

文章编号: 1008-1542(2023)02-0123-09

基于新型趋近律的半主动悬架模糊滑模控制

孙建民^{1,2}, 王 燕^{1,2}, 赵国浩^{1,2}, 姚德臣^{1,2}

(1. 北京建筑大学机电与车辆工程学院, 北京 100044; 2. 城市轨道交通车辆服役性能保障北京市重点实验室, 北京 100044)

摘要: 面向重载运输车辆的行驶过程, 为了提高驾驶员的乘坐舒适性和行车安全性, 设计一种基于新型趋近律的半主动悬架模糊滑模控制器。首先, 为解决实时测量路面信号的问题, 基于改进的参考天棚模型, 将簧下质量的运动状态直接作为控制系统输入; 其次, 针对滑模控制引起的系统抖振和收敛速度慢的问题, 引入可变边界层饱和函数的新型趋近律, 再将模糊控制与滑模控制相结合, 以保证控制精度和控制鲁棒性; 最后, 将重载运输车辆半主动悬架作为仿真对象进行仿真。结果表明, 相较于传统模糊滑模控制, 车身垂向加速度降低 78.9%, 车轮动载荷下降 13.6%, 悬架动挠度减小 31.4%。所设计的控制器可提升以车身垂向加速度和悬架动挠度为评价指标的乘坐舒适性和以车轮动载荷为评价指标的行车安全性, 为半主动悬架系统的智能控制研究提供参考。

关键词: 车辆工程; 重载运输车辆; 半主动悬架; 参考天棚模型; 可变边界层饱和函数; 趋近律; 模糊滑模控制

中图分类号: U463.33 文献标识码: A DOI: 10.7535/hbkd.2023yx02003

Fuzzy sliding mode control of semi-active suspension based on a new reaching law

SUN Jianmin^{1,2}, WANG Yan^{1,2}, ZHAO Guohao^{1,2}, YAO Dechen^{1,2}

(1. School of Mechanical-Electronic and Vehicle Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044, China; 2. Beijing Key Laboratory of Performance Guarantee on Urban Rail Transit Vehicles, Beijing 100044, China)

Abstract: In order to improve the heavy-duty transportation vehicle drivers' riding comfort and driving safety, a fuzzy sliding mode controller for semi-active suspension based on a new reaching law was put forward. Firstly, to solve the problem of real-time measurement of road signals, based on the improved reference ceiling model, the motion state of the unsprung mass was directly used as the input of the control system; secondly, aiming at the problems of chattering and slow convergence speed of the system caused by sliding mode control, a new reaching law of the saturation function of the variable boundary layer was

收稿日期: 2022-10-24; 修回日期: 2023-01-18; 责任编辑: 冯 民

基金项目: 国家自然科学基金(51605023); 北京市教委科研项目(SQKM201810016015)

第一作者简介: 孙建民(1969—), 男, 河北昌黎人, 教授, 主要从事车辆工程、机械工程、交通运输等领域方面的研究。

E-mail: sjmlwtx@126.com

孙建民, 王燕, 赵国浩, 等. 基于新型趋近律的半主动悬架模糊滑模控制[J]. 河北科技大学学报, 2023, 44(2): 123-131.

SUN Jianmin, WANG Yan, ZHAO Guohao, et al. Fuzzy sliding mode control of semi-active suspension based on a new reaching law[J]. Journal of Hebei University of Science and Technology, 2023, 44(2): 123-131.

proposed, and the fuzzy control and sliding mode control were combined to ensure the control accuracy and control robustness; finally, the semi-active suspension of the heavy-duty transport vehicle was simulated. The results show that compared with traditional fuzzy sliding mode control, the vertical acceleration of the body is reduced by 78.9%, the dynamic load of the wheel is reduced by 13.6%, and the dynamic deflection of the suspension is reduced by 31.4%. The proposed controller can improve the riding comfort which is evaluated by the vertical acceleration of the body and the dynamic deflection of the suspension, and the driving safety which is evaluated by the dynamic load of the wheel, providing some reference for the study of the intelligent control of semi-active suspension system.

Keywords: vehicle engineering; heavy-duty transportation vehicle; semi-active suspension; reference ceiling model; variable boundary layer saturation function; reaching law; fuzzy sliding mode control

在远距离重载运输工作中,驾驶员在长时间驾驶的同时,还要控制车速、保持平稳驾驶以保证行车安全,这常常使他们倍感疲惫。为了提高驾驶员的乘坐舒适性和行车安全性,需要对重载运输车辆的半主动悬架系统进行智能控制。

滑模控制方法因为鲁棒性强和对系统参数依赖性低而被广泛应用于非线性控制系统中^[1-2]。但是,滑模控制会引起系统抖振的问题,造成控制精度和稳定性下降,使系统运动轨迹趋近于滑模面时收敛速度降低,还会增加额外的能量消耗^[3]。高为炳^[4]分析了抖振产生的原因,提出了等速趋近律、幂次趋近律、指数趋近律和一般趋近律,为改善滑模抖振情况奠定了基础。为了抑制滑模抖振,国内外在设计和改进滑模趋近律方面也有不少成果。陈德海等^[5]通过变指数趋近律抑制了抖振,达到了全局收敛,但系统响应速度慢,难以适应外界参数的变化;杨光宇等^[6]运用快速幂次趋近律达到了既能削弱抖振又能加快收敛速率的效果,但计算复杂且控制鲁棒性下降;WANG等^[7]提出了自适应趋近律,使系统状态轨迹在趋近滑模面时自适应调整向滑模面靠近的速度,从而避免抖振,但系统的平衡点难以判断,故此方法的应用性比较低;NKOMO等^[8]提出双幂次趋近律,能做到抑制抖振的同时加快系统的收敛,但由于引入过多参数,使得计算复杂,降低了可应用性;沐俊文等^[9]提出基于双曲正切函数的趋近律,通过调整符号函数的系数来调整误差,达到抑制抖振的效果,但由于系数随着误差的减小而减小,导致系统状态到达滑模面平衡点的时间延长、收敛速度变慢。

为了改变上述情况,本文一方面引入可变边界层饱和函数的新型趋近律,以使状态轨迹快速、稳定地向滑模切换面收敛,既能使控制稳定且有较高的鲁棒性,又能抑制抖振,另一方面将模糊控制与滑模控制结合,以降低滑模抖振对控制精度的影响,提高控制稳定性,最后针对悬架系统设计基于参考天棚模型和新型趋近律的模糊滑模控制器,通过仿真实验对乘坐舒适性和行车安全性进行分析评价。

1 重载运输车辆的半主动悬架数学模型和改进的参考天棚模型

1.1 半主动悬架数学模型

本文的控制对象是1/4车辆半主动悬架模型,第1步建立非线性二自由度半主动悬架物理模型和数学模型。图1中, m_s 及 m_{us} 分别为悬架簧上质量和簧下质量; f_s 及 f_d 分别为悬架弹簧力和阻尼力; u_f 为执行器输出的控制力; f_{st} 为轮胎弹性力; x_r 为路面输入的位移信号; x_{us} 及 x_s 分别为簧下质量和簧上质量质心的位移。

对图1模型进行受力分析,可得1/4半主动悬架模型动力学方程为

$$m_s \ddot{x}_s + f_s + f_d + u_f = 0, \quad (1)$$

$$m_{us} \ddot{x}_{us} - f_s - f_d - u_f = 0, \quad (2)$$

$$f_s = k_s (x_s - x_{us}) \quad (3)$$

$$f_d = c_s (\dot{x}_s - \dot{x}_{us}), \quad (4)$$

$$f_{st} = k_t (x_{us} - x_r), \quad (5)$$

式中: k_s 和 k_t 分别为悬架和轮胎的弹性系数; c_s 为悬架的阻尼系数; \dot{x}_s 和 \dot{x}_{us} 分别为簧上质量和簧下质量的速度; \ddot{x}_s 和 \ddot{x}_{us} 分别为簧上质量和簧下质量的加速度。

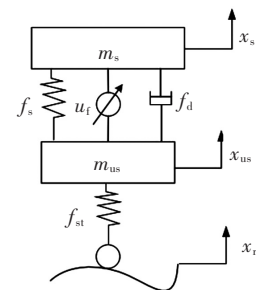


图1 半主动悬架物理模型

Fig. 1 Semi-active suspension physical model

1.2 改进的参考天棚模型

“参考系统”的存在是为了使被控系统达到与作者的理想系统控制一样的效果。参考系统理论上可以是任何数学模型,而不必在实际中存在,只要能够将系统输入提供给参考系统即可,并且控制器能够弥补实际系统与设计的理想系统之间的差值。

如果直接将理想系统作为模型的参考系统,固然可以更直接地获得好的控制效果,但前提是理想系统在实际中是可行的。然而对于悬架系统来说,将路面输入信号传递给参考模型是很难的,综上,天棚模型这个理想化的数学系统不能在实际应用中参与到整个控制系统中来,因此有了“参考天棚模型”这个概念。姚嘉凌等^[10]将参考天棚模型解释为具有理想可控减振器的开关阻尼,并且不会使簧下质量的性能恶化。

本文设计中的“改进的参考天棚模型”,规避了传统的参考天棚模型需要实时获得路面高度信息这个难点,秦武等^[11]验证了参考天棚模型的弹性系数和阻尼系数与半主动悬架的弹性系数和阻尼系数相同时,控制效果最佳,因此,改进的参考天棚模型设计如图2所示。

由改进的参考天棚模型可得:

$$m_s \ddot{z}_{sr} + f_{sr} + f_{dr} + f_{sk} = 0, \quad (6)$$

$$f_{sk} = c_{sk} \dot{z}_{sr}, \quad (7)$$

$$f_{sr} = k_s (z_{sr} - z_u), \quad (8)$$

$$f_{dr} = c_s (\dot{z}_{sr} - \dot{z}_u), \quad (9)$$

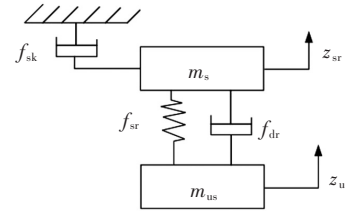


图2 改进的参考天棚模型

Fig. 2 Improved reference ceiling model

式中: z_{sr} 是簧上质量的位移; \ddot{z}_{sr} 是簧上质量的加速度; f_{sr} 是悬架弹簧力; f_{dr} 是悬架阻尼力; f_{sk} 是天棚阻尼力; c_{sk} 是天棚阻尼系数; z_u 是簧下质量的位移, $z_u = x_{us}$ 。

2 半主动悬架模糊滑模控制器设计

2.1 跟踪误差模型设计

半主动悬架模型和参考天棚模型测得的簧上质量位移和速度信号存在误差,为了得到准确的误差信号,要设计一个跟踪误差模型来计算两者间的误差,在半主动悬架模型中,将状态变量 \mathbf{x} 赋予定义, $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T$; $x_1 = x_s$; $x_2 = \dot{x}_s$; $x_3 = x_{us}$; $x_4 = \dot{x}_{us}$ 。所以式(1)、式(2)可以更改为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2, \\ \dot{x}_2 = -\frac{1}{m_s} (f_s + f_d + u_f) \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = \frac{1}{m_{us}} (f_s + f_d + u_f - f_{st}). \end{cases} \quad (10)$$

将 \dot{x}_2 改写成非线性微分方程式,即

$$\dot{x}_2 = -\frac{1}{m_{s0}} (k_{s0} x_1 + c_{s0} x_2 + k_0 u + \mu_0) + d_1, \quad (11)$$

式中: $m_{s0}, k_{s0}, c_{s0}, k_0, u_0$ 为已知参数; d_1 是半主动悬架模型中由于非线性因素、参数的不确定性所造成的不确定量,可以表示成:

$$d_1 = \frac{1}{m_{s0}} (k_{s0} x_1 + c_{s0} x_2 + k_0 u + \mu_0) - \frac{1}{m_s} (f_s + f_d + u_f), \quad (12)$$

同理,参考天棚模型中的状态变量定义为 $\mathbf{x} = [x_{1r} \ x_{2r}]^T$; $x_{1r} = z_{sr}$; $x_{2r} = \dot{z}_{sr}$ 。

将式(6)写成:

$$\begin{cases} \dot{x}_{1r} = x_{2r}, \\ \dot{x}_{2r} = \frac{1}{m_s} (f_{sr} + f_{dr} + f_{sk}), \end{cases} \quad (13)$$

将 \dot{x}_{2r} 改写成非线性微分方程式:

$$\dot{x}_{2r} = -\frac{1}{m_{s0}}(k_{s0}x_{1r} + c_{s0}x_{2r} + f_{sk}) + d_2, \quad (14)$$

d_2 是参考天棚模型中由于非线性因素、参数的不确定性所造成的不确定量,可以表示成:

$$d_2 = \frac{1}{m_{s0}}(k_{s0}x_{1r} + c_{s0}x_{2r} + f_{sk}) - \frac{1}{m_s}(f_{sr} + f_{dr} + f_{sk}). \quad (15)$$

假设主动悬架控制效果与参考天棚模型的控制效果一样,那么主动悬架与参考天棚模型中簧载质量的位移误差和速度误差都应该趋近于 0,建立跟踪误差表达式:

$$\begin{cases} e_1 = x_1 - x_{1r}, \\ \dot{e}_1 = e_2 = \dot{x}_1 - \dot{x}_{1r}. \end{cases} \quad (16)$$

由式(11)、式(14)、式(16)可得:

$$\dot{e}_2 = -\frac{1}{m_{s0}}(k_{s0}e_1 + c_{s0}e_2 + k_0u + \mu_0 - f_{sk}) + d, \quad (17)$$

$$d = d_1 - d_2, \quad (18)$$

式中 \dot{e}_2 是 e_2 关于时间的导数。

2.2 滑模控制系统设计

设计滑模控制器,需要求解滑模控制算法,首先建立一个滑模面函数,再解出滑模控制律^[12]。假设系统理想的状态轨迹为 x_d ,位移跟踪误差为 e ,则

$$e = x_d - x. \quad (19)$$

显然 x 是系统实际的状态轨迹,构造滑模面函数:

$$s = \dot{e} + ce - f(t), \quad (20)$$

式中 $c > 0$; $f(t)$ 需满足下列要求:

- 1) $f(0) = \dot{e}(0) + ce(0)$;
- 2) $t \rightarrow 0$ 时, $f(t) \rightarrow 0$;
- 3) $f(t)$ 具有一阶导数。

当系统状态满足上述情况时,就可以保证 $s \rightarrow 0$ 始终成立,即从起始状态起,跟踪误差就趋向于 0,此后一直收敛于 0,系统具备全局鲁棒性,实现了全局滑模控制。赋予函数 $f(t)$ 定义:

$$f(t) = f(0)e^{-at} = [\dot{e}(0) + ce(0)]e^{-at}. \quad (21)$$

因此,将式(20)改成:

$$s = \dot{e} + ce - f(0)e^{-at} = \dot{e} + ce - [[\dot{e}(0) + ce(0)]e^{-at}], \quad (22)$$

式中 $\alpha > 0$; $e(0)$ 和 $\dot{e}(0)$ 分别表示 $t=0$ 时刻的位置误差和误差变化率。

滑模控制律由等效控制律 u_{eq} 和切换控制律 u_{vs} 2 个部分组成^[13]。

$$u = u_{eq} + u_{vs}, \quad (23)$$

$$u_{eq} = \frac{1}{B_n}[c\dot{e} + \ddot{x}_d - A_n\dot{x} - \dot{f}(t)], \quad (24)$$

式中 $B_n = \frac{f_s}{m_s}$; $A_n = -\frac{f_{sk}}{m_s}$; A_n, B_n 皆为常数。

为了有效地抑制抖振,控制律的求解利用了饱和函数 $\text{sat}(\frac{s}{\varphi})$,因此,切换控制律表示为

$$u_{vs} = \rho \text{sat}\left(\frac{s}{\varphi}\right). \quad (25)$$

饱和函数法^[14]的提出是为了避免滑模结构切换的不连续性,简单的饱和函数中,开关函数 u_k 表示为

$$u_k = u_{eq} - k \text{sat}(s), \quad (26)$$

式中 $\text{sat}(s)$ 表示饱和函数,

$$\text{sat}\left(\frac{s}{\varphi}\right) = \begin{cases} \frac{s}{\varphi}, & \left|\frac{s}{\varphi}\right| \leq 1, \\ \text{sat}\left(\frac{s}{\varphi}\right), & \left|\frac{s}{\varphi}\right| > 1, \end{cases} \quad (27)$$

系统若具有 3 个结构,则有 2 个切换面:

$$\begin{cases} s = \varphi, \\ s = -\varphi, \end{cases} \quad (28)$$

式中 $\pm\varphi$ 是边界。图 3 是边界层的几何解释,图中 ε 是边界层的宽度, φ 是边界层的厚度。在边界层外,被控量的控制形式和继电器控制形式一样;但在边界层内,则是高频增益的线性控制^[15]。

状态轨迹在边界层内时为线性控制且鲁棒性较差,在趋近于切换平面时趋近速度快而无法收敛至切换面上且到达时间较长,导致滑模抖振。为了解决这 2 个问题,需要选择合适的趋近律。

传统的趋近律如等速趋近律^[16]:

$$\dot{s} = -\rho \operatorname{sgn}(s), \quad \rho > 0, \quad (29)$$

式中 ρ 值决定了趋近速度和抖振程度。由于 $\operatorname{sgn}(s)$ 的取值单一,导致运动轨迹趋近速度恒定,且 ρ 值越大趋近速度越大,但同时抖振也越剧烈,因此引入动态边界层饱和函数的趋近律。

$$\begin{cases} \dot{s} = -\varepsilon q(x, s) \operatorname{sat}(s), \\ \varepsilon q(x, s) = \varepsilon \frac{\arctan |x|}{\eta e^{-\delta |s|}}, \end{cases} \quad (30)$$

式中: x 是状态位置变量; s 是滑模面; $\varepsilon, \eta, \delta$ 是大于 0 的常数; $\varepsilon q(x, s)$ 是与状态位置变量和滑模面相关的函数,其计算出系统状态轨迹与滑模面之间的距离作为自变量,当状态轨迹趋近滑模面时,自适应地调整趋近速度。 $|s|$ 越大,即状态轨迹距离滑模面越远时,趋近速度越大,但因 $\arctan |x|$ 的存在,限制了趋近速度。让状态轨迹平稳地向滑模面原点 ($s=0$) 靠近,穿过滑模面后,加速促进系统的稳定,从而抑制了系统的抖振。通常饱和函数的边界层厚度是定值,为了抑制趋近滑模面时的抖振,会把边界层厚度取一个较大值,但这样会影响系统的动态响应,因此将 $\operatorname{sat}(s)$ 重新分段定义如下:

$$\operatorname{sat}(s) = \begin{cases} \frac{s}{\beta \arctan |x|}, & |s| < \beta \cdot \arctan |x|, \\ \operatorname{sgn}(s), & |s| \geq \beta \cdot \arctan |x|, \end{cases} \quad (31)$$

式中 β 是大于 0 的常数,边界层重新定义为 $\beta \cdot \arctan |x|$, $\arctan |x|$ 的有界性保证了边界层厚度不会随着 $|s|$ 的增大而无限大。状态变量趋近于 0 时,边界层的厚度也趋近于 0,状态轨迹平稳的收敛至切换平面。

因此,新的滑模控制律 u 表示为

$$u = \frac{1}{B_n} [c\dot{e} + \ddot{x}_d - A_n \dot{x} - \varepsilon \frac{\arctan |x|}{\eta e^{-\delta |s|}} \operatorname{sat}(s) - \dot{f}(t)]. \quad (32)$$

选取李雅普诺夫函数 $V = \frac{1}{2}s^2$ 并且求导:

$$\dot{V} = s\dot{s} = -\varepsilon \frac{\arctan |x|}{\eta e^{-\delta |s|}} \operatorname{sat}(s) \cdot s = \begin{cases} -\varepsilon \frac{s^2}{\beta \cdot \eta e^{-\delta |s|}}, & |s| < \beta \cdot \arctan |x|, \\ -\varepsilon \frac{\arctan |x|}{\eta e^{-\delta |s|}} |s|, & |s| \geq \beta \cdot \arctan |x|, \end{cases} \quad (33)$$

$\dot{V} < 0$, 使用了可变边界层饱和函数的滑模控制系统是渐进稳定的。

通过设计滑模控制系统,引入动态边界层饱和函数的趋近律,饱和函数取代符号函数等,引入边界层的概念,边界层可变驱使滑模运动轨迹向滑模面趋近速度动态变化,又将饱和函数作分段定义,抑制趋近滑模面时的抖振,做到状态轨迹平稳快速地收敛,并在构造滑模面函数时引入非线性项,消除了传统滑模控制初始阶段的误差,实现了全局滑模控制。

2.3 模糊控制算法

基于改进的滑模控制律建立了新的模糊控制规则,如表 1 所示。

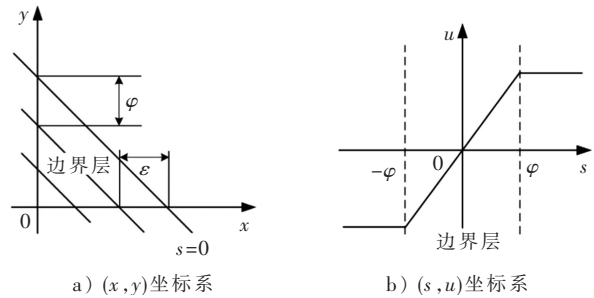


图 3 边界层的定义

Fig. 3 Definition of boundary layer

表 1 模糊控制规则
Tab.1 Fuzzy control rules

$\begin{matrix} \epsilon \\ \backslash \\ s \end{matrix}$	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NM	NM	NS	NS	ZE
NM	NB	NB	NM	NS	NS	NS	ZE
NS	NM	NM	NS	ZE	ZE	ZE	ZE
ZE	NM	NM	NS	ZE	ZE	PS	PS
PS	NS	NS	ZE	ZE	PS	PS	PM
PM	ZE	PS	PS	PS	PS	PM	PB
PB	PS	PS	PS	PM	PB	PB	PB

在改进滑模控制器基础上结合模糊控制算法,可以在保证高鲁棒性的前提下,提高滑模控制的精度^[17]。选用三角形隶属度函数作为模糊输入变量 s, \dot{s} 和输出变量 ϵ 的隶属度函数,并将系统的输入变量与输出变量分为[负大(NB)、负中(NM)、负小(NS)、零(ZE)、正小(PS)、正中(PM)、正大(PB)] 7 个变量。

2.4 半主动悬架模糊滑模控制器的总体设计

控制系统总体设计需要考虑参数的不确定性、非线性以及非理想执行器的存在,同时保证悬架动态位移和轮胎动载荷的大小在安全的范围之内^[18],关系如下:

$$|x_s - x_{us}| \leq z_r, \tag{34}$$

$$|f(t)| \leq (m_s + m_{us})g, \tag{35}$$

式中: z_r 是悬架的最大动态位移; f_t 是轮胎动载荷。

设计的基于参考天棚模型和新型趋近律的模糊滑模(以下简称“改进的模糊滑模”)控制器如图 4 所示。

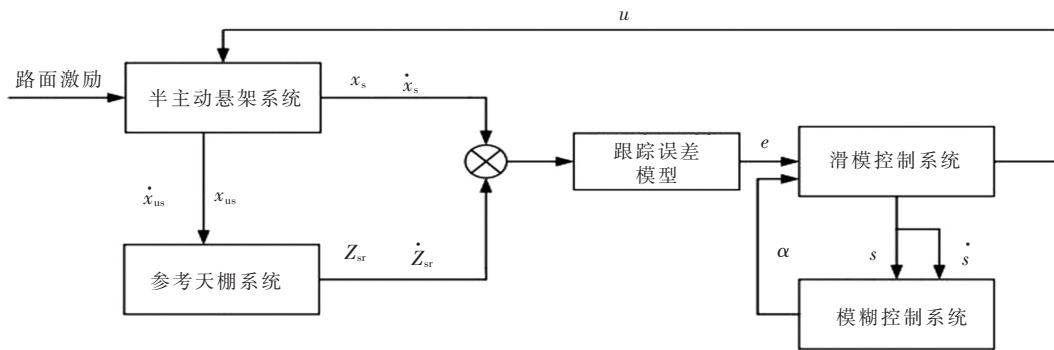


图 4 基于参考天棚模型和新型趋近律的模糊滑模控制器

Fig. 4 Fuzzy sliding mode controller based on reference skyhook model and novel reaching law

半主动悬架获取路面激励信息并将簧下质量的运动状态作为参考天棚系统的输入,2 个系统再分别将自己的簧上质量位移信息 z_{sr}, x_s 和加速度信息 \dot{z}_{sr}, \dot{x}_s 作为信号输入,构造跟踪误差模型,将非线性参数以及参数不确定、非理想执行器所引起的所有不确定量整合在一起;然后以跟踪误差模型的输出量 e 作为输入建立滑模面函数 s ,将 s 和 \dot{s} 作为二维模糊滑模控制器的输入,来保持控制系统的稳定性,并将计算分析得到的控制力 u 反馈给半主动悬架,用以控制并调整车身高度,从而保证了行驶的平顺性和乘坐的舒适度。

3 半主动悬架模糊滑模控制系统仿真实验

3.1 悬架系统仿真参数

本文使用最接近真实路况的白噪声法^[19]来模拟路面激励信号,选取 C 级路面不平度作为输入,其路面不平度系数 $G_q(n_0) = 2.56 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 。为对本文的控制器控制效果进行验证,选用 MATLAB/Simulink 软件对悬架及其控制系统进行仿真,得到乘坐舒适性和行车安全性两方面的仿真结果。悬架仿真参数如表 2 所示。

表 2 悬架仿真参数

Tab. 2 Suspension simulation parameters

参 数	数值	参 数	数值
m_s/kg	4 800	m_{us}/kg	1 220
$k_s/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	2 500	$k_t/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	900
$c_s/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1 284	f_0/Hz	0.011
$v/(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	60	$c_{sk}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	240

3.2 乘坐舒适性分析

为了验证以车身垂向加速度和悬架动挠度为评价指标的乘坐舒适性的提升,将传统模糊滑模控制悬架和改进的模糊滑模控制与被动悬架分别进行对比。由图 5、图 6 可知,2 种模糊滑模控制悬架相较于被动悬架的车身加速度和悬架动挠度均有所下降,改进的模糊滑膜控制的改善情况较为显著,且系统稳定性更高。

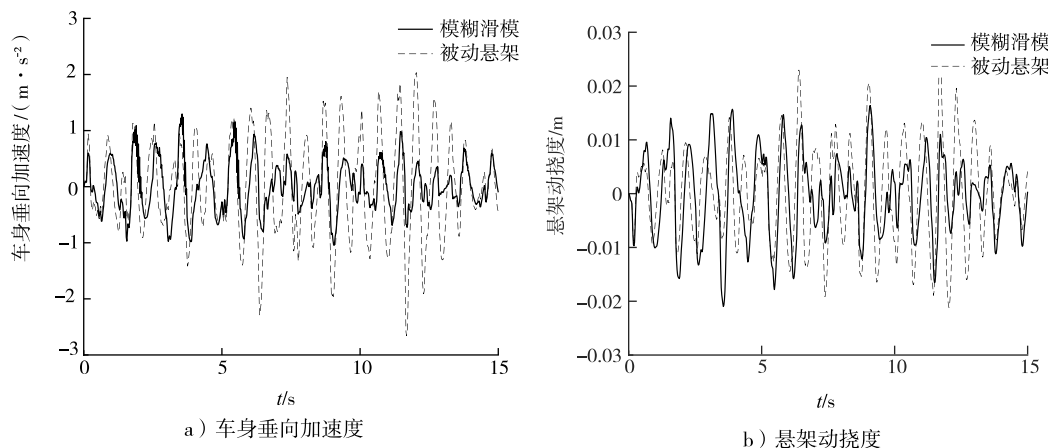


图 5 模糊滑模控制悬架的乘坐舒适性时域对比

Fig. 5 Time domain comparison of ride comfort of fuzzy sliding mode control suspension

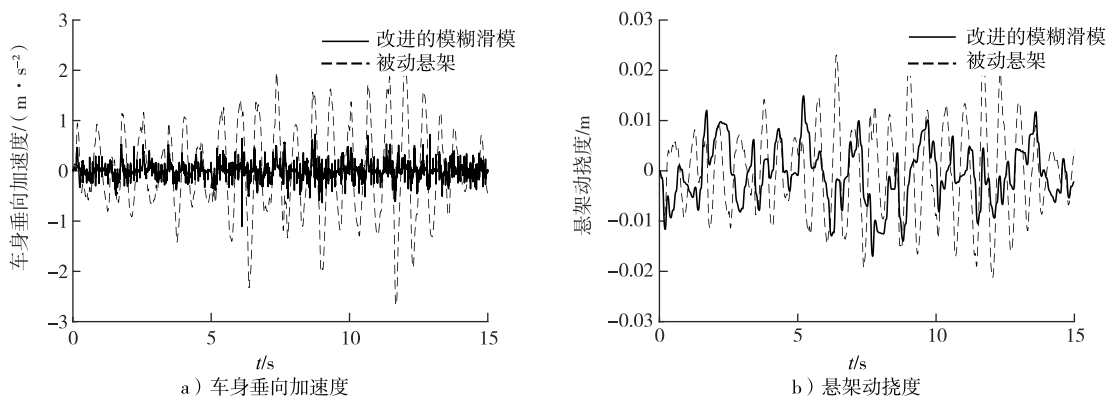


图 6 改进的模糊滑模控制悬架的乘坐舒适性时域对比

Fig. 6 Time domain comparison of ride comfort of improved fuzzy sliding mode control suspension

为了更加直观地得到改进的模糊滑模控制相较于被动悬架和传统模糊滑模控制的乘坐舒适性的改善情况,对车身垂向加速度和悬架动挠度进行频域分析,如图 7 所示。在人体对垂向振动的敏感区 4~12 Hz^[20],显然改进的模糊滑模控制下的车身垂向加速度和悬架动挠度的频域值相较于被动悬架和模糊滑模都有大幅度的减小,进一步证明了改进的模糊滑模控制悬架的合理性,提高了乘坐舒适性。

3.3 行车安全性分析

为了验证以车轮动载荷为评价指标的行车安全性的提升,将改进的模糊滑模控制悬架与被动悬架和传统模糊滑模控制分别进行对比,如图 8 所示。由图 8 可知,悬架在 2 种模糊滑模控制下的车轮动载荷有所减小。再对车轮动载荷做频域分析,如图 9 所示。由图 9 可知,在 4~12 Hz 改进的模糊滑模控制下的车轮动载荷明显降低,使以车轮动载荷为评价指标的行车安全性有所提升。

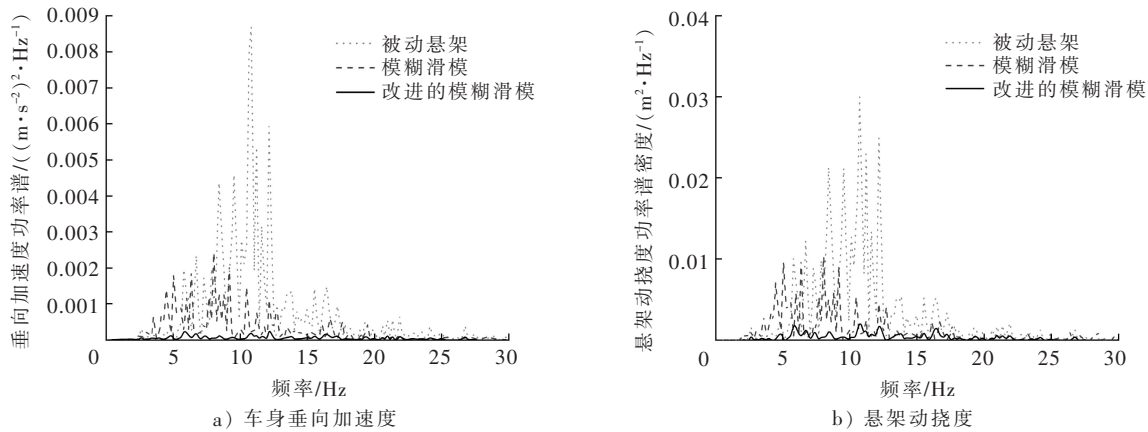


图7 悬架的乘坐舒适性频域对比

Fig.7 Frequency domain comparison of suspension ride comfort

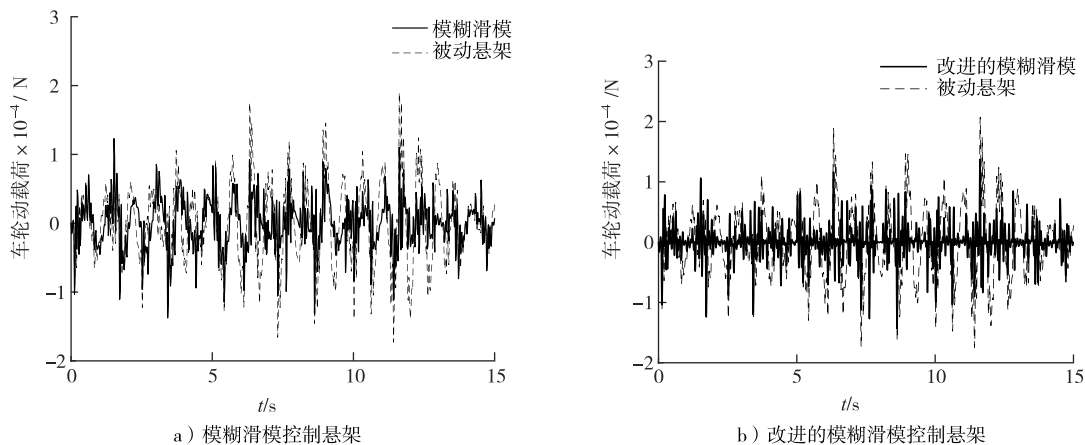


图8 模糊滑模控制悬架的行车安全性时域对比

Fig.8 Time domain comparison of driving safety of fuzzy sliding mode control suspension

最后计算悬架各项性能指标的均方根值,见表3。由表3可知,改进的模糊滑模控制悬架相较于被动悬架,车身垂向加速度降低84.8%,悬架动挠度降低38.5%,车轮动载荷降低47.9%;相较于传统模糊滑模控制,车身垂向加速度降低78.9%,车轮动载荷下降13.6%,悬架动挠度减小31.4%。

表3 悬架性能指标均方根值的对比

Tab.3 Comparison of suspension performance index RMS values

参数	被动悬架	模糊滑模控制	改进的模糊滑模控制
车身垂向加速度/($m \cdot s^{-2}$)	0.854 9	0.613 3	0.129 1
车轮动载荷/N	2.94×10^4	1.77×10^4	1.53×10^4
悬架动挠度/m	0.007 8	0.007 0	0.004 8

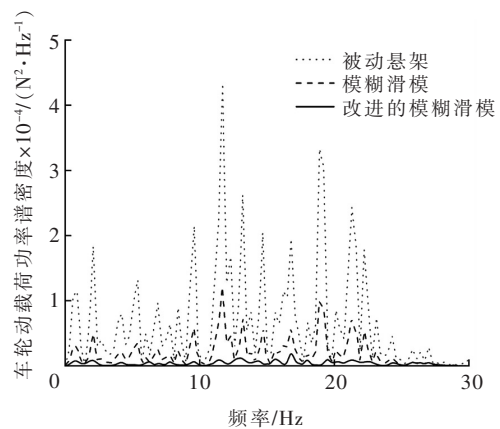


图9 悬架的行车安全性频域对比

Fig.9 Frequency domain comparison of driving safety of suspension

4 结 语

通过设计的改进的参考天棚模型,将簧下质量的运动状态直接作为控制系统输入,解决了参考模型获得路面高度信息比较困难的问题;求解了新型趋近律,引入了可变边界层饱和函数的新型趋近律,改善了滑模控制引起的系统抖振和收敛速度慢的问题;在构造滑模面时引入非线性项,实现了全局滑模控制和全局鲁棒性的效果。将半主动悬架作为仿真对象进行仿真实验,结果表明,相较于被动悬架,改进的模糊滑模控制悬架的车身垂向加速度降低84.8%,悬架动挠度降低38.5%,车轮动载荷降低47.9%;相较于传统模糊滑模控制,车身垂向加

速度降低 78.9%, 车轮动载荷下降 13.6%, 悬架动挠度减小 31.4%。使重载运输车辆的以车身垂向加速度和悬架动挠度为评价指标的乘坐舒适性和以车轮动载荷为评价指标的行车安全性都得到了显著提升。

本文的半主动悬架模型仅为简单的 1/4 车辆二自由度数学模型, 无法精确描述重载运输车辆实际行驶的垂向和横向运动。今后将研究更加精准的车辆振动模型, 探讨将其他智能控制策略与本文设计的滑模控制相结合, 以使重载运输车辆的乘坐舒适性和行车安全性得到进一步的提升。

参考文献/References:

- [1] UTKIN V. Variable structure systems with sliding modes[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1977, 22(2): 212-222.
- [2] HUANG Jian, RI S, FUKUDA T, et al. A disturbance observer based sliding mode control for a class of underactuated robotic system with mismatched uncertainties[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2019, 64(6): 2480-2487.
- [3] 郑美茹, 王圣, 王丰, 等. 基于分数阶次符号函数的永磁同步电机滑模控制技术[J]. 电工技术学报, 2017, 32(9): 56-62.
ZHENG Meiru, WANG Sheng, WANG Feng, et al. The sliding-mode control based on fractional order sign function of permanent magnet synchronous motor[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2017, 32(9): 56-62.
- [4] 高为炳. 变结构控制的理论及设计方法[M]. 北京: 科学出版社, 1996.
- [5] 陈德海, 曹永康, 阳攀. 基于变指数趋近律的永磁同步电机滑模控制[J]. 电机与控制应用, 2022, 49(2): 8-13.
CHEN Dehai, CAO Yongkang, YANG Pan. Sliding mode control of permanent magnet synchronous motor based on variable exponential reaching law[J]. Electric Machines & Control Application, 2022, 49(2): 8-13.
- [6] 杨光宇, 陈思溢, 黄辉先. 基于干扰观测器的解耦快速终端滑模控制[J]. 控制工程, 2022, 29(1): 61-69.
YANG Guangyu, CHEN Siyi, HUANG Huixian. Decoupled fast terminal sliding mode control based on disturbance observer[J]. Control Engineering of China, 2022, 29(1): 61-69.
- [7] WANG Zhiqiang, SHI Xiaojie, TOLBERT L M, et al. Switching performance improvement of IGBT modules using an active gate driver [C]//2013 Twenty-Eighth Annual IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition (APEC). Long Beach: IEEE, 2013: 1266-1273.
- [8] NKOMO L I, NYANDORO O T, DOVE A. Comparison of backstepping and sliding mode control techniques for a high performance active vehicle suspension system[J]. IFAC-PapersOnLine, 2017, 50(1): 12604-12610.
- [9] 沐俊文, 王仲根, 聂文艳. 基于双曲正切趋近律的永磁同步电机滑模控制[J]. 安徽理工大学学报(自然科学版), 2019, 39(1): 59-63.
MU Junwen, WANG Zhonggen, NIE Wenyan. Study on sliding mode control of permanent magnet synchronous motor based on hyperbolic tangent law[J]. Journal of Anhui University of Science and Technology (Natural Science), 2019, 39(1): 59-63.
- [10] 姚嘉凌, 郑加强, 蔡伟义. 车辆半主动悬架模型参考滑模控制[J]. 农业机械学报, 2008, 39(4): 5-8.
YAO Jialing, ZHENG Jiaqiang, CAI Weiyi. Sliding mode model-following control of automobile semi-active suspension system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(4): 5-8.
- [11] 秦武, 上官文斌, 吕辉. 非线性二自由度主动悬架滑模控制方法的研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(1): 58-68.
QIN Wu, SHANGGUAN wenbin, LYU Hui. Research on sliding mode control for nonlinear active suspension system with two degrees of freedom[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(1): 58-68.
- [12] 吕振鹏, 毕凤荣, WANG Xu, 等. 车辆半主动座椅悬架自适应模糊滑模控制[J]. 振动与冲击, 2021, 40(2): 265-271.
LYU Zhenpeng, BI Fengrong, WANG Xu, et al. Adaptive fuzzy sliding mode control for semi-active seat suspensions[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(2): 265-271.
- [13] 龙江启, 向锦涛, 俞平, 等. 适用于非线性主动悬架滑模控制的线性干扰观测器[J]. 吉林大学学报(工学版), 2021, 51(4): 1230-1240.
LONG Jiangqi, XIANG Jintao, YU Ping, et al. Linear disturbance observer suitable for sliding mode control of nonlinear active suspension [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2021, 51(4): 1230-1240.
- [14] 何璇, 张洪, 王通德. 床椅中悬架结构的模糊滑模控制[J]. 噪声与振动控制, 2021, 41(6): 179-183.
HE Xuan, ZHANG Hong, WANG Tongde. Fuzzy sliding mode control of suspension structures in bed-chairs[J]. Noise and Vibration Control, 2021, 41(6): 179-183.
- [15] 胡锦涛, 邵宜祥, 周百灵, 等. 基于新型滑模观测器的永磁同步电机无传感器控制[J]. 电机与控制应用, 2020, 47(6): 17-21.
HU Jintao, SHAO Yixiang, ZHOU Bailing, et al. Sensorless control of permanent magnet synchronous motor based on novel sliding mode observer[J]. Electric Machines & Control Application, 2020, 47(6): 17-21.
- [16] 高坤明, 郭宗和, 秦志昌, 等. 车辆-座椅主动悬架滑模控制器设计与优化[J]. 中国科技论文, 2019, 14(10): 1117-1122.
GAO Kunming, GUO Zonghe, QIN Zhichang, et al. Design and optimization of sliding mode controller for vehicle-seat active suspension [J]. China SciencePaper, 2019, 14(10): 1117-1122.
- [17] 钱一帆, 傅健, 王良明. 基于不同趋近律的滑模控制相轨迹分析[J]. 计算技术与自动化, 2021, 40(3): 18-27.
QIAN Yifan, FU Jian, WANG Liangming. Phase trajectory analysis of sliding mode control based on different approaching Laws[J]. Computing Technology and Automation, 2021, 40(3): 18-27.
- [18] SILVEIRA M, PONTES B R, BALTHAZAR J M. Use of nonlinear asymmetrical shock absorber to improve comfort on passenger vehicles[J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(7): 2114-2129.
- [19] GB/T 4970—2009. 汽车平顺性试验方法[S].
- [20] 张芳园. 工程车辆座椅垂直振动及其对人体影响的试验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2017.
ZHANG Fangyuan. Experimental Study on the Seat Vertical Vibration of Engineering Vehicle and Its Influence on the Human Body[D]. Changchun: Jilin University, 2017.