控制精度不够高,无法使系统获得最优性能^[16];滑模控制具有很好的鲁棒性^[17-18],可单独或其他控制方法组合使用,但不能使系统获得最优性能。为获得名义最优性能与良好的鲁棒性,将最优控制与滑模控制相结合,形成所谓的最优滑模控制方法^[19]。但是根据现有最优滑模控制方法设计的最优滑模控制半主动悬架的名义工况使用性能与变工况鲁棒性能都比被动悬架差,因此,解析现有最优滑模控制方法的缺点,为半主动悬架设计真正的最优滑模控制器,使半主动悬架在名义工况下获得尽可能优的使用性能与在变参数/行驶工况下获得更好的鲁棒性,具有一

定的理论和实际应用价值。

1 基于现有最优滑模控制方法的半主动悬架控制器

1.1 半车 4 自由度半主动悬架的动力学模型

考虑到 1/4 车 2 自由度车辆模型过于简单,而整车 7 自由度模型过于复杂,本文采用半车 4 自由度车辆模型^[20-21],见图 1,对车辆模型进行动力学分析有

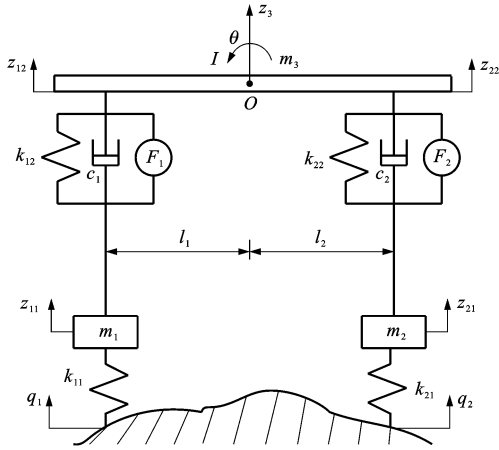


图 1 车辆模型

Fig. 1 Vehicle model

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_{11} + k_{11}(z_{11} - q_1) + k_{12}(z_{11} - z_{12}) + c_1(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{12}) = -F_1 \\ m_2 \ddot{z}_{21} + k_{21}(z_{21} - q_2) + k_{22}(z_{21} - z_{22}) + c_2(\dot{z}_{21} - \dot{z}_{22}) = -F_2 \\ m_3 \ddot{z}_3 - k_{12}(z_{11} - z_{12}) - c_1(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{12}) - k_{22}(z_{21} - z_{22}) - c_2(\dot{z}_{21} - \dot{z}_{22}) = F_1 + F_2 \\ I \ddot{\theta} + l_1 k_{12}(z_{11} - z_{12}) + l_1 c_1(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{12}) - l_2 k_{22}(z_{21} - z_{22}) - l_2 c_2(\dot{z}_{21} - \dot{z}_{22}) = l_2 F_2 - l_1 F_1 \\ z_{12} = z_3 - l_1 \sin(\theta) \approx z_3 - l_1 \theta \\ z_{22} = z_3 + l_2 \sin(\theta) \approx z_3 + l_2 \theta \end{cases} \quad (1)$$

$$F_1 = \begin{cases} F_3 & F_3(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{11}) < 0 \\ 0 & F_3(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{11}) \geq 0 \end{cases} \quad (2)$$

$$F_2 = \begin{cases} F_4 & F_4(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{21}) < 0 \\ 0 & F_4(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{21}) \geq 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \dot{q}_1 = -2\pi f_0 q_1 + 2\pi n_0 \omega \sqrt{G_q(n_0)} v \\ \dot{q}_2 = 2\left(\pi f_0 + \frac{v}{l}\right) q_1 - \frac{2v}{l} q_2 - 2\pi n_0 \omega \sqrt{G_q(n_0)} v \end{cases} \quad (4)$$

式中: z_{12} 、 z_{22} 分别为前、后悬架与车身连接点的垂直

位移; l_1 、 l_2 分别为车身质心 O 至前、后车轴的距离; θ 为俯仰角; z_3 为车身质心的垂向位移; m_1 、 m_2 、 m_3 分别为前、后非簧载质量与簧载质量; I 为车身绕质心的俯仰转动惯量; z_{11} 、 z_{21} 分别为前、后非簧载质量垂向位移; c_1 、 c_2 分别为前、后悬架的等效阻尼系数; k_{11} 、 k_{21} 、 k_{12} 、 k_{22} 分别为前、后轮胎与前、后悬架的等效刚度系数; F_1 、 F_2 分别为前、后悬架半主动控制力; F_3 、 F_4 分别为通过控制器求得的前、后悬架理想主动控制力; q_1 、 q_2 分别为前、后车轴的路面随机激励; v 为车速; f_0 为下截止频率; n_0 为参考空间频率; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数; w 为路面白噪声信号。

车辆行驶状态向量为

$$\mathbf{X}_0 = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8)^T \quad (5)$$

$$x_1 = z_{11} - q_1, x_2 = z_{21} - q_2$$

$$x_3 = z_{12} - z_{11}, x_4 = z_{22} - z_{21}$$

$$x_5 = \dot{z}_{11}, x_6 = \dot{z}_{21}$$

$$x_7 = \dot{z}_3, x_8 = \dot{\theta}$$

描述半主动悬架运动的状态方程为

$$\dot{\mathbf{X}}_0 = \mathbf{A}\mathbf{X}_0 + \mathbf{B}\mathbf{U} + \mathbf{G}\mathbf{W} \quad (6)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{11} & \mathbf{A}_{12} \\ \mathbf{A}_{21} & \mathbf{A}_{22} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{11} = \mathbf{0}_{4 \times 4}$$

$$\mathbf{A}_{12} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & -l_1 \\ 0 & -1 & 1 & l_2 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{21} = \begin{bmatrix} -\frac{k_{11}}{m_1} & 0 & \frac{k_{12}}{m_1} & 0 \\ 0 & -\frac{k_{21}}{m_2} & 0 & \frac{k_{22}}{m_2} \\ 0 & 0 & -\frac{k_{12}}{m_3} & -\frac{k_{22}}{m_3} \\ 0 & 0 & \frac{k_{12}l_1}{I} & -\frac{k_{22}l_2}{I} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{22} = \begin{bmatrix} -\frac{c_1}{m_1} & 0 & \frac{c_1}{m_1} & -\frac{c_1l_1}{m_1} \\ 0 & -\frac{c_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & \frac{c_2l_2}{m_2} \\ \frac{c_1}{m_3} & \frac{c_2}{m_3} & -\frac{c_1+c_2}{m_3} & \frac{c_1l_1-c_2l_2}{m_3} \\ -\frac{c_1l_1}{I} & \frac{c_2l_2}{I} & \frac{c_1l_1-c_2l_2}{I} & -\frac{c_1l_1^2+c_2l_2^2}{I} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{m_1} & 0 & \frac{1}{m_3} & -\frac{l_1}{I} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{m_2} & \frac{1}{m_3} & \frac{l_2}{I} \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}, \mathbf{W} = \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{bmatrix}$$

为了使车辆获得更优的行驶平顺性和操纵稳定性,即尽可能降低车身加速度和轮胎动载荷,同时限制悬架的动挠度,需要协调此三者改善中的冲突,在半主动悬架控制器设计中一般采用的悬架综合性能指标 J 为

$$J = \frac{1}{T} \int_0^T (\ddot{z}_3^2 + \delta_1 D_1 + \delta_2 D_2 + \delta_3 D_3 + \delta_4 D_4 + \delta_\theta \ddot{\theta}^2) dt \quad (7)$$

$$D_1 = (z_{11} - q_1)^2$$

$$D_2 = (z_{21} - q_2)^2$$

$$D_3 = (z_{12} - z_{11})^2$$

$$D_4 = (z_{22} - z_{21})^2$$

式中: T 为车辆运行的总时间; t 为车辆行驶时间; $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4, \delta_\theta$ 分别为 \ddot{z}_3^2 的加权系数默认为 1 时 $(z_{11} - q_1)^2, (z_{21} - q_2)^2, (z_{12} - z_{11})^2, (z_{22} - z_{21})^2, \ddot{\theta}^2$ 的加权系数。

加权系数的大小对悬架性能有很大影响,它们的选择取决于设计者的悬架性能倾向。本文通过综合考虑各评价指标的主观加权比例系数与同尺度量化比例系数,最终确定与悬架性能相关各评价指标的最终加权系数^[22]。式(7)的标准形式为

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T (\mathbf{X}_0^T \mathbf{Q} \mathbf{X}_0 + \mathbf{U}^T \mathbf{R} \mathbf{U} + 2 \mathbf{X}_0^T \mathbf{N} \mathbf{U}) dt \quad (8)$$

$$\mathbf{Q} = [\mathbf{Q}_1 \quad \mathbf{Q}_2 \quad \mathbf{Q}_3 \quad \mathbf{Q}_4 \quad \mathbf{Q}_5 \quad \mathbf{Q}_6 \quad \mathbf{Q}_7 \quad \mathbf{Q}_8]^T$$

$$\mathbf{Q}_1 = [\delta_1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$\mathbf{Q}_2 = [0 \quad \delta_2 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$\mathbf{Q}_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \delta_3 + \frac{k_{12}^2}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta k_{12}^2 l_1^2}{I^2} \\ \frac{k_{12} k_{22}}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta k_{12} k_{22} l_1 l_2}{I^2} \\ -\frac{k_{12} c_1}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta k_{12} c_1 l_1^2}{I^2} \\ -\frac{k_{12} c_2}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta k_{12} c_2 l_1 l_2}{I^2} \\ \frac{k_{12} (c_1 + c_2)}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta k_{12} l_1 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{I^2} \\ -\frac{k_{12} (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta k_{12} l_1 (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)}{I^2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{Q}_4 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_{12} k_{22}}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta k_{12} k_{22} l_1}{I^2} \\ \delta_4 + \frac{k_{22}^2}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta k_{22}^2 l_2^2}{I^2} \\ -\frac{k_{22} c_1}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta k_{22} c_1 l_1 l_2}{I^2} \\ -\frac{k_{22} c_2}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta k_{22} c_2 l_2^2}{I^2} \\ \frac{k_{22} (c_1 + c_2)}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta k_{22} l_2 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{I^2} \\ -\frac{k_{22} (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta k_{22} l_2 (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)}{I^2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{Q}_5 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{k_{12} c_1}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta k_{12} c_1 l_1^2}{I^2} \\ -\frac{k_{22} c_1}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta k_{22} c_1 l_1 l_2}{I^2} \\ \frac{c_1^2}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta c_1^2 l_1^2}{I^2} \\ \frac{c_1 c_2}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta c_1 c_2 l_1 l_2}{I^2} \\ -\frac{c_1 (c_1 + c_2)}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta c_1 l_1 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{I^2} \\ \frac{c_1 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta c_1 l_1 (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)}{I^2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{Q}_6 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{k_{12} c_2}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta k_{12} c_2 l_1 l_2}{I^2} \\ -\frac{k_{22} c_2}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta k_{22} c_2 l_2^2}{I^2} \\ \frac{c_1 c_2}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta c_1 c_2 l_1 l_2}{I^2} \\ \frac{c_2^2}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta c_2^2 l_2^2}{I^2} \\ -\frac{c_2 (c_1 + c_2)}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta c_2 l_2 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{I^2} \\ \frac{c_2 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta c_2 l_2 (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)}{I^2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{N} = [\mathbf{N}_1 \quad \mathbf{N}_2]^T$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{N}_1 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{k_{12}}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta k_{12} l_1^2}{I^2} \\ -\frac{k_{22}}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta k_{22} l_1 l_2}{I^2} \\ \frac{c_1}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta c_1 l_1^2}{I^2} \\ \frac{c_2}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta c_2 l_1 l_2}{I^2} \\ -\frac{c_1 + c_2}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta l_1 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{I^2} \\ \frac{c_1 l_1 - c_2 l_2}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta l_1 (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)}{I^2} \end{bmatrix}^T \\
\mathbf{N}_2 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{k_{12}}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta k_{12} l_1 l_2}{I^2} \\ -\frac{k_{22}}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta k_{22} l_2^2}{I^2} \\ \frac{c_1}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta c_1 l_1 l_2}{I^2} \\ \frac{c_2}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta c_2 l_2^2}{I^2} \\ -\frac{c_1 + c_2}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta l_2 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{I^2} \\ \frac{c_1 l_1 - c_2 l_2}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta l_2 (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)}{I^2} \end{bmatrix}^T \\
\mathbf{Q}_7 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_{12} (c_1 + c_2)}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta k_{12} l_1 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{I^2} \\ \frac{k_{22} (c_1 + c_2)}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta k_{22} l_2 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{I^2} \\ -\frac{c_1 (c_1 + c_2)}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta c_1 l_1 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{I^2} \\ -\frac{c_2 (c_1 + c_2)}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta c_2 l_2 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{I^2} \\ \frac{(c_1 + c_2)^2}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta (c_1 l_1 - c_2 l_2)^2}{I^2} \\ -\frac{(c_1 + c_2)(c_1 l_1 - c_2 l_2)}{m_3^2} - \\ \frac{\delta_\theta (c_1 l_1 - c_2 l_2)(c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)}{I^2} \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{Q}_8 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{k_{12} (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta k_{12} l_1 (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)}{I^2} \\ -\frac{k_{22} (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta k_{22} l_2 (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)}{I^2} \\ \frac{c_1 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta c_1 l_1 (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)}{I^2} \\ \frac{c_2 (c_1 l_1 - c_2 l_2)}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta c_2 l_2 (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)}{I^2} \\ -\frac{(c_1 + c_2)(c_1 l_1 - c_2 l_2)}{m_3^2} - \\ \frac{\delta_\theta (c_1 l_1 - c_2 l_2)(c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)}{I^2} \\ \frac{(c_1 l_1 - c_2 l_2)^2}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)^2}{I^2} \end{bmatrix} \\
\mathbf{R} &= \begin{bmatrix} \frac{1}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta l_1^2}{I^2} & \frac{1}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta l_1 l_2}{I^2} \\ \frac{1}{m_3^2} - \frac{\delta_\theta l_1 l_2}{I^2} & \frac{1}{m_3^2} + \frac{\delta_\theta l_2^2}{I^2} \end{bmatrix} \\
\mathbf{1.2} \quad &\text{基于现有最优滑模方法的控制器设计} \\
&\text{根据现有最优滑模方法、半主动悬架状态方程} \\
&\text{与综合性能指标, 构建最优滑模流形函数 } \mathbf{S}_c(\mathbf{X}_0) \\
&\text{为}^{[23-25]} \\
&\mathbf{S}_c(\mathbf{X}_0) = \mathbf{K}_c \mathbf{X}_0 = [\mathbf{Q}_{T4}^{-1} (\mathbf{A}_{T2}^T \mathbf{P}_c + \mathbf{Q}_{T2}^T)] \mathbf{I}_{2 \times 2} \mathbf{T} \mathbf{X}_0 \quad (9) \\
&\text{悬架系统运动状态在滑模控制器作用下应该从} \\
&\text{两边趋向于 } \mathbf{S}_c(\mathbf{X}_0) = \mathbf{0}_{2 \times 1}, \text{ 并有} \\
&(\mathbf{P}_c \mathbf{A}_{T1}) \mathbf{T} + \mathbf{P}_c \mathbf{A}_{T1} + \mathbf{Q}_{T1} - (\mathbf{P}_c \mathbf{A}_{T2} + \mathbf{Q}_{T1}) \cdot \\
&\mathbf{Q}_{T4}^{-1} (\mathbf{P}_c \mathbf{A}_{T2} + \mathbf{Q}_{T2}) \mathbf{T} = 0 \quad (10) \\
&\mathbf{A}_T = \mathbf{T} \mathbf{A} \mathbf{T}^{-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{T1} & \mathbf{A}_{T2} \\ \mathbf{A}_{T3} & \mathbf{A}_{T4} \end{bmatrix} \\
&\mathbf{Q}_T = (\mathbf{T}^{-1})^T \mathbf{Q} \mathbf{T}^{-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{T1} & \mathbf{Q}_{T2} \\ \mathbf{Q}_{T3} & \mathbf{Q}_{T4} \end{bmatrix} \\
&\mathbf{T} \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{2 \times 6} \\ \mathbf{I}_{2 \times 2} \end{bmatrix} \quad (11) \\
&\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{4 \times 4} & \mathbf{0}_{4 \times 4} \\ \mathbf{0}_{4 \times 4} & \mathbf{\Omega} \end{bmatrix} \\
&\mathbf{\Omega} = \begin{bmatrix} \mathbf{\Omega}_1^{-1} & -\mathbf{\Omega}_2^{-1} \\ \mathbf{0}_{2 \times 2} & \mathbf{\Omega}_2^{-1} \end{bmatrix} \\
&\mathbf{\Omega}_1 = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_1} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_2} \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

$$\Omega_2 = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_3} & \frac{1}{m_3} \\ -\frac{l_1}{J} & \frac{l_2}{J} \end{bmatrix}$$

式中: P_c 为式(10)的黎卡提方程的唯一解; A_{T1} 、 A_{T2} 、 A_{T3} 、 A_{T4} 为 A_r 的分块矩阵; Q_{T1} 、 Q_{T2} 、 Q_{T3} 、 Q_{T4} 为 Q_r 的分块矩阵; A_{T1} 、 Q_{T1} 为 6×6 阶矩阵; A_{T2} 、 Q_{T2} 为 6×2 阶矩阵; A_{T3} 、 Q_{T3} 为 2×6 阶矩阵; A_{T4} 、 Q_{T4} 为 2×2 阶矩阵。

为了避免控制系统发生非线性抖动,选用线性滑模趋近率 $\dot{S}_c(X_0)$ 为

$$\dot{S}_c(X_0) = -\lambda_c S_c(X_0) \quad (12)$$

式中: λ_c 为趋近率系数,为正数。

U_c 表示现有最优滑模控制器求取的理想控制向量,用理想控制向量替代状态方程(6)中的 U ,将式(12)、(6)代入式(9),可得

$$\begin{aligned} \dot{S}_c(X_0) &= K_c \dot{X}_0 = K_c (AX_0 + BU_c + GW) = \\ &= -\lambda_c S_c(X_0) = -\lambda_c K_c X_0 \end{aligned} \quad (13)$$

由式(13)求出理想控制向量为

$$U_c = -(K_c B)^{-1} (K_c A + \lambda_c K_c) X_0 - (K_c B)^{-1} K_c G W = U_{c1} + U_{c2} + U_{c3} \quad (14)$$

$$U_{c1} = -(K_c B)^{-1} K_c A X_0$$

$$U_{c2} = -(K_c B)^{-1} \lambda_c K_c X_0$$

$$U_{c3} = -(K_c B)^{-1} K_c G W$$

理想控制向量由 U_{c1} 、 U_{c2} 、 U_{c3} 三部分组成: U_{c1} 是式(13)的齐次解; U_{c2} 是趋近率解; U_{c3} 对应的是干扰向量的特解。

在实际控制过程中,干扰向量是不确定和未知的。而滑模控制的优点之一就是干扰向量对系统所产生的影响可以通过趋近率解进行补偿,所以实际滑模控制系统设计过程中理想控制向量为

$$U_c = U_{c1} + U_{c2} \quad (15)$$

式(15)中的理想控制向量包含了前、后悬架理想主动控制力,通过式(2)、(3)计算得实际控制向量中的前、后悬架半主动控制力。

从基于现有最优滑模方法设计半主动悬架控制器过程中可以看出,即使在名义工况下悬架控制系统处于理想主动状态,理想控制向量使悬架状态在 $S_c(X_0) = \mathbf{0}_{2 \times 1}$ 附近运动,悬架系统也不能获得最优性能。这是因为在最优滑模流形函数构造过程中既不涉及 A_{T3} 、 A_{T4} 和 B 所包含的部分悬架系统结构信息,又不涉及 N 、 R 所包含的部分悬架系统期望信息;悬架结构信息缺失会使控制器在设计过程中丢

失完整描述悬架系统基本属性的必要数据;悬架期望性能信息缺失则使控制器参照一个本身就不正确性能指标进行反馈控制。除此之外,若式(10)中发生 $Q_{T4} = \mathbf{0}_{2 \times 2}$ 的情况,则无法求取 P_c ,从而导致现有最优滑模控制器无法设计。

2 半主动悬架的全息最优滑模控制器

为了克服现有最优滑模控制方法在构建最优滑模流形函数时丢失部分结构与期望性能信息的缺陷,本文提出一种不丢失任何系统结构与期望性能信息的全息最优滑模控制器设计方法,来保证半主动悬架获得尽可能好的名义工况使用性能与变参数/行驶工况鲁棒性能。图2是全息最优滑模控制原理。

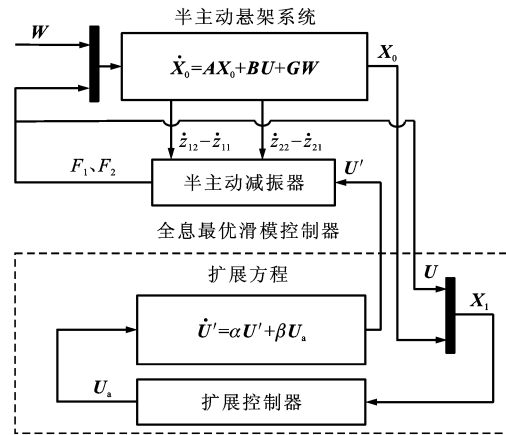


图2 全息最优滑模控制原理

Fig. 2 Control principle of holographic optimal sliding mode

全息最优滑模控制设计方法的主要贡献在于:通过对悬架运动状态方程进行扩展获取扩展控制系统,构造扩展最优滑模流形函数并设计扩展控制器,然后将扩展控制器的输出向量输入扩展方程,求取悬架系统的理想主动控制向量,最后将理想主动控制向量输入至半主动减振器,获取实际控制向量,实现对悬架系统的半主动控制。扩展方程与扩展控制系统分别为

$$\begin{cases} \dot{U}' = \alpha U' + \beta U_a \\ Y_a = U' \end{cases} \quad (16)$$

$$\dot{X}_1 = A_1 X_1 + B_a U_a + G_a W \quad (17)$$

$$U' = \begin{bmatrix} F_3 \\ F_4 \end{bmatrix}$$

$$X_a = \begin{bmatrix} X_0 \\ U \end{bmatrix}$$

$$A_a = \begin{bmatrix} A & B \\ \mathbf{0}_{2 \times 8} & \alpha I_{2 \times 2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_a = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{8 \times 2} \\ \beta \mathbf{I}_{2 \times 2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{G}_a = \begin{bmatrix} \mathbf{G} \\ \mathbf{0}_{2 \times 2} \end{bmatrix}$$

式中: \mathbf{U}' 为全息最优滑模控制器的理想控制向量; \mathbf{U}_a 为扩展最优滑模控制向量; \mathbf{Y}_a 为扩展方程的输出向量; α 和 β 是非零的常数。

在全息最优滑模控制器设计时,在完成扩展方程与扩展系统构建后,接着按 \mathbf{X}_1 对悬架综合性能指标 J 进行改写

$$J = \frac{1}{T} \int_0^T (\mathbf{X}_0^T \mathbf{Q} \mathbf{X}_0 + 2 \mathbf{X}_0^T \mathbf{N} \mathbf{U} + \mathbf{U}^T \mathbf{R} \mathbf{U}) dt =$$

$$\frac{1}{T} \int_0^T \begin{bmatrix} \mathbf{X}_0 \\ \mathbf{U} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \mathbf{Q} & \mathbf{N} \\ \mathbf{N}^T & \mathbf{R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{X}_0 \\ \mathbf{U} \end{bmatrix} dt =$$

$$\frac{1}{T} \int_0^T \begin{bmatrix} \mathbf{X}_0 \\ \mathbf{U} \end{bmatrix}^T \mathbf{Q}_9 \begin{bmatrix} \mathbf{X}_0 \\ \mathbf{U} \end{bmatrix} dt \quad (18)$$

式中: \mathbf{Q}_9 为扩展状态变量加权矩阵,不仅包含了 \mathbf{Q} ,同时也包含了悬架系统的其他期望信息 \mathbf{R} 和 \mathbf{N} 。

然后,根据式(17)、(18)构建扩展最优滑模流形函数 $\mathbf{S}_a(\mathbf{X}_1)$ 为

$$\mathbf{S}_a(\mathbf{X}_1) = \mathbf{K}_a \mathbf{X}_1 = [\mathbf{Q}_{M1}^{-1} (\mathbf{A}_{M2}^T \mathbf{P}_a + \mathbf{Q}_{M2}^T) \mathbf{I}] \mathbf{M} \mathbf{X}_1 \quad (19)$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{8 \times 8} & \mathbf{0}_{8 \times 2} \\ \mathbf{0}_{2 \times 8} & \frac{1}{\beta} \mathbf{I}_{2 \times 2} \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$(\mathbf{P}_a \mathbf{A}_{M1})^T + \mathbf{P}_a \mathbf{A}_{M1} + \mathbf{Q}_{M1} - (\mathbf{P}_a \mathbf{A}_{M2} + \mathbf{Q}_{M2}) \mathbf{Q}_{M1}^{-1} (\mathbf{P}_a \mathbf{A}_{M2} + \mathbf{Q}_{M2})^T = 0 \quad (21)$$

$$\mathbf{A}_M = \mathbf{M} \mathbf{A}_1 \mathbf{M}^{-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{M1} & \mathbf{A}_{M2} \\ \mathbf{A}_{M3} & \mathbf{A}_{M4} \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$\mathbf{Q}_M = (\mathbf{M}^{-1})^T \mathbf{Q}_9 \mathbf{M}^{-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{M1} & \mathbf{Q}_{M2} \\ \mathbf{Q}_{M3} & \mathbf{Q}_{M4} \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$\mathbf{A}_{M1} = \mathbf{A}$$

$$\mathbf{A}_{M2} = \beta \mathbf{B}$$

$$\mathbf{Q}_{M1} = \mathbf{Q}$$

$$\mathbf{Q}_{M2} = \beta \mathbf{N}$$

$$\mathbf{Q}_{M4} = \beta^2 \mathbf{R}$$

式中: \mathbf{K}_a 为全息控制器增益; \mathbf{P}_a 为式(21)的解; \mathbf{A}_{M1} 、 \mathbf{A}_{M2} 、 \mathbf{A}_{M3} 、 \mathbf{A}_{M4} 为 \mathbf{A}_M 的分块矩阵; \mathbf{Q}_{M1} 、 \mathbf{Q}_{M2} 、 \mathbf{Q}_{M3} 、 \mathbf{Q}_{M4} 为 \mathbf{Q}_M 的分块矩阵; \mathbf{A}_{M1} 、 \mathbf{Q}_{M1} 为 8×8 阶矩阵; \mathbf{A}_{M2} 、 \mathbf{Q}_{M2} 为 8×2 阶矩阵; \mathbf{A}_{M3} 、 \mathbf{Q}_{M3} 为 2×8 阶矩阵; \mathbf{A}_{M4} 、 \mathbf{Q}_{M4} 为 2×2 阶矩阵; \mathbf{M} 为 10×10 阶矩阵。

由式(19)~(23)可以看出扩展最优滑模流形函数包含了悬架系统全部的结构和期望性能信息。因为在构建悬架综合性能指标时, $\mathbf{R} \neq \mathbf{0}_{2 \times 2}$, $\beta \neq 0$, 所以 $\mathbf{Q}_{M4} = \beta^2 \mathbf{R}$ 肯定不等于 $\mathbf{0}_{2 \times 2}$, 因此,此控制器设计方

法具有普遍性。

设计扩展最优滑模控制器时采用线性趋近率为

$$\dot{\mathbf{S}}_a(\mathbf{X}_1) = -\lambda_a \mathbf{S}_a(\mathbf{X}_1) \quad (24)$$

式中: λ_a 为全息最优滑模控制趋近率系数,为正数。

将式(17)、(19)代入(24),得

$$\dot{\mathbf{S}}_a(\mathbf{X}_1) = \mathbf{K}_a \dot{\mathbf{X}}_1 = \mathbf{K}_a (\mathbf{A}_a \mathbf{X}_1 + \mathbf{B}_a \mathbf{U}_a + \mathbf{G}_a \mathbf{W}) =$$

$$-\lambda_a \mathbf{S}_a(\mathbf{X}_1) = -\lambda_a \mathbf{K}_a \mathbf{X}_1 \quad (25)$$

由式(25)求出扩展最优滑模控制向量为

$$\mathbf{U}_a = -(\mathbf{K}_a \mathbf{B}_a)^{-1} (\mathbf{K}_a \mathbf{A}_a + \lambda_a \mathbf{K}_a) \mathbf{X}_1 -$$

$$(\mathbf{K}_a \mathbf{B}_a)^{-1} \mathbf{K}_a \mathbf{G}_a \mathbf{W} = \mathbf{U}_{a1} + \mathbf{U}_{a2} + \mathbf{U}_{a3} \quad (26)$$

$$\mathbf{U}_{a1} = -(\mathbf{K}_a \mathbf{B}_a)^{-1} \mathbf{K}_a \mathbf{A}_a \mathbf{X}_1$$

$$\mathbf{U}_{a2} = -(\mathbf{K}_a \mathbf{B}_a)^{-1} \lambda_a \mathbf{K}_a \mathbf{X}_1$$

$$\mathbf{U}_{a3} = -(\mathbf{K}_a \mathbf{B}_a)^{-1} \mathbf{K}_a \mathbf{G}_a \mathbf{W}$$

扩展最优滑模控制向量由 \mathbf{U}_{a1} 、 \mathbf{U}_{a2} 、 \mathbf{U}_{a3} 三部分组成; \mathbf{U}_{a1} 是式(26)的齐次解; \mathbf{U}_{a2} 是趋近率解; \mathbf{U}_{a3} 对应的是干扰向量的特解。

同理,可以通过趋近率解对干扰向量进行补偿,所以在实际滑模控制系统设计过程中图2中的扩展最优滑模控制向量为

$$\mathbf{U}_a = \mathbf{U}_{a1} + \mathbf{U}_{a2} \quad (27)$$

最后,将扩展最优滑模控制向量代入式(16)求取理想控制向量,并将理想控制向量输入至半主动悬架获取实际控制向量。

在控制器设计过程中,考虑了悬架系统全部的结构和期望性能信息,因此,将此设计方法称为全息最优滑模控制设计方法。

3 仿真结果分析

3.1 名义工况下的性能比较

为了验证全息最优滑模控制方法的先进性,选取了采用现有最优滑模控制器的半主动悬架、采用全息最优滑模控制器的半主动悬架和被动悬架进行性能对比分析。仿真时间为 10 s,车辆的名义工况是在 C 级路面上以 $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的车速行驶,仿真参数见表 1。

在下文中悬架 1~3 分别代表被动悬架、采用现有最优滑模控制器的半主动悬架与采用现有全息滑模控制器的半主动悬架。车辆簧载质量加速度是车辆平顺性重要的评价指标,通常被用来评价乘坐舒适性,簧载质量加速度功率谱密度对频率求积分越小,说明乘坐舒适性越好。

图 3 是名义工况下 3 种悬架各自对应的簧载质量加速度功率谱密度与频率曲线;图 4 是悬架综合

性能指标与时间曲线;图 5 是车身俯仰角加速度与时间曲线。其中为更加清晰地展现车身俯仰角加速度与时间的对比曲线,图 5 中车身俯仰角加速度与时间曲线的时间显示范围为 0~2 s。

表 1 仿真参数

Tab. 1 Simulation parameters

参数	数值	参数	数值
m_1/kg	40	l_1/m	1.3
m_2/kg	45	l_2/m	1.5
m_3/kg	690	$I/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1 222
$k_{11}/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	200	λ_s	10 000
$k_{12}/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	17	α	1
$k_{21}/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	200	β	0.001
$k_{22}/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	22	δ_1	2 822.3
$c_1/(\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1	δ_2	2 822.3
$c_2/(\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1.1	δ_3	348.7
$v/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	20	δ_4	410.9
$G_q(n_0)/\text{m}^{-1}$	2.56×10^{-4}	δ_θ	0.616 5

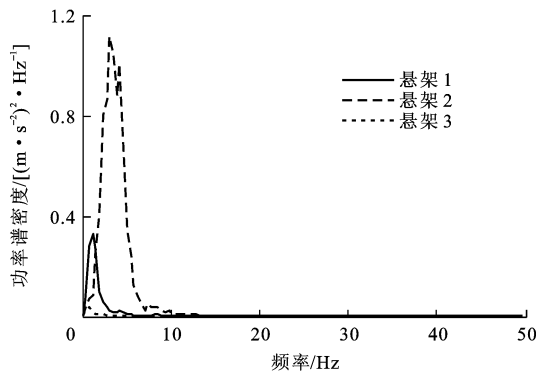


图 3 名义工况下簧载质量加速度功率谱密度与频率曲线
Fig. 3 Curves of power spectral density of sprung mass acceleration and frequency under nominal running condition

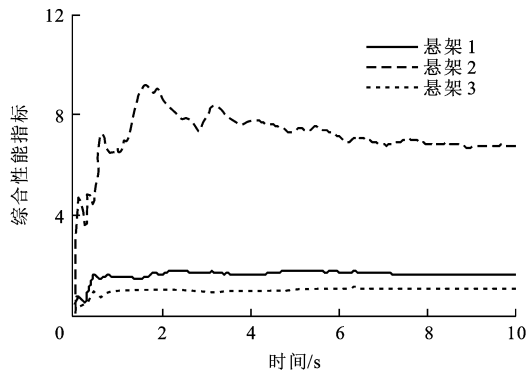


图 4 名义工况下悬架综合性能指标与时间曲线
Fig. 4 Curves of suspension comprehensive performance index and time under nominal running condition

图 4 显示采用现有最优滑模控制器的半主动悬架工作效果较被动悬架还要差,而采用全息最优滑

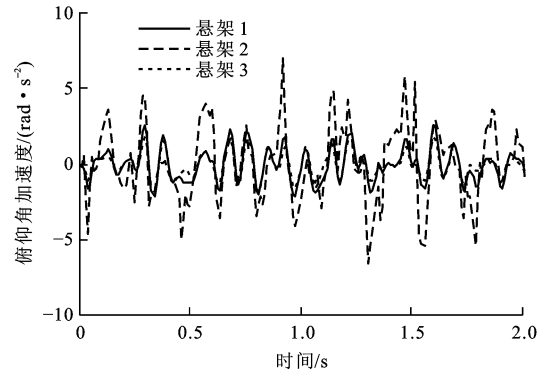


图 5 名义工况下俯仰角加速度与时间曲线
Fig. 5 Curves of pitch angle acceleration and time under nominal running condition

模控制器可使悬架综合性能指标取得最小值,且较采用现有最优滑模控制器的半主动悬架与被动悬架分别下降了 88.30%和 38.33%;图 3、5 显示与被动悬架相比,采用全息最优滑模控制器的半主动悬架的簧载质量加速度功率谱密度和俯仰角加速度都有明显的减小,即采用全息最优滑模控制器的半主动悬架系统在名义工况下可以获得尽可能优的悬架综合性能。

3.2 变参数工况下鲁棒性对比

在实际使用中,车辆的装载质量、轮胎气压、行驶路面与速度会发生变化,因此,必须研究半主动悬架在不同参数状态情况下的鲁棒性。在进行变参数工况鲁棒性对比时,选取以下 5 种不同的参数状态:参数状态 1 为 $1.3m_3$ 、 k_{11} 和 k_{21} ;参数状态 2 为 $0.7m_3$ 、 k_{11} 和 k_{21} ;参数状态 3 为 m_3 、 $1.3k_{11}$ 和 $1.3k_{21}$;参数状态 4 为 m_3 、 $0.7k_{11}$ 和 $0.7k_{21}$;参数状态 5 为 $1.3m_3$ 、 $0.7k_{11}$ 和 $0.7k_{21}$ 。

图 6~15 分别为 5 种参数状态下 3 种悬架的综合性能指标与时间变化曲线和簧载质量加速度功率谱密度与频率变化曲线。图 6、8、10、12、14

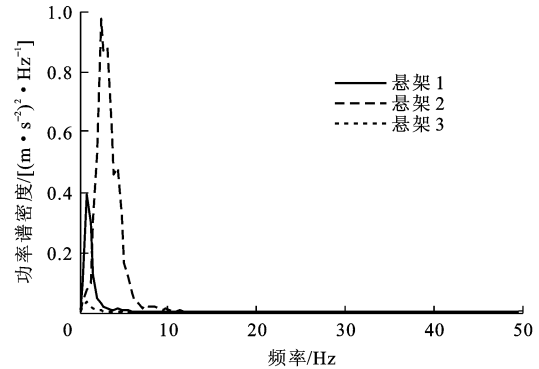


图 6 参数状态 1 下簧载质量加速度功率谱密度与频率曲线
Fig. 6 Curves of power spectral density of sprung mass acceleration and frequency under parameter condition 1

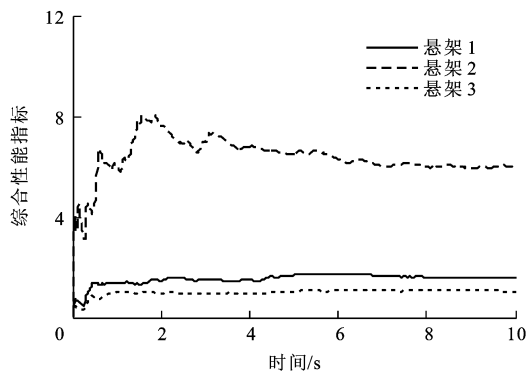


图 7 参数状态 1 下悬架综合性能指标与时间曲线
Fig. 7 Curves of suspension comprehensive performance index and time under parameter condition 1

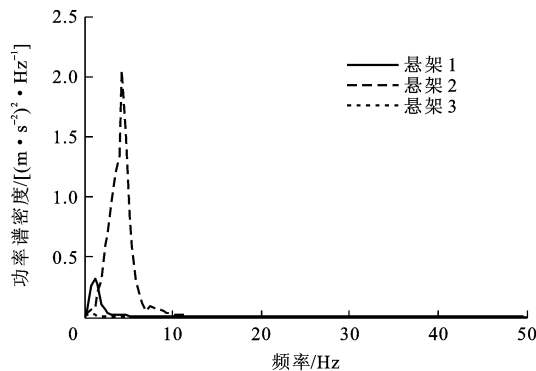


图 10 参数状态 3 下簧载质量加速度功率谱密度与频率曲线
Fig. 10 Curves of power spectral density of sprung mass acceleration and frequency curves under parameter condition 3

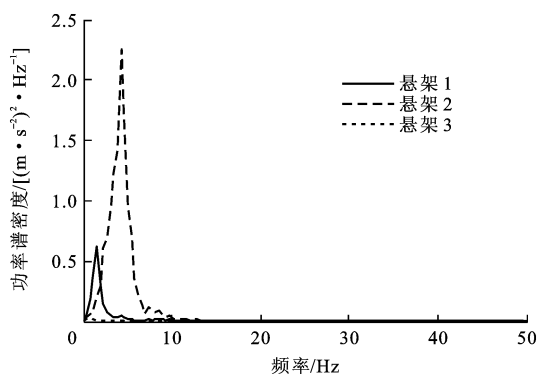


图 8 参数状态 2 下簧载质量加速度功率谱密度与频率曲线
Fig. 8 Curves of power spectral density of sprung mass acceleration and frequency under parameter condition 2

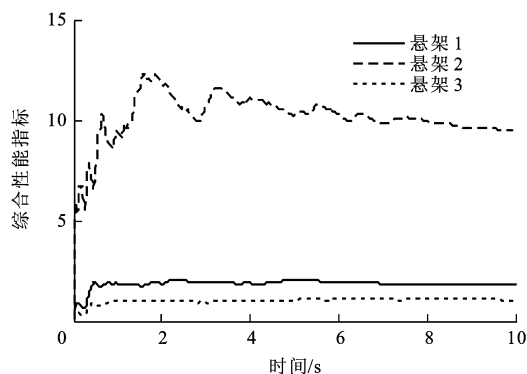


图 11 参数状态 3 下悬架综合性能指标与时间曲线
Fig. 11 Curves of suspension comprehensive performance index and time under parameter condition 3

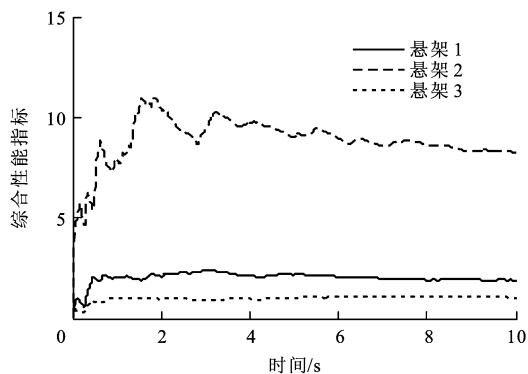


图 9 参数状态 2 下悬架综合性能指标与时间曲线
Fig. 9 Curves of suspension comprehensive performance index and time under parameter condition 2

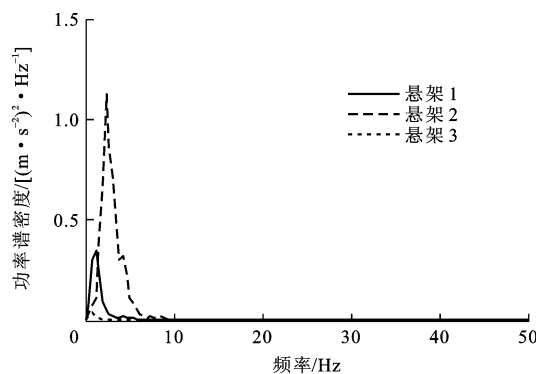


图 12 参数状态 4 下簧载质量加速度功率谱密度与频率曲线
Fig. 12 Curves of power spectral density of sprung mass acceleration and frequency under parameter condition 4

表明:不论在何种参数状态下,采用全息最优滑模控制器的半主动悬架相比于采用现有最优滑模控制器的半主动悬架与被动悬架来说,都能够更好地减小簧载质量加速度功率谱密度的峰值;图 7、9、11、13、15 表明:不论在何种参数状态下,采用全息最优滑模控制器的半主动悬架都能获得尽可能好的悬架综合性能。

不同参数状态下悬架综合性能指标与时间曲线

只能直观表现出 3 种悬架的综合性能对比情况,即不单独表现簧载质量加速度、前、后车轮动载荷、前、后悬架动挠度和车身俯仰角加速度等 6 个评价指标。为了更好地说明采用全息最优滑模控制器的半主动悬架的鲁棒性,表 2~7 分别给出了 3 种悬架在不同参数状态下 6 个评价指标的均方根与悬架综合性能指标, $R(\cdot)$ 为均方根。

表 2~7 显示:在上述 6 种不同参数状态下,采

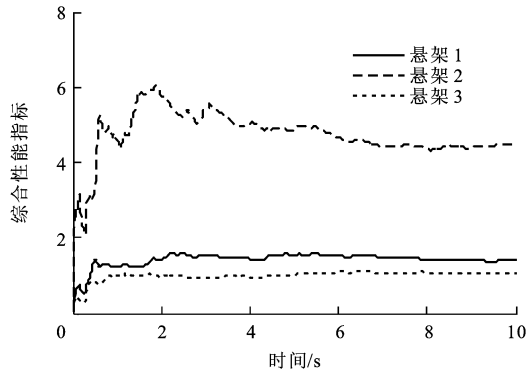


图13 参数状态4下悬架综合性能指标与时间曲线

Fig. 13 Curves of suspension comprehensive performance index and time under parameter condition 4

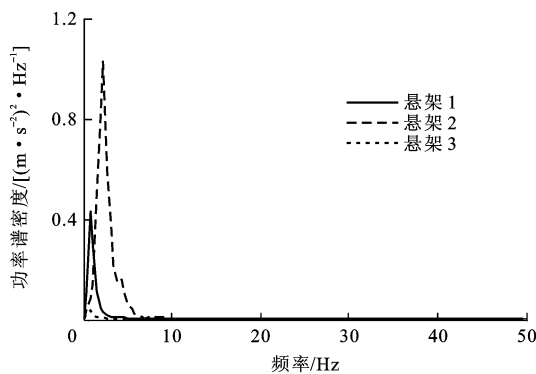


图14 参数状态5下簧载质量加速度功率谱密度与频率曲线

Fig. 14 Curves of power spectral density of sprung mass acceleration and frequency under parameter condition 5

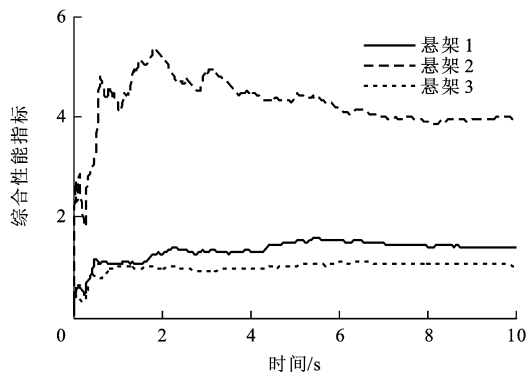


图15 参数状态5下悬架综合性能指标与时间曲线

Fig. 15 Curves of suspension comprehensive performance index and time under parameter condition 5

用全息最优滑模控制器与最优滑模控制器的半主动悬架和被动悬架各自簧载质量加速度均方根的最大波动分别是3.90%、12.50%、8.33%；前轮动载荷均方根的最大波动分别是2.56%、28.79%、5.00%；后轮动载荷均方根的最大波动分别是9.64%、12.70%、24.67%；前悬架动挠度均方根的最大波动分别是9.58%、22.41%、26.62%；后悬架动挠度均方根的最大波动分别是30.41%、

47.78%、36.40%；车身俯仰角加速度均方根的最大波动分别是30.83%、47.18%、29.40%；悬架综合性能指标的最大波动分别是26.22%、74.42%、46.39%。

表2 名义工况下各评价指标

Tab. 2 Evaluating indexes under nominal running condition

评价指标	悬架3	悬架2	悬架1
$R(\ddot{z}_3)/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	0.007 7	0.005 6	0.006 0
$R(z_{11}-q_1)/\text{m}$	0.007 8	0.006 6	0.006 0
$R(z_{21}-q_2)/\text{m}$	0.016 6	0.006 3	0.015 0
$R(z_{12}-z_{11})/\text{m}$	0.016 7	0.005 8	0.013 9
$R(z_{22}-z_{21})/\text{m}$	0.253 2	2.240 6	0.737 3
$R(\ddot{\theta})/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-2})$	0.828 0	1.846 1	1.066 1
J	1.112 6	9.483 9	1.800 3

表3 参数状态1下各评价指标

Tab. 3 Evaluating indexes under parameter condition 1

评价指标	悬架3	悬架2	悬架1
$R(\ddot{z}_3)/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	0.007 7	0.005 3	0.006 0
$R(z_{11}-q_1)/\text{m}$	0.007 8	0.007 1	0.006 1
$R(z_{21}-q_2)/\text{m}$	0.017 5	0.006 2	0.017 8
$R(z_{12}-z_{11})/\text{m}$	0.017 6	0.006 2	0.015 7
$R(z_{22}-z_{21})/\text{m}$	0.226 1	2.255 6	0.068 1
$R(\ddot{\theta})/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-2})$	0.828 3	1.610 3	1.070 7
J	1.122 0	8.067 3	1.752 4

表4 参数状态2下各评价指标

Tab. 4 Evaluating indexes under parameter condition 2

评价指标	悬架3	悬架2	悬架1
$R(\ddot{z}_3)/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	0.007 7	0.006 0	0.006 0
$R(z_{11}-q_1)/\text{m}$	0.007 9	0.005 7	0.006 0
$R(z_{21}-q_2)/\text{m}$	0.015 8	0.006 4	0.014 4
$R(z_{12}-z_{11})/\text{m}$	0.015 8	0.005 3	0.012 0
$R(z_{22}-z_{21})/\text{m}$	0.301 0	2.222 7	0.944 8
$R(\ddot{\theta})/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-2})$	0.827 8	2.223 9	1.058 4
J	1.118 2	10.955 7	2.414 0

表5 参数状态3下各评价指标

Tab. 5 Evaluating indexes under parameter condition 3

评价指标	悬架3	悬架2	悬架1
$R(\ddot{z}_3)/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	0.007 5	0.005 3	0.005 8
$R(z_{11}-q_1)/\text{m}$	0.008 0	0.006 4	0.005 9
$R(z_{21}-q_2)/\text{m}$	0.016 7	0.006 0	0.015 1
$R(z_{12}-z_{11})/\text{m}$	0.016 9	0.005 7	0.014 1
$R(z_{22}-z_{21})/\text{m}$	0.263 9	2.771 6	0.739 2
$R(\ddot{\theta})/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-2})$	0.951 3	2.147 4	1.205 1
J	1.285 9	12.387 5	2.040 7

表 6 参数状态 4 下各评价指标

Tab. 6 Evaluating indexes under parameter condition 4

评价指标	悬架 3	悬架 2	悬架 1
$R(\ddot{z}_3)/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	0.007 8	0.006 0	0.006 2
$R(z_{11}-q_1)/\text{m}$	0.008 0	0.006 9	0.006 2
$R(z_{21}-q_2)/\text{m}$	0.016 5	0.006 8	0.015 0
$R(z_{12}-z_{11})/\text{m}$	0.016 5	0.006 1	0.013 6
$R(z_{22}-z_{21})/\text{m}$	0.250 3	1.701 1	0.734 6
$R(\ddot{\theta})/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-2})$	0.696 0	1.548 6	0.891 7
J	0.994 2	6.076 4	1.588 5

表 7 参数状态 5 下各评价指标

Tab. 7 Evaluating indexes under parameter condition 5

评价指标	悬架 3	悬架 2	悬架 1
$R(\ddot{z}_3)/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	0.007 8	0.005 8	0.006 3
$R(z_{11}-q_1)/\text{m}$	0.008 0	0.007 6	0.006 3
$R(z_{21}-q_2)/\text{m}$	0.017 4	0.006 7	0.018 1
$R(z_{12}-z_{11})/\text{m}$	0.017 4	0.006 6	0.015 5
$R(z_{22}-z_{21})/\text{m}$	0.224 0	1.712 7	0.676 4
$R(\ddot{\theta})/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-2})$	0.696 4	1.362 9	0.896 7
J	1.003 9	5.329 4	1.578 7

采用全息最优滑模控制器的半主动悬架除了车身俯仰角加速度均方根的最大波动要略大于被动悬架车身俯仰角加速度均方根的最大波动外,其余所有性能评价指标的最大波动都远小于采用现有最优滑模控制器的半主动悬架与被动悬架对应性能评价指标的最大波动,因此,采用全息最优滑模控制器的半主动悬架可以获得良好的变参数工况鲁棒性。

此外,由表 2~7 可得:相比于采用现有最优滑模控制器的半主动悬架与被动悬架,采用全息最优滑模控制器的半主动悬架在各种参数状态下的前、后车轮动载荷的均方根都没有明显减小,说明其对应的车轮动荷改善效果不理想,但此结果是合理的。因为名义工况属于低速行驶的工况,在低速行驶工况下通常主要考虑车辆的行驶平顺性;而在高速行驶工况下,主要考虑车辆的操纵稳定性与行驶安全性,若车轮动载荷的幅值比静载荷大,则车轮在垂直方向载荷就会出现比零小的情况,造成车轮离开路面而使得车辆的操纵稳定性和行驶安全性能恶化,因此,高速行驶工况下可以通过选择较大的车轮动载荷相对重要性权重系数,牺牲其他性能来改善车轮动荷。

3.3 不同行驶工况下鲁棒性对比

除名义工况外,为研究采用全息最优滑模控制器的半主动悬架的变行驶工况鲁棒性,选取了以下 2 种

行驶工况:行驶工况 1 为 B 级公路上以 $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的车速行驶;行驶工况 2 为 D 级公路上以 $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的车速行驶。这 2 种行驶工况分别代表车辆在好路上快速行驶和在坏路上慢速行驶。图 16、17 分别为行驶工况 1、2 下 3 种悬架的悬架综合性能指标与时间的曲线。

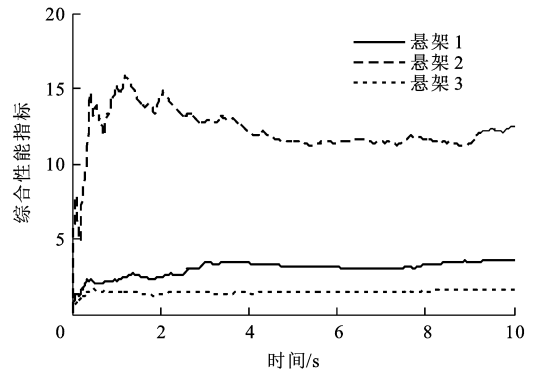


图 16 行驶工况 1 下悬架综合性能指标与时间曲线

Fig. 16 Curves of suspension comprehensive performance index and time under running condition 1

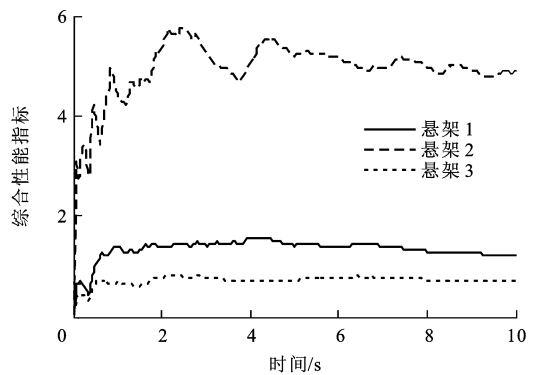


图 17 行驶工况 2 下悬架综合性能指标与时间曲线

Fig. 17 Curves of suspension comprehensive performance index and time under running condition 2

从图 3、16、17 中可以看出:3 种不同行驶工况下采用全息最优滑模控制器的半主动悬架的综合性能都要明显优于采用现有最优滑模控制器的半主动悬架与传统被动悬架的综合性能;采用全息最优滑模控制器与现有最优滑模控制器的半主动悬架和被动悬架的综合性能指标的最大波动分别是 78.55%、106.22%、115.06%。分析结果表明:全息最优滑模控制器可使得半主动悬架获得良好的变行驶工况鲁棒性。

4 结 语

(1)采用现有最优滑模控制器在构建滑模流形函数时丢失部分悬架系统结构和期望性能信息,结构信息的丢失使控制器在设计过程中缺少了完整描

述悬架系统基本属性的必要数据,期望性能信息的丢失使控制器参照一个本身就不正确的性能指标进行反馈控制,导致采用现有最优滑模控制器的半主动悬架无法取得尽可能优的名义工况使用性能和变工况鲁棒性。

(2)为了克服基于现有最优滑模控制方法设计最优滑模控制器丢失部分悬架系统结构和期望性能信息的缺陷,提出了一种车辆半主动悬架全息最优滑模控制器设计方法。该方法通过对悬架系统状态方程进行扩展,构建不丢失任何系统结构与期望性能信息的扩展滑模流形函数,并据此设计的考虑了全部悬架系统结构和期望性能信息的全息最优滑模控制器。

(3)与采用现有最优滑模控制器的半主动悬架和被动悬架的性能对比显示,采用了新设计的全息最优滑模控制器的半主动悬架具有在名义工况下尽可能优的使用性能和在变参数/行驶工况下良好的鲁棒性。

参考文献:

References:

- [1] 陈 龙,杨晓峰,汪若尘,等.基于二元件 ISD 结构隔振机理的车辆被动悬架设计与性能研究[J]. 振动与冲击,2013,32(6):90-95.
CHEN Long, YANG Xiao-feng, WANG Ruo-chen, et al. Design and performance study of vehicle passive suspension based on two-element inerter-spring-damper structure vibration isolation mechanism[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(6): 90-95. (in Chinese)
- [2] 聂佳梅,张孝良,胡 贝,等.车辆被动悬架技术发展新方向[J]. 车辆与动力技术,2012(2):59-64.
NIE Jia-mei, ZHANG Xiao-liang, HU Bei, et al. A new approach of vehicle passive suspension techniques[J]. Vehicle and Power Technology, 2012(2): 59-64. (in Chinese)
- [3] SUN Wei-chao, GAO Hui-jun, YAO Bin. Adaptive robust vibration control of full-car active suspension with electrohydraulic actuators[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2013, 21(6): 2417-2428.
- [4] 陈士安,王勇刚,王 东,等.无外界动力源主动悬架的能量可用性[J]. 交通运输工程学报,2012,12(2):46-52.
CHEN Shi-an, WANG Yong-gang, WANG Dong, et al. Energy availability of active suspension without external energy supply[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2012, 12(2): 46-52. (in Chinese)
- [5] 叶光湖,吴光强.汽车磁流变减振器半主动空气悬架仿真研究[J]. 汽车工程,2015,37(5):560-565.
YE Guang-hu, WU Guang-qiang. A study on the simulation of semi-active air suspension with magneto-rheological damper[J]. Automotive Engineering, 2015, 37(5): 560-565. (in Chinese)
- [6] 宗长富,李 刚,郑宏宇.线控汽车底盘控制技术研究进展及展望[J]. 中国公路学报,2013,26(2):160-176.
ZONG Chang-fu, LI Gang, ZHENG Hong-yu. Study progress and outlook of classis control technology for X-by-wire automobile[J]. China Journal of Highway and Transport, 2013, 26(2): 160-176. (in Chinese)
- [7] 高 晋,杨秀建,牛子儒,等.扭转梁悬架性能影响因素分析[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2014,35(6):627-634.
GAO Jin, YANG Xiu-jian, NIU Zi-ru, et al. Influencing factors analysis of twist beam suspension characteristic[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2014, 35(6): 627-634. (in Chinese)
- [8] LI Hong-yi, YU Jin-yong, HILTON C, et al. Adaptive sliding-mode control for nonlinear active suspension vehicle systems using T-S fuzzy approach[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2013, 60(8): 3328-3338.
- [9] ZHAO Ying-bo, ZHAO Lin, GAO Hui-jun. Vibration control of seat suspension using H_{∞} reliable control[J]. Journal of Vibration and Control, 2010, 16(4): 80-85.
- [10] 柴陵江,孙 涛,冯金芝,等.基于层次分析法的主动悬架 LQG 控制器设计[J]. 汽车工程,2010,32(8):712-718.
CHAI Ling-jiang, SUN Tao, FENG Jin-zhi, et al. Design of the LQG controller for active suspension system based on analytic hierarchy process[J]. Automotive Engineering, 2010, 32(8): 712-718. (in Chinese)
- [11] 陈杰平,冯武堂,郭万山,等.整车磁流变减振器半主动悬架变论域模糊控制策略[J]. 农业机械学报,2011,42(5):8-13,19.
CHEN Jie-ping, FENG Wu-tang, GUO Wan-shan, et al. Whole vehicle magnet rorheological fluid damper semi-active suspension variable universe fuzzy control simulation and test[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(5): 8-13, 19. (in Chinese)
- [12] 郭全民,雷蓓蓓.半主动悬架 PID 控制的研究和优化[J]. 国外电子测量技术,2015,34(4):60-63.
GUO Quan-min, LEI Bei-bei. Research and optimization for semi-active suspension PID control [J]. Foreign Electronic Measurement Technology, 2015, 34(4): 60-63. (in Chinese)
- [13] 赵 成,胡增荣,陈大跃.半主动悬架的滑模变结构控制[J]. 中国公路学报,2007,20(3):109-114.
ZHAO Cheng, HU Zeng-rong, CHEN Da-yue. Sliding mode varying structure control for semi-active suspension[J]. China Journal of Highway and Transport, 2007, 20(3): 109-114. (in Chinese)
- [14] 张 望,喻 凡.基于混合鲁棒控制的电磁主动悬架动力学分析[J]. 机械设计与研究,2015,31(4):173-178.
ZHANG Wang, YU Fan. Study on dynamics of electromagnetic active suspension based on mix robust control[J]. Machine Design and Reasearch, 2015, 31(4): 173-178. (in Chinese)
- [15] CHEN Shi-an, LI Xu, ZHAO Lian-jian, et al. Development of a control method for an electromagnetic semi-active

(下转第 99 页)

- [22] 张 聪,王振臣,程 菊,等. 4WIS-4WID 车辆横摆稳定性 AFS+ARS+DYC 滑模控制[J]. 汽车工程,2014,36(3):304-309,320.
- ZHANG Cong, WANG Zhen-chen, CHENG Ju, et al. Slide model control of AFS+ARS+DYC for the yaw stability of a 4WIS-4WID vehicle [J]. Automotive Engineering, 2014, 36(3): 304-309, 320. (in Chinese)
- [23] GUO Jian-hua, CHU Liang, LIU Hong-wei, et al. Integrated control of active front steering and electronic stability program[C]//IEEE. International Conference on Advanced Computer Control. New York: IEEE, 2010: 449-453.
- [24] HEO H, JOA E, YI K, et al. Integrated chassis control for enhancement of high speed cornering performance[J]. SAE International Journal of Commercial Vehicles, 2015, 8(1): 102-109.
- [25] 孙桂华. 基于直接横摆力矩控制的电动汽车操纵稳定性研究[D]. 镇江:江苏大学,2013.
- SUN Gui-hua. Research on handling and stability of electric vehicle based on direct yaw-moment control[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2013. (in Chinese)
- [26] 韩京清. 从 PID 技术到“自抗扰控制”技术[J]. 控制工程, 2002,9(3):13-18.
- HAN Jing-qing. From PID technique to active disturbances rejection control technique[J]. Control Engineering of China, 2002, 9(3): 13-18. (in Chinese)
- [27] 赵志良. 非线性自抗扰控制的收敛性[D]. 合肥:中国科学技术大学,2012.
- ZHAO Zhi-liang. Convergence of nonlinear active disturbance rejection control [D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2012. (in Chinese)
-
- (上接第 83 页)
- suspension reclaiming energy with varying charge voltage in steps[J]. International Journal of Automotive Technology, 2015, 16(5): 765-773.
- [16] 罗鑫源,杨世文. 基于 AHP 的车辆主动悬架 LQG 控制器设计[J]. 振动与冲击,2013,32(2):102-106.
- LUO Xin-yuan, YANG Shi-wen. Design of a LQG controller for a vehicle active suspension system based on AHP[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(2): 102-106. (in Chinese)
- [17] BASIN M, RODRIGUEZ-RAMIREZ P. Sliding mode controller design for linear systems with unmeasured states[J]. Journal of the Franklin Institute, 2012, 349(4): 1337-1349.
- [18] CASTAS F, FRIDMAN L. Analysis and design of integral sliding manifolds for systems with unmatched perturbations[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2006, 51(5): 853-862.
- [19] ZHANG B L, TANG G Y, CAO F L. Optimal sliding mode control for active suspension systems [J]//IEEE. Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Networking, Sensing and Control. New York: IEEE, 2009: 351-356.
- [20] 陈杰平,朱茂飞,祝 辉. 基于磁流变减振器不确定半车悬架模型的半主动鲁棒控制研究[J]. 机械设计与制造,2011(4): 110-112.
- CHEN Jie-ping, ZHU Mao-fei, ZHU Hui. Semiactive robust control development of uncertainty half-car model based on magnetorheological damper, 2011(4): 110-112. (in Chinese)
- [21] 赵彩虹,陈士安,王骏骋. 刚度和阻尼系数对 LQG 控制主动悬架控制的影响分析[J]. 农业机械学报,2015, 46(12): 301-308.
- ZHAO Cai-hong, CHEN Shi-an, WANG Jun-cheng. Influences of stiffness and damping parameters on control of active suspension based on LQG[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(12): 301-308. (in Chinese)
- [22] 陈士安,邱 峰,何 仁,等. 一种悬架 LQG 控制加权系数的方法[J]. 振动与冲击,2008,27(2):65-68,176.
- CHEN Shi-an, QIU Feng, HE Ren, et al. A method for choosing weights in a suspension LQG controller[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(2): 65-68, 176. (in Chinese)
- [23] UTKIN V I, YANG K D. Methods for constructing discontinuity planes in multidimensional variable structure systems[J]. Automation and Remote Control, 1978(10): 72-77.
- [24] 高 远,许 伟,蓝会立. 基于微分几何的非线性汽车悬架模糊滑模控制研究[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版,2014, 37(3):266-271.
- GAO Yuan, XU Wei, LAN Hui-li. Fuzzy sliding mode control for nonlinear vehicle suspension based on differential geometry[J]. Journal of Hefei University of Technology: Natural Science, 2014, 37(3): 266-271. (in Chinese)
- [25] IGNACIUK P, BARTOSZEWICZ A. LQ optimal sliding-mode supply policy for periodic-review perishable inventory systems[J]. Journal of the Franklin Institute, 2012, 349(4): 1561-1582.