

文章编号:1006-1355(2021)02-0248-07

自适应半主动悬架系统机械硬件在环试验研究

朱玉刚^{1,2}, 卞学良¹, 陈达亮², 石 岩², 靳天石³

(1. 河北工业大学 机械工程学院, 天津 300401;

2. 中汽研(天津)汽车工程研究院有限公司, 天津 300300;

3. 西南交通大学 机械工程学院, 成都 610031)

摘要:车辆处于加速、制动或转向工况时,运动惯性会导致车身发生俯仰、侧倾运动,如果幅值过大将使乘员产生紧张、眩晕等不舒适感。为解决此问题,提出一种基于车身姿态补偿控制与天棚加速度控制相结合的算法,建立自适应阻尼控制系统,不仅可使车辆垂向运动的振动效果得到改善,还能兼顾车身俯仰、侧倾控制,使其控制效果更加接近主动悬架。另外,搭建一种新型的减振器机械硬件在环试验台,可以对车辆垂向、俯仰及侧倾运动进行控制算法有效性验证,能克服四分之一减振器台架仅能验证车辆垂向运动的局限性。试验结果表明,与被动悬架相比,该算法在不同车速工况下B级路面和C级路面质心加速度幅值平均降幅达21.16%和13.21%,不同减速度和加速度工况下俯仰角波动峰峰值平均降幅达25.50%和28.82%,蛇形工况下不同车速的侧倾角幅值也均有降低。

关键词:振动与波;半主动悬架系统;车身姿态补偿控制;天棚加速度控制;减振器机械硬件在环试验台

中图分类号:U461.4;U463.33

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2021.02.042

Experimental Study on Adaptive Semi-active Suspension Systems Using Mechanical Hardware-in-the-loop Technique

ZHU Yugang^{1,2}, BIAN Xueliang¹, CHEN Daliang²,
SHI Yan², JIN Tianshi³

(1. School of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300401, China;

2. CATARC (Tianjin) Automotive Engineering Research Institute Co., Ltd., Tianjin 300300, China;

3. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Sichuan 610031, China)

Abstract : When the vehicle is under acceleration, braking or steering conditions, its body will tilt and roll due to its inertia. If the amplitude is too high, the occupants will feel nervous, dizzy and uncomfortable. To solve this problem, this paper proposes an algorithm combining the vehicle posture compensation control with the mixed skyhook (SH) and acceleration (ADD) control, and establishes an adaptive damping control system (ADS). This method can not only improve vertical vibration effect of the vehicle, but also give consideration to the pitch and roll control of the vehicle body, making the control effect closer to the active suspension. In addition, a new damper mechanical hardware-in-the-loop test bench is built, which can verify the effectiveness of the control algorithms for vehicle vertical, pitch and roll motions, and overcome the limitation that the one-quarter damper platform can only verify vehicle vertical motion. Results of the test show that compared with passive suspension, the acceleration amplitude of the gravity center by means of this algorithm decreases by 21.16% and 13.21% in average at different speeds on B-class road and C-class road, the amplitude of pitch angle drops by 25.50% and 28.82% in average at different deceleration and acceleration conditions, and the amplitude of roll angle is also reduced in slalom condition at different speeds.

Key words : vibration and wave; semi-active suspension system; vehicle posture compensation control; skyhook-acceleration control; damper mechanical hardware-in-the-loop test bench

收稿日期:2020-07-09

基金项目:天津市科委资助项目(S18ZN4084)

作者简介:朱玉刚(1983-),男,安徽省界首市人,博士生,主要研究方向为半主动悬架系统控制算法开发及HIL测试。

E-mail: 174393883@qq.com

随着电动化、智能化、网联化及共享化的快速发展,车辆各个系统电控集成度逐步提升。由于对驾乘舒适性、操纵稳定性及安全性均有较大影响的悬架系统是线控底盘系统的重要组成部分,电控悬架系统已成为学者及工程人员关注的焦点。

电控悬架系统根据刚度阻尼可调参数不同分为半主动悬架和主动悬架,而主动悬架系统由于系统耗能高、成本贵及控制策略复杂等因素目前只限于学术研究。而半主动悬架系统具有控制效果接近主动悬架系统且系统耗能低、成本少、鲁棒性强等优点,已被广泛应用于量产车型,如大众途锐、奔驰GL450及通用新君越等。目前用于半主动悬架系统研发的控制算法主要有:滑模控制^[1-2]、反推控制^[3-4]、模糊控制^[5]、 H_∞ 控制^[6]、自适应控制^[7-8]、模型预测控制^[9-10]、神经网络控制^[11-12]等。在算法可实现性和工程应用等方面,以Karnopp等最早提出的天棚控制策略(Skyhook control, SH)最为著名^[13]。Sammier等提出了改进的线性天棚控制,能够根据车身振动速度线性调节阻尼范围^[14]。Liu等提出了新的天棚控制一般理论,仿真结果表明,采用一般天钩控制理论的半主动悬架具有较好的控制效果^[15]。Savaresi等提出了加速度阻尼控制(Acceleration driven damper, ADD),并利用最优控制理论证明了其有效性^[16]。在对比分析了开关型的SH和ADD的优缺点后,Savaresi等提出了Mixed SH-ADD算法,可在全频域范围内降低车辆振动加速度^[17]。郭孔辉等提出了一种改进的加速度阻尼控制方法,从相频的角度进行理论分析并用四分之一悬架台架进行了试验验证^[18]。Liu等提出了Mixed SH-PDD控制算法,利用能量流对算法进行分析,不仅可在激励频域内降低振动加速度,还可以减少振颤^[19]。以上方法主要集中在对半主动悬架系统的垂向进行控制,并且受限于试验验证手段,主要是对基于四分之一悬架模型进行仿真和试验验证。

本文提出了一种基于车身姿态补偿控制与天棚加速度控制相结合的算法,建立了自适应阻尼控制系统,不仅使车辆垂向运动的振动效果得到改善,还能兼顾车身俯仰侧倾控制,使其控制效果更加接近主动悬架。另外,本文搭建了一种新型的减振器机械硬件在环试验台,可以对车辆垂向、俯仰及侧倾运动进行控制算法有效性的验证,克服了四分之一减振器台架仅能验证车辆垂向运动的局限性,可以在无实车条件下对控制算法的有效性进行验证,丰富了半主动悬架系统开发的试验手段,缩短了项目开发周期。

1 整车动力学模型

为了对车辆垂向、俯仰及侧倾耦合运动控制进行更好的研究,本文建立了7自由度整车动力学模型^[20],如图1所示。将悬架系统进行线性化,假设车

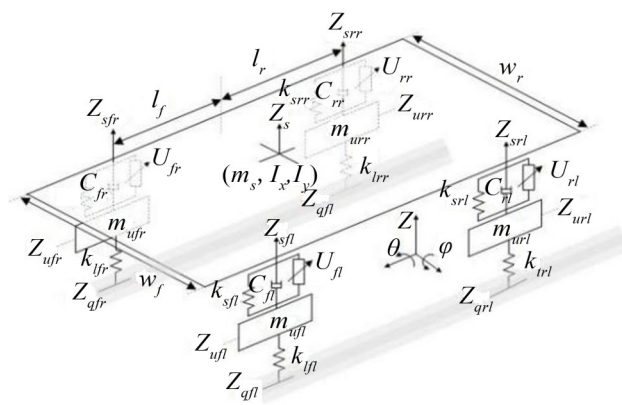


图1 整车动力学模型

辆俯仰及侧倾较小,通过数学模型计算得出车辆状态变量方程。

整车模型的符号标志定义如表1所示。

表1 车辆符号标志定义

符号标志	物理意义
m_s	簧上质量
$m_{ufl}, m_{ufr}, m_{url}, m_{urr}$	各个位置簧下质量
I_x, I_y	侧倾及俯仰转动惯量
$c_{fl}, c_{fr}, c_{rl}, c_{rr}$	悬架阻尼比
$k_{sfl}, k_{sfr}, k_{srl}, k_{srr}$	悬架刚度
$k_{qfl}, k_{qfr}, k_{qrl}, k_{qrr}$	轮胎刚度
z_s	质心垂向位移
$z_{sfl}, z_{sfr}, z_{srl}, z_{srr}$	各个位置簧上位移
$z_{ufl}, z_{ufr}, z_{url}, z_{urr}$	各个位置簧下位移
$z_{qfl}, z_{qfr}, z_{qrl}, z_{qrr}$	路面扰动量
ψ	车辆俯仰角
θ	车辆侧倾角
$u_{fl}, u_{fr}, u_{rl}, u_{rr}$	可调阻尼力
l_f, l_r	质心到前轴和后轴距离
w_f, w_r	前轮距和后轮距

根据图1所示的车辆动力学模型,利用牛顿第二定律,簧载质量的轮跳运动方程如式(1)所示:

$$\begin{aligned}
 m_s \ddot{z}_s = & c_{fl}(\dot{z}_{ufl} - \dot{z}_{sfl}) + k_{sfl}(z_{ufl} - z_{sfl}) + \\
 & c_{fr}(\dot{z}_{ufr} - \dot{z}_{sfr}) + k_{sfr}(z_{ufr} - z_{sfr}) + \\
 & c_{rl}(\dot{z}_{url} - \dot{z}_{srl}) + k_{srl}(z_{url} - z_{srl}) + \\
 & c_{rr}(\dot{z}_{urr} - \dot{z}_{srr}) + k_{srr}(z_{urr} - z_{srr}) + \\
 & u_{fl} + u_{fr} + u_{rl} + u_{rr}
 \end{aligned} \quad (1)$$

簧载质量的俯仰运动方程如式(2)所示:

$$\begin{aligned}
 I_y \ddot{\psi} = & l_f [c_{fl}(\dot{z}_{ufl} - \dot{z}_{sfl}) + k_{sfl}(z_{ufl} - z_{sfl}) + \\
 & c_{fr}(\dot{z}_{ufr} - \dot{z}_{sfr}) + k_{sfr}(z_{ufr} - z_{sfr})] - \\
 & l_r [c_{rl}(\dot{z}_{url} - \dot{z}_{srl}) + k_{srl}(z_{url} - z_{srl}) + \\
 & c_{rr}(\dot{z}_{urr} - \dot{z}_{srr}) + k_{srr}(z_{urr} - z_{srr})] - \\
 & l_f u_{fl} - l_f u_{fr} + l_r u_{rl} + l_r u_{rr}
 \end{aligned} \quad (2)$$

簧载质量的侧倾运动方程如式(3)所示:

$$\begin{aligned}
I_x \ddot{\theta} = & [c_{fl}(\dot{z}_{ufl} - \dot{z}_{sfl}) + k_{sfl}(z_{ufl} - z_{sfl}) - \\
& c_{fr}(\dot{z}_{ufr} - \dot{z}_{sfr}) - k_{sfr}(z_{ufr} - z_{sfr})] \frac{w_f}{2} + \\
& [c_{rl}(\dot{z}_{url} - \dot{z}_{srl}) + k_{srl}(z_{url} - z_{srl}) - \\
& c_{rr}(\dot{z}_{urr} - \dot{z}_{srr}) + k_{srr}(z_{urr} - z_{srr})] \frac{w_r}{2} - \\
& \frac{w_f}{2} u_{fl} + \frac{w_f}{2} u_{fr} - \frac{w_r}{2} u_{rl} + \frac{w_r}{2} u_{rr}
\end{aligned} \quad (3)$$

左前轮的垂向运动方程是:

$$\begin{aligned}
m_{ufl} \ddot{z}_{ufl} = & k_{sfl}(z_{sfl} - z_{ufl}) + k_{qfl}(z_{qfl} - z_{ufl}) + \\
& c_{fl}(\dot{z}_{sfl} - \dot{z}_{ufl}) - u_{fl}
\end{aligned} \quad (4)$$

右前轮的垂向运动方程是:

$$\begin{aligned}
m_{ufr} \ddot{z}_{ufr} = & k_{sfr}(z_{sfr} - z_{ufr}) + k_{qfr}(z_{qfr} - z_{ufr}) + \\
& c_{fr}(\dot{z}_{sfr} - \dot{z}_{ufr}) - u_{fr}
\end{aligned} \quad (5)$$

左后轮的垂向运动方程是:

$$\begin{aligned}
m_{url} \ddot{z}_{url} = & k_{srl}(z_{srl} - z_{url}) + k_{qrl}(z_{qrl} - z_{url}) + \\
& c_{rl}(\dot{z}_{srl} - \dot{z}_{url}) - u_{rl}
\end{aligned} \quad (6)$$

右后轮的垂向运动方程是:

$$\begin{aligned}
m_{urr} \ddot{z}_{urr} = & k_{srr}(z_{srr} - z_{urr}) + k_{qrr}(z_{qrr} - z_{urr}) + \\
& c_{rr}(\dot{z}_{srr} - \dot{z}_{urr}) - u_{rr}
\end{aligned} \quad (7)$$

这里:

$$z_{sfl} = z_s + l_f \varphi + \frac{1}{2} w_f \theta \quad (8)$$

$$z_{sfr} = z_s + l_f \varphi - \frac{1}{2} w_f \theta \quad (9)$$

$$z_{srl} = z_s - l_r \varphi + \frac{1}{2} w_r \theta \quad (10)$$

$$z_{srr} = z_s - l_r \varphi - \frac{1}{2} w_r \theta \quad (11)$$

选择以下的状态变量、扰动量及控制量:

$$\begin{aligned}
x = & [z_s \quad \dot{z}_s \quad \varphi \quad \dot{\varphi} \quad \theta \quad \dot{\theta} \quad \dot{z}_{ufl} \quad \dot{z}_{ufr} \quad \dot{z}_{url} \quad \dot{z}_{urr} \quad \dot{z}_{ufl} \quad \dot{z}_{ufr} \quad \dot{z}_{url} \quad \dot{z}_{urr}]^T \\
w = & [z_{qfl} \quad z_{qfr} \quad z_{qrl} \quad z_{qrr}]^T \\
u = & [u_{fl} \quad u_{fr} \quad u_{rl} \quad u_{rr}]^T
\end{aligned}$$

半主动悬架系统的状态方程如下:

$$\dot{x} = Ax + Bu + Ew \quad (12)$$

2 控制策略设计

2.1 分频天棚-加速度混合控制(SH-ADD)

上文所述的天棚阻尼控制^[13]与加速度控制^[16]中,前者与后者分别在相对低频和相对高频的范围内拥有更优的舒适性,因此,建立一个分频规则,可在不同频段下切换SH与ADD控制策略,则可达到最优的控制效果,同时不需要额外增加传感器的种类。于是,建立如下控制律:

$$c_{in} = \begin{cases} c_{\max} & \text{if } [(\ddot{z}^2 - \beta^2 \dot{z}^2) \leq 0 \ \& \ \ddot{z} \dot{z}_{\text{def}} > 0] \text{ or } \\ & [(\ddot{z}^2 - \beta^2 \dot{z}^2) > 0 \ \& \ \ddot{z} \dot{z}_{\text{def}} > 0] \\ c_{\min} & \text{otherwise} \end{cases} \quad (13)$$

其中: c_{in} 是可变减振器阻尼系数, \dot{z} 、 \dot{z}_{def} 和 \ddot{z} 分别代表

车身垂向速度、悬架偏转速度和车身垂向加速度, c_{\min} 和 c_{\max} 为最小和最大阻尼系数。根据天棚理论^[13]一般取 $c_{\max}=c_{\text{sky}}$, c_{\min} 一般通过主观感受进行标定获取。

由式(13)可以看出:在每个采样时间间隔内,如果 $\ddot{z}^2 - \beta^2 \dot{z}^2 > 0$,则选择加速度控制方法,这时车身加速度与悬架偏转速度方向如果相同, c_{in} 取最大值 c_{\max} ,方向相反, c_{in} 取最小值 c_{\min} ;如果 $\ddot{z}^2 - \beta^2 \dot{z}^2 \leq 0$,则选择天棚控制方法,这时车身速度与悬架偏转速度方向如果相同, c_{in} 取最大值 c_{\max} ,方向相反, c_{in} 取最小值 c_{\min} 。 $(\ddot{z}^2 - \beta^2 \dot{z}^2)$ 可以被当作频率范围选择开关,其中 $\beta \in R^+$ 为频率切换系数,在机车悬架控制中,一般取 $\beta=19 \text{ rad/s}$,此时切换频率为3 Hz。当减振器作动频率小于3 Hz时,切换为天棚控制,当频率大于3 Hz时,则切换为加速度控制。天棚加速度混合控制方法根据频率切换系数,能够自适应选择天棚算法对低频振动进行控制和选择加速度算法对高频振动进行控制,进而改善车辆垂向振动水平。

将SH-ADD控制策略作用于整车动力学模型,则其控制量为

$$\begin{cases} C_{fl\text{control}} = \begin{cases} c_{\max fl} & \text{if } [(\ddot{z}_{fl}^2 - \beta^2 \dot{z}_{fl}^2) \leq 0 \ \& \ \dot{z}_{fl} \dot{z}_{\text{def}fl} > 0] \text{ or } \\ & [(\ddot{z}_{fl}^2 - \beta^2 \dot{z}_{fl}^2) > 0 \ \& \ \ddot{z}_{fl} \dot{z}_{\text{def}fl} > 0] \\ c_{\min fl} & \text{otherwise} \end{cases} \\ C_{fr\text{control}} = \begin{cases} c_{\max fr} & \text{if } [(\ddot{z}_{fr}^2 - \beta^2 \dot{z}_{fr}^2) \leq 0 \ \& \ \dot{z}_{fr} \dot{z}_{\text{def}fr} > 0] \text{ or } \\ & [(\ddot{z}_{fr}^2 - \beta^2 \dot{z}_{fr}^2) > 0 \ \& \ \ddot{z}_{fr} \dot{z}_{\text{def}fr} > 0] \\ c_{\min fr} & \text{otherwise} \end{cases} \\ C_{rl\text{control}} = \begin{cases} c_{\max rl} & \text{if } [(\ddot{z}_{rl}^2 - \beta^2 \dot{z}_{rl}^2) \leq 0 \ \& \ \dot{z}_{rl} \dot{z}_{\text{def}rl} > 0] \text{ or } \\ & [(\ddot{z}_{rl}^2 - \beta^2 \dot{z}_{rl}^2) > 0 \ \& \ \ddot{z}_{rl} \dot{z}_{\text{def}rl} > 0] \\ c_{\min rl} & \text{otherwise} \end{cases} \\ C_{rr\text{control}} = \begin{cases} c_{\max rr} & \text{if } [(\ddot{z}_{rr}^2 - \beta^2 \dot{z}_{rr}^2) \leq 0 \ \& \ \dot{z}_{rr} \dot{z}_{\text{def}rr} > 0] \text{ or } \\ & [(\ddot{z}_{rr}^2 - \beta^2 \dot{z}_{rr}^2) > 0 \ \& \ \ddot{z}_{rr} \dot{z}_{\text{def}rr} > 0] \\ c_{\min rr} & \text{otherwise} \end{cases} \end{cases} \quad (14)$$

令控制阻尼力为 $U_d=[U_{dfl} \ U_{dfr} \ U_{drl} \ U_{drr}]^T$,阻尼系数 $C_{\text{control}}=[C_{fl\text{control}} \ C_{fr\text{control}} \ C_{rl\text{control}} \ C_{rr\text{control}}]^T$,减振器作动速度为 $\dot{z}_{\text{def}}=[\dot{z}_{\text{def}fl} \ \dot{z}_{\text{def}fr} \ \dot{z}_{\text{def}rl} \ \dot{z}_{\text{def}rr}]^T$,有: $U_d=C_{\text{control}} \dot{z}_{\text{def}}$

2.2 车身姿态补偿控制

SH-ADD控制策略仅是对车辆垂向运动进行控制,当车辆处于加速、制动或转向工况时,由于存在运动惯性,车身会发生俯仰、侧倾运动,使乘员产生不舒适感。因此,本文在上述算法的基础上,建立车身姿态补偿控制,根据传感器数据计算车身的俯仰、侧倾角加速度,并将其等效作用于四支减振器处进行阻尼力补偿。这种自适应阻尼控制系统

(Adaptive Damping System, 缩写为 ADS) 不仅可以降低车辆垂向运动的振动水平, 还可以提升车辆的抗俯仰及侧倾效果, 使其控制效果更加接近于主动悬架。

在行驶工况不太恶劣情况下, 可以认为轮胎始终接地。分别选取左前悬架动挠度值与平衡位置动挠度传感器值之差 s_{01} 、右前悬架动挠度值与平衡位置动挠度传感器值之差 s_{02} 、左后悬架动挠度值与平衡位置动挠度传感器值之差 s_{03} 。设车辆轴距 $L=l_f+l_r$ 、前轮距为 w_f 、后轮距为 w_r 、前悬架上质量为 m_f 、后悬架上质量为 m_r 。

侧倾角加速度近似为

$$\alpha_R = \left(\arctan \frac{s_{02} - s_{01}}{w_f} \right)'' \quad (15)$$

于是抗侧倾的左侧悬架等效侧倾补偿力为

$$\Delta U_{Rleft} = \frac{m_f}{2} \cdot \frac{|s_{01}|}{|s_{01}| + |s_{02}|} \cdot \alpha_R \quad (16)$$

抗侧倾的右侧悬架等效侧倾补偿力为

$$\Delta U_{Rright} = \frac{m_f}{2} \cdot \frac{|s_{02}|}{|s_{01}| + |s_{02}|} \cdot \alpha_R \quad (17)$$

同样地, 得到当前俯仰角加速度近似为

$$\alpha_P = \left(\arctan \frac{s_{03} - s_{01}}{L} \right)'' \quad (18)$$

抗俯仰的前悬架等效补偿力为

$$\Delta U_{Pfront} = \frac{m_r}{2} \cdot \frac{|s_{01}|}{|s_{01}| + |s_{03}|} \cdot \alpha_P \quad (19)$$

抗俯仰的后悬架等效补偿力为

$$\Delta U_{Prear} = \frac{m_r}{2} \cdot \frac{|s_{03}|}{|s_{01}| + |s_{03}|} \cdot \alpha_P \quad (20)$$

进行车身姿态补偿控制时根据侧倾角加速度与

俯仰角加速度实时计算出等效侧倾补偿力与等效俯仰补偿力, 根据驾驶员操纵车辆的运行工况能够自适应调节阻尼增大或减少, 进而提高车辆运行的稳定性。

综上, 经过天棚加速度控制、车辆抗俯仰及侧倾补偿控制修正后的自适应阻尼力值为

$$U = U_d + MU_R + NU_P \quad (21)$$

式中: $U = [U_{fl} \ U_{fr} \ U_{rl} \ U_{rr}]^T$ 为修正后的阻尼力值, $U_R = [\Delta U_{Rleft} \ \Delta U_{Rright}]^T$, $U_P = [\Delta U_{Pfront} \ \Delta U_{Prear}]$, M 和 N 值如式(22)所示:

$$M = \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ 0 & -1 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad N = \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & -1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (22)$$

通过查表的方式, 控制系统输出当前状态下需求阻尼力对应的电流值, 其数据来源为可调阻尼减振器的 U - I - v 特性, 可通过减振器台架测试获取, 有:

$$I_o = f(U_o, v_o) \quad (23)$$

式中: U_o 为 U_{fl} 、 U_{fr} 、 U_{rl} 、 U_{rr} 其中之一, 且 I_o 与之对应。

3 试验台架搭建

为了验证外置电磁阀可调阻尼减振器以及控制策略的有效性, 搭建减振器机械硬件在环试验台, 验证了在真实减振器工作状态下不同车速不同路面下控制算法对整车驾乘舒适性与操纵稳定性的影响。

减振器机械硬件在环试验台(mHIL)主要包括: 车辆动力学模型、实时仿真模拟系统(RTS)加载台架和相应的控制器、被测样件及实现系统集成的一套应用软件。该系统主要由硬件及软件两部分组成, 试验框架如图2所示。系统软件部分由测试管理平台、车辆动力学模型及控制策略等组成。硬件系统

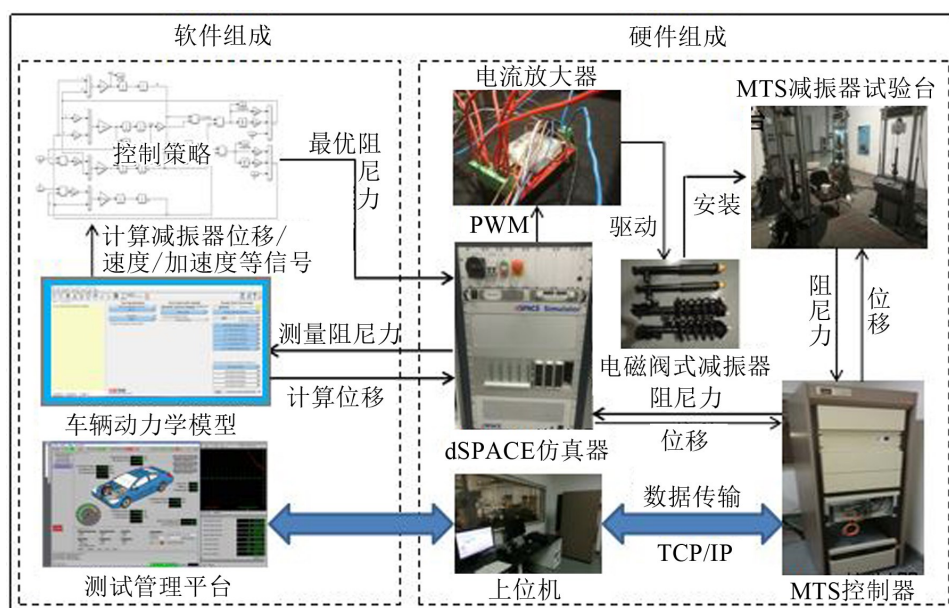


图2 减振器机械硬件在环试验框架图

部分由2台上位机控制电脑、1个dSPACE仿真器、1个MTS试验台控制器、4个MTS减振器试验台以及4个电磁阀式减振器及1个电流放大器等组成。dSPACE仿真器主要包含:

(1) 飞思卡尔 Power PC750GX 处理器、主频高达 1GHz 的 DS1005 处理器板卡;

(2) DS2202 多功能输入输出信号采集板卡,该板卡集成 16 路 AD(模数转换)输入采集接口和 20 路 DA(数模转换)输出接口;

(3) DS4302 CAN 信号传输板卡等。电流放大器主要采用基于 PWM 控制的 BUCK 驱动电路,基本原理是通过高边驱动芯片控制 NMOS 管通断形成高压 PWM 功率输出,将控制系统输出电流信号由最大值 50 mA 提高到 2 A,以驱动电磁阀开关控制减振器阻尼力改变。

4 试验研究

本节主要介绍使用第3节所搭建的试验台架对第2节中提出的控制算法进行有效性验证。所用整车模型的参数如下: $m_s=1\ 775\text{ kg}$, $m_f=1\ 084\text{ kg}$, $m_r=691\text{ kg}$, $m_{uf}=m_{ufr}=52.2\text{ kg}$, $m_{ur}=m_{urr}=34.6\text{ kg}$, $I_x=830\text{ kgm}^2$, $I_y=3\ 684\text{ kgm}^2$, $k_{sfl}=k_{sfr}=31\ 000\text{ N/m}$, $k_{srl}=k_{srr}=65\ 000\text{ N/m}$, $k_{tfl}=k_{tfr}=k_{trl}=k_{trr}=220\ 000\text{ N/m}$, $l_f=1.05\text{ m}$, $l_r=1.7\text{ m}$, $w_f=w_r=1.615\text{ m}$ 。

4.1 垂向运动台架试验结果

随机路面被用来作为半主动悬架系统垂向运动的激励源。本文采用谐波叠加法重构路面不平度^[21],随机路面的路面谱表达式为

$$q(x) = \sum_{i=1}^m \sqrt{2H_q(p_{\text{mid}-i}) \cdot \Delta p_i} \cdot \sin(2\pi p_{\text{mid}-i}x + \psi_i) \quad (24)$$

式中: p_i 代表空间频率, $p_{\text{mid}-i}$ 为区间的中心频率, $H_q(p_{\text{mid}-i})$ 为对应的功率谱密度, ψ 表示正弦函数的相位(deg), x 表示路面长度(m)。

按照标准 GB/T7031—2005 的规定,B级和C级功率谱密度函数值 $H_q(p_0)$ 分别取为 $64 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 和 $256 \times 10^{-6} \text{ m}^3$,各区间内 $H_q(p_{\text{mid}-i})$ 取值分别按照标准中B级和C级路面 1/3 倍频程中心频率对应的位移功率谱密度平均值确定,利用上述方法构造的B级和C级路面如图3所示。

图4至图5列出了车速在 60 km/h 时在B级路面和C级路面下 ADS 和被动悬架的质心加速度频域曲线对比。表2列出了在不同车速不同路面下 ADS 与被动悬架台架试验结果。从图表中可以发现所设计的控制算法与被动悬架相比在B级路面不同车速下质心加速度幅值平均降幅达 21.16%,在C级路面不同车速下质心加速度平均降幅达 13.21%。

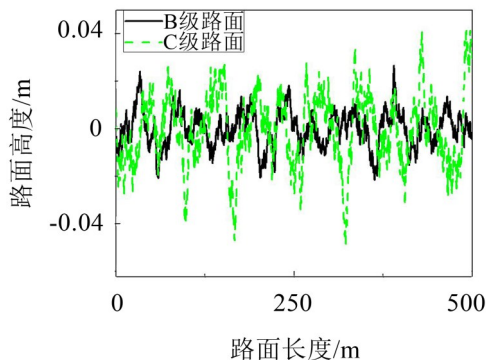


图3 B级和C级路面示意图

4.2 纵倾工况台架试验结果

根据国标 GB 21670—2008《乘用车制动系统技术要求及试验方法》,在试验台架上设置车辆以 80 km/h 初速度匀速行驶,然后紧急制动直到汽车停止,得到不同减速度下俯仰角的变化曲线,如图6所示。另外,设置加速度从 0 km/h 增加到 120 km/h 的不同试验工况,测量俯仰角的变化曲线,如图7所示。表3列出了在不同纵向工况下 ADS 与被动悬架车身俯仰角性能对比。

表2 不同路面不同车速下质心加速度试验结果/g

工况/ (km·h ⁻¹)	整车质心处振动加速度 RMS值(0~100 Hz)			
	被动悬架			提升效果/(%)
	被动悬架	ADS		
B级路面	40	0.22	0.17	22.72
	60	0.29	0.24	17.24
	80	0.34	0.26	23.53
C级路面	40	0.34	0.29	14.71
	60	0.47	0.42	10.64
	80	0.49	0.42	14.29

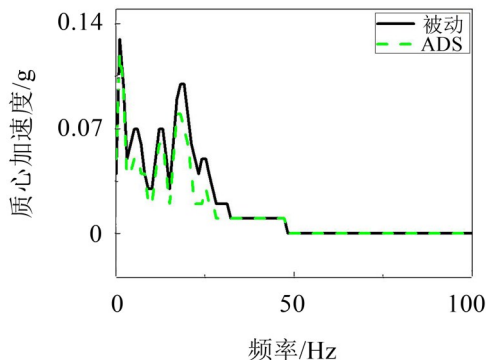


图4 车速为60 km/h时B级路面下质心加速度频域对比图

从表3中可以得出,设计的控制算法与被动悬架相比在不同减速度下俯仰角波动峰峰值平均降幅达 25.50%,在不同加速度下俯仰角波动峰峰值平均降幅达 28.82%。

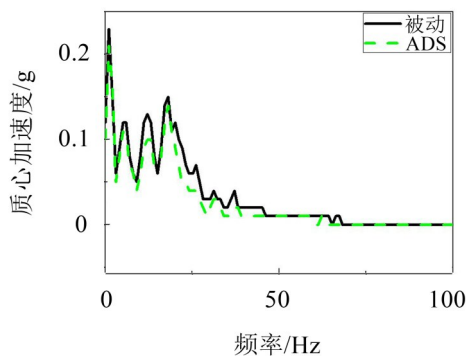


图5 车速为60 km/h时C级路面下质心加速度频域对比图

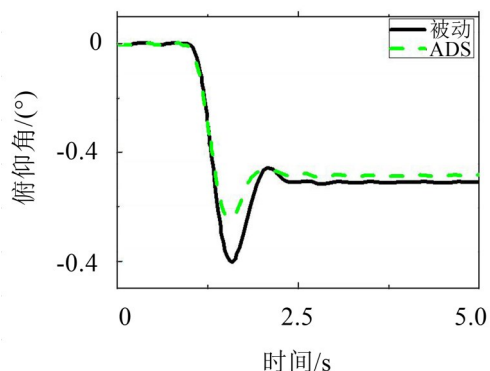


图6 减速度为0.2 g时车身俯仰角时域对比图

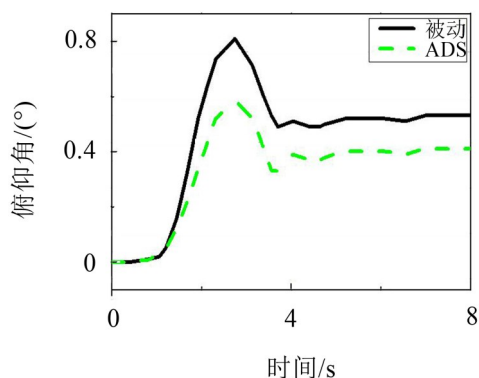


图7 加速度为0.2 g时车身俯仰角时域对比图

表3 不同纵倾工况下车身俯仰角试验结果/(°)

工况/ g	制动或加速时俯仰角波动峰峰值		
	被动悬架	ADS	提升效果/(%)
纵倾	0.1	0.32	28.89
	0.2	0.57	28.75
	-0.1	0.14	30.00
	-0.2	0.64	20.99

4.3 蛇形工况台架试验结果

根据GB/T 6323—2014《汽车操纵稳定性试验方法》，在试验台架上设置蛇形工况，车辆分别以50 km/h、55 km/h和60 km/h车速匀速通过试验路段，记录车身侧倾角的变化曲线，如图8所示。表4列出不

同车速蛇形工况下ADS与被动悬架之间的性能对比。

从表4中可以发现，设计的控制算法与被动悬架相比在不同车速下侧倾角幅值均有所降低，最大达到4.78%，最小为1.77%。虽然从客观数据百分比来看车身侧倾角峰值降幅不大，但是该指标的降低对操纵稳定性主观评价影响较大。

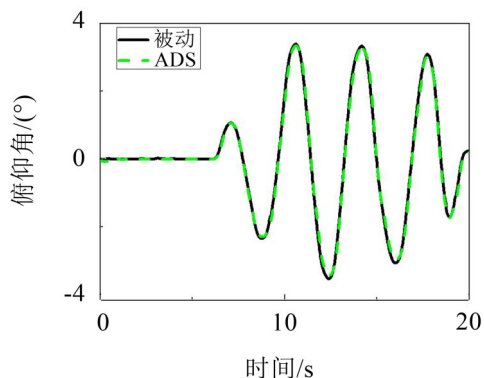


图8 车速为60 km/h时蛇形工况下车身侧倾角时域对比图

表4 不同车速蛇形工况下车身侧倾角试验结果/(°)

工况/ (km·h ⁻¹)	侧倾角峰值		
	被动	ADS	提升效果/(%)
蛇行	50	2.39	4.78
	55	2.79	4.12
	60	3.33	1.77

5 结 语

本文提出了一种基于车身姿态补偿控制与天棚加速度控制相结合的算法，建立了自适应阻尼控制系统，并基于此计算出半主动悬架系统最优阻尼力，进而优化车辆驾乘舒适性与操纵稳定性。与被动悬架相比，该算法在不同路面、不同车身姿态变化下都取得了不错效果。主要结论如下：

(1) 天棚加速度控制算法主要是对垂向运动进行控制，通过试验结果表明其可以在全频域降低车辆振动水平，B级路面不同车速下质心加速度幅值平均降幅达21.16%，C级路面不同车速下质心加速度平均降幅达13.21%。将该算法与车身姿态补偿控制相结合，可同时兼顾对车辆纵向及侧向运动姿态进行控制，使其控制效果更加接近主动悬架。

(2) 本文搭建了一种基于整车动力学模型的机械硬件在环仿真试验台，通过该台架不仅能验证半主动悬架系统的垂向控制效果，还能对俯仰以及侧倾工况进行试验验证，丰富了半主动悬架系统开发的试验手段，可以在无实车条件下对控制算法进行验证，缩短了项目开发周期。

参考文献:

- [1] 赵强,张娜.基于半车解耦的半主动悬架模糊滑模控制[J].噪声与振动控制,2016,36(5):59-64.
- [2] ZHOU CHEN, LIU XINHUI, CHEN WEI. Optimal sliding mode control for an active suspension system based on a genetic algorithm[J]. Algorithms, 2018, 11(12): 205-221.
- [3] 孙丽颖,王君莹.基于模糊滑模backstepping的半主动空气悬架设计[J].噪声与振动控制,2018,38(1):109-113.
- [4] PANG HUI, ZHANG XU, YANG JUN JIE. Adaptive backstepping-based control design for uncertain nonlinear active suspension system with input delay[J]. International Journal of Robust and Nonlinear Control, 2019, 29(16): 5781-5800.
- [5] 赵新龙,秦雯,吴双江.基于磁流变阻尼器的车辆悬架系统控制器设计[J].噪声与振动控制,2019,39(4):130-140.
- [6] 纪仁杰,方明霞,李佩琳.含时滞悬架系统 H_∞ 控制的理论与实验研究[J].汽车工程,2020,42(3):339-352.
- [7] KARARSIZ G, PAKSOY M, METIN M. An adaptive control approach for semi-active suspension systems under unknown road disturbance input using hardware-in-the-loop simulation[J]. Transactions of the Institute of Measurement and Control, 2020, DOI: 10.1177 / 0142331219895935.
- [8] SUN WEI CHAO, GAO HUI JUN, YAO BIN. Adaptive robust vibration control of full-car active suspensions with electrohydraulic actuators[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2013, 21(6): 2417-2422.
- [9] WANG ZHEN FENG, XU SHENG JIE, LI FEI. Integrated model predictive control and adaptive unscented Kalman filter for semi-active suspension system based on road classification[J]. SAE Technical Paper 2020-01-0999, 2020.
- [10] MADHAVAN R K M, ALAMIR M, SENAME O. Experimental implementation of model predictive control scheme for control of semi-active suspension system[J]. IFAC-Papers Online, 2019, 52(5): 261-266.
- [11] QIN YE CHEN, XIANG CHANG LE, WANG ZHEN FENG. Road excitation classification for semi-active suspension system based on system response[J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(13): 2732-2748.
- [12] KONOIKO A, KADHEM A, SAIFUL I. Deep learning framework for controlling an active suspension system[J]. Journal of Vibration and Control, 2019, 25(17): 2316-2329.
- [13] KARNOPP D, CROSBY M J, HARWOOD R A. Vibration control using semi-active force generators[J]. ASME Journal of Engineering for Industry, 1974, 96(2): 619-26.
- [14] SAMMIER D, SENAME O, DUGARD L. Skyhook and H_∞ control of semi-active suspensions: some practical aspects[J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 39(4): 279-308.
- [15] LIU CHANG NING, CHEN LONG, YANG XIAO FENG. General theory of skyhook control and its application to semi-active suspension control strategy design[J]. IEEE Access, 2019, 7: 101552-101560.
- [16] SAVARESI S M, SILANI E, BITTANTI S. Acceleration-driven-damper (ADD): an optimal control algorithm for comfort-oriented semi-active suspensions[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2005, 127(2): 218-229.
- [17] SAVARESI S M, SPELTA C. Mixed sky-hook and ADD: approaching the filtering limits of a semi-active suspension[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2007, 129(4): 382-392.
- [18] 郭孔辉,王杨.一种改进的加速度阻尼半主动控制策略研究[J].汽车工程,2019,41(5):481-486.
- [19] LIU YI LUN, ZUO LEI. Mixed skyhook and power-driven-damper: a new low-jerk semi-active suspension control based on power flow analysis[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2016, 138(8): 1-10.
- [20] YUVAPRIYA T, LAKSHMI P, RAJENDIRAN S. Vibration suppression in full car active suspension system using fractional order sliding mode controller[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2018, 40(4): 217-228.
- [21] 张永林.用谐波叠加法重构随机道路不平顺高程的时域模型[J].农业工程学报,2003,19(6):32-35.