

电控空气悬架系统阻尼多模式自适应切换控制研究*

汪少华¹ 陈龙¹ 孙晓强¹ 徐兴¹ 殷春芳²

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013; 2. 江苏大学电气信息工程学院, 镇江 212013)

摘要: 提出了一种阻尼多模式自适应切换控制思想, 根据车辆实际行驶工况和电控空气悬架性能特点, 分别设计了车身高位、车身中位、车身低位以及转向工况 4 种阻尼控制模式, 并采用逻辑判断方法制定了各模式间的切换策略, 通过 Simulink/Stateflow 建立了多模式自适应切换控制系统, 使得系统能够根据实际工况选择最佳的阻尼控制模式。在此基础上, 基于不同模式所侧重的控制目标, 分别设计了相应的阻尼力局部控制器, 从而保证了系统的局部控制性能。最后进行了控制系统的实车道路试验, 验证所提出的电控空气悬架系统阻尼多模式自适应切换控制方法的有效性和实用性。

关键词: 车辆 电控空气悬架 阻尼控制 多模式自适应切换 实车试验

中图分类号: U463.33 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)12-0022-07

Damping Multi-mode Adaptive Switching Control of ECAS System

Wang Shaohua¹ Chen Long¹ Sun Xiaoqiang¹ Xu Xing¹ Yin Chunfang²

(1. School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

(2. School of Electrical and Information Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: A damping multi-mode adaptive switching control mode was proposed. According to the actual vehicle driving condition and the performance characteristics of electronically controlled air suspension (ECAS), four damping control modes, such as high body height mode, middle body height mode, low body height mode and steering mode, were designed. The switching strategy between different modes was made by logical judgment. By using Simulink/Stateflow, the multi-mode adaptive switching control system was established, which could choose the optimum damping control mode according to the actual driving condition. Based on the control objectives of different control modes, the corresponding damping local controllers were designed to guarantee the local control quality of the system. The vehicle tests of the control system were carried out finally, and the effectiveness and availability of the control method proposed was verified by the experimental results.

Key words: Vehicle Electronically controlled air suspension Damping control Multi-mode adaptive switch Vehicle test

引言

在传统空气悬架上增加电子控制单元, 形成电控空气悬架(ECAS)。ECAS 可以实现车身高度的实时控制和阻尼自适应调节, 有效改善车辆在行驶过程中的乘坐舒适性和燃油经济性^[1-2]。自半主动悬架被提出以来, 国内外专家学者针对阻尼自适应

控制开展了大量的研究^[3-5], 但是针对 ECAS 的阻尼控制研究尚不成熟, 其主要原因在于, 传统半主动悬架的阻尼控制方法是以固定的弹簧刚度为前提, 而空气弹簧具有典型的动刚度特性^[6]。此外, ECAS 还可以实现车身高度的自适应调节, 而车身高度的自适应调节与空气弹簧的刚度耦合, 同时也影响车辆的阻尼控制目标^[7]。由此可见, 传统阻尼控制方法无法满足

收稿日期: 2013-08-29 修回日期: 2013-09-23

* 国家自然科学基金资助项目(51375212, 51105177)和江苏省高校自然科学基金资助项目(12KJB580001)

作者简介: 汪少华, 讲师, 博士, 主要从事车辆动态性能仿真与控制研究, E-mail: 13514462@qq.com

ECAS 车辆在大范围行驶工况下的性能控制要求。

针对上述问题,早在 1988 年,就有日本学者提出空气悬架的阻尼控制需要根据不同的控制模式进行针对性研究^[8]。2011 年,韩国的 Hyunsup Kim 对 ECAS 的车身高度控制进行了深入研究,为相应高度模式下的阻尼调节奠定了基础^[9]。在国内,江洪等^[10]通过对 ECAS 实际运行状态的分析和研究,实现了 ECAS 3 挡阻尼控制。汪若尘等^[11]进行了 ECAS 车身高度与可调阻尼集成控制系统的研究,实现了不同车身高度模式下的最优阻尼 BP 神经网络匹配。然而,上述研究主要进行的是阻尼匹配,车辆适应工况实时变化的能力仍然较弱,同时也没有对车辆经常所处的转向工况进行研究。

本文提出一种阻尼多模式自适应切换控制思想,设计包括转向工况在内的 4 种阻尼控制模式,并制定模式间切换控制策略,在有效的切换控制系统基础上进行阻尼力局部智能控制器的设计。

1 阻尼控制模式设计

1.1 空气弹簧动刚度特性分析

通过对理想气体状态方程以及空气弹簧刚度定义的推导,得到空气弹簧刚度为^[12]

$$k = p_e \frac{dA_e}{dZ} + n(p_a + p_e) \frac{A_e^2}{V} \quad (1)$$

式中 k ——空气弹簧刚度, N/m

p_e ——空气弹簧内相对压力, Pa

A_e ——空气弹簧有效面积, m^2

Z ——空气弹簧高度, m

n ——气体多变指数

p_a ——大气压强, Pa V ——气囊体积, m^3

由式(1)可以看出,空气弹簧刚度受到弹簧内部气压、气囊体积、弹簧有效面积以及有效面积变化率等因素的影响,呈现出非线性特征。根据空气弹簧刚度特性试验结果,可以发现空气弹簧的有效面积和气囊体积与空气弹簧高度 Z 有关^[10]。

在控制器的设计过程中,为了体现空气弹簧的动刚度特性,一般用空气弹簧垂向作用力 F_z 代替线性模型中的弹簧力,即

$$F_z = \left[\left(\frac{V_0}{V} \right)^n (p_0 + p_a) - p_a \right] A_e \quad (2)$$

式中 V_0 ——空气弹簧初始体积, m^3

p_0 ——空气弹簧初始内部压力, Pa

1.2 车身高位阻尼控制模式

当车辆行驶在郊区等较差路面时,为提高车辆通过性,降低悬架撞击限位概率,ECAS 通过向空气弹簧充气,使得车身高度升高,即车辆进入车身高位

模式 m_1 。车身高位模式的判定条件为悬架动行程,当悬架动行程均方根值大于一定值时,说明车辆行驶在较差的路面上。

设空气弹簧初始高度为 Z_0 ,车身高位模式下弹簧高度为 Z_1 ,根据高度 Z_1 首先计算出空气弹簧的有效面积和气囊体积,然后进一步根据式(2)得到空气弹簧的垂向作用力,在此基础上进行车身高位模式下的阻尼控制。

1.3 车身低位阻尼控制模式

当车辆行驶在高速公路上时,车速较快,路况良好并且稳定,为了增加轮胎的抓地能力,提高车辆行驶稳定性,ECAS 通过对空气弹簧进行放气,降低车身高度,同时可以降低风阻,提高车辆燃油经济性。

设车身低位模式 m_3 下的空气弹簧高度为 Z_2 ,同理,系统计算出此高度下的空气弹簧垂向作用力,然后进行相应的阻尼自适应调节。车身低位模式的判定条件为车速,当车速大于一定值时,说明车辆行驶在良好的路面上。

1.4 车身中位阻尼控制模式

当车辆行驶在城区道路上时,车速适中,路况较好但并不稳定,有可能遇到一些突发障碍物如减速带等,因此,车辆应保持合理的身高,即本文所定义的车身中位模式 m_2 。

车身中位对应的空气弹簧高度一般就是空气弹簧的初始设计高度 Z_0 ,阻尼控制原理同上。直线行驶工况下,当车辆既不符合进入车身高位模式的条件又不满足进入车身低位模式的条件时,系统进入车身中位控制模式。

1.5 转向工况模式

出于安全性考虑,转向工况下车身高度不进行调节。在转向工况模式 m_4 下,系统将根据转向前的车身高度计算出此时空气弹簧垂向作用力,并以提高车辆操稳性为目标进行阻尼调节。进入转向工况模式的判定条件为前轮转角。

2 多模式自适应切换控制系统设计

2.1 模式切换策略

采用逻辑判断方法进行控制模式切换策略的设计,通过判断一系列事件的发生来决定系统应在哪种控制模式,具体的 ECAS 阻尼控制模式自适应切换控制策略如图 1 所示。

2.2 切换控制系统的建模与仿真

根据制定的阻尼控制模式自适应切换控制策略,基于 Simulink/Stateflow 进行切换控制系统的设计,系统输入为逻辑输入与实际输入的关系,如表 1 所示,这里设定临界车速为 90 km/h,悬架动行程均

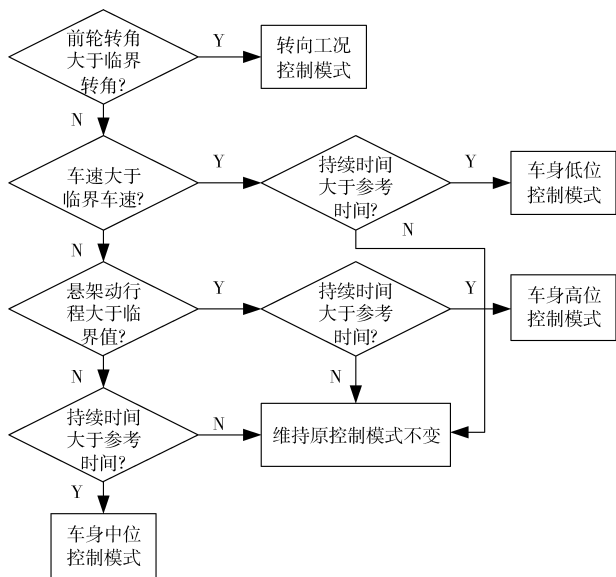


图1 模式自适应切换控制策略

Fig.1 Mode adaptive switching control strategy

表1 实际输入与系统输入关系

Tab.1 Relations between actual inputs and system inputs

实际输入	系统输入
车速 $u/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$	≥ 90 0 < 90 1
悬架动行程均方根值 f_d/m	≥ 0.035 0 < 0.035 1
持续时间 t/s	≥ 10 0 < 10 1
前轮转角/rad	≥ 0.1 0 < 0.1 1

方根值临界值为 0.035 m, 持续时间参考值为 10 s, 进入转向工况的临界前轮转角为 0.1 rad。

切换控制系统的输出为局部控制器的选择信号, 由于控制对象的不同, 直线工况和转向工况分别采用 2 个切换开关, 如图 2 所示。由图 2 可以得到切换控制系统的输出与局部控制器的实际选择关系, 如表 2 所示。根据表 2, 基于 Stateflow 进行切换控制模型的设计, 如图 3 所示。

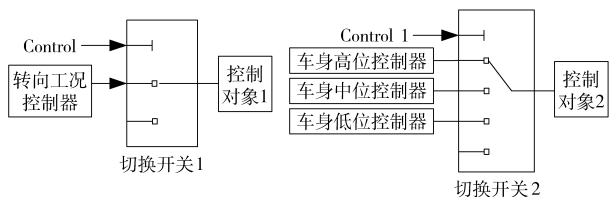


图2 局部控制器的切换开关

Fig.2 Switch of local controllers

将图 4 所示的前轮转角信号、车速信号、悬架动行程信号以及工况变化持续时间信号作为切换控制系统的输入, 得到系统输出信号如图 5 所示。

结合图 4 和图 5 可以看出, 所建立的切换控制

系统能够准确根据车辆运行状态进行控制模式的选择, 如当车速输入信号为 0, 悬架动行程信号为 1, 持续时间信号为 0, 前轮转角信号为 1 时, 系统应进入车身低位控制模式, 此时控制系统的输出结果为 $\text{control} = 1, \text{control1} = 2$, 控制器的选择正确合理。

表2 系统输出与控制器的选择关系

Tab.2 Relations between system outputs and controllers selection

系统输出	控制器的选择
control	0 转向工况控制器启动
	1 转向工况控制器不工作
control1	0 车身高位控制器启动
	1 车身中位控制器启动
	2 车身低位控制器启动
	3 直线行驶工况控制器不工作

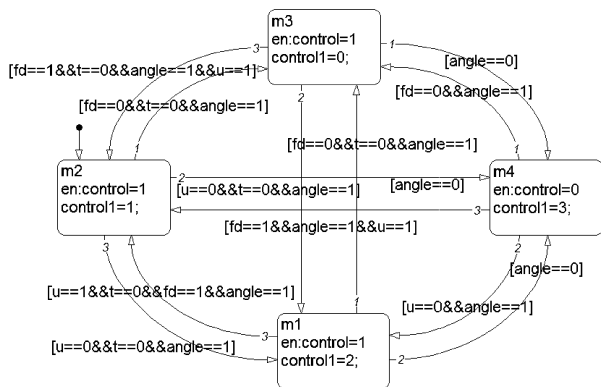


图3 切换控制系统模型

Fig.3 Model of switching control system

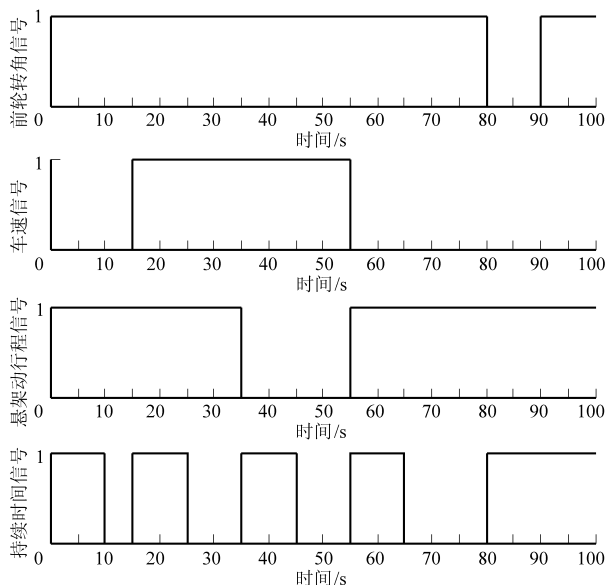


图4 系统输入信号

Fig.4 System input signals

3 阻尼力局部控制器设计

模式切换控制系统能够使车辆根据实际运行状

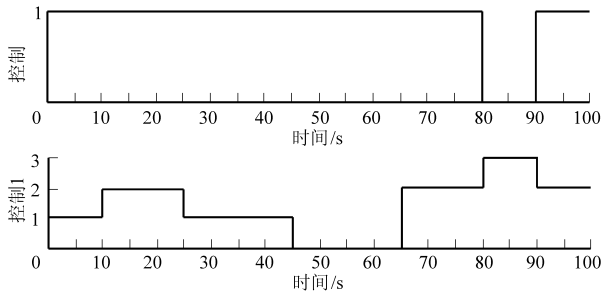


图 5 系统输出信号

Fig. 5 System output signals

态选择最佳的阻尼控制模式,从而保证系统的整体控制性能。在此基础上,将进行阻尼力局部智能控制器的设计,从而实现系统阻尼控制的局部有效。

3.1 阻尼力控制数学模型

考虑整车俯仰、侧倾等因素,建立了整车 7 自由度运动模型如图 6 所示。

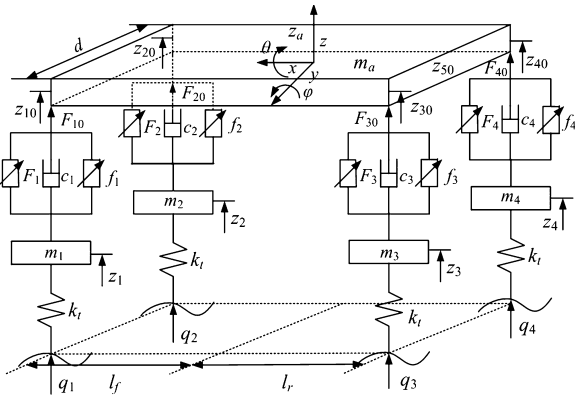


图 6 整车 7 自由度模型

Fig. 6 Vehicle model with 7-DOF

根据车辆系统动力学原理,有如下运动方程:

(1) 车身四角处位移 z_{10} 、 z_{20} 、 z_{30} 、 z_{40}

$$z_{10} = z_a - l_f \varphi + d/2\theta \quad (3)$$

$$z_{20} = z_a - l_f \varphi - d/2\theta \quad (4)$$

$$z_{30} = z_a + l_r \varphi + d/2\theta \quad (5)$$

$$z_{40} = z_a + l_r \varphi - d/2\theta \quad (6)$$

式中 z_a ——车身质心处垂直位移, m

l_f ——前轮至质心距离, m

l_r ——后轮至质心距离, m

d ——轮距, m θ ——车身侧倾角, rad

φ ——车身俯仰角, rad

(2) 车身运动方程

垂向运动

$$m_a \ddot{z}_a = F_{10} + F_{20} + F_{30} + F_{40} \quad (7)$$

俯仰运动

$$I_y \ddot{\varphi} = l_r (F_{30} + F_{40}) - l_f (F_{10} + F_{20}) \quad (8)$$

侧倾运动

$$I_x \ddot{\theta} = (F_{10} + F_{30} - F_{20} - F_{40}) d/2 \quad (9)$$

其中 $F_{i0} = F_i + c_i(z_i - z_{i0}) + f_i$ ($i = 1, 2, 3, 4$)

式中 m_a ——车身质量, kg

F_{i0} ——悬架垂向作用力, N

F_i ——空气弹簧垂向作用力, N

c_i ——减振器基值阻尼, N·s/m

z_i ——非簧载质量垂直位移, m

f_i ——可控阻尼力, N

m_a ——车身质量, kg

I_x ——侧倾转动惯量, kg·m²

I_y ——俯仰转动惯量, kg·m²

(3) 非簧载质量运动方程

$$m_i \ddot{z}_i = k_i(q_i - z_i) - F_i \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (10)$$

式中 m_i ——非簧载质量, kg

k_i ——轮胎刚度, N/m

q_i ——路面垂直位移, m

上述运动方程可以实现直线行驶工况下的阻尼控制,而对于转向工况,则需增加整车横向运动和车身横摆运动,同时修正车身侧倾运动,具体如下:

横向运动

$$m u (\dot{\beta} + \omega_z) = (S_1 + S_2) \cos \delta + S_3 + S_4 + m_a h \ddot{\theta} \quad (11)$$

横摆运动

$$I_z \dot{\omega}_z = l_f (S_1 + S_2) \cos \delta - l_r (S_3 + S_4) \quad (12)$$

侧倾运动

$$I_x \ddot{\theta} = m_a u (\dot{\beta} + \omega_z) h + m_a g h \theta + (F_{10} + F_{30} - F_{20} - F_{40}) b \quad (13)$$

式中 m ——整车质量, kg u ——车速, m/s

β ——质心侧偏角, rad

ω_z ——车身横摆角速度, rad/s

S_i ——各轮胎的侧偏力, N

δ ——前轮转角, rad

h ——质心至侧倾中心高度, m

I_z ——横摆转动惯量, kg·m²

直线行驶工况和转向工况下的车辆悬架运动状态方程为^[13]

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + B_1 U + B_2 W \\ Y = CX + D_1 U + D_2 W \end{cases} \quad (14)$$

式中 X ——状态向量 U ——系统控制输入

W ——系统干扰输入 Y ——输出向量

A 、 B_1 、 B_2 、 C 、 D_1 、 D_2 ——常系数矩阵

3.2 车身高位模式阻尼力控制器设计

系统在不同控制模式下的阻尼控制原理前文已述,这里同时考虑了不同模式下阻尼控制目标的不同。当车身处于高位模式时,路况较差,车速较低,轮胎动载荷对车辆安全行驶的影响较小,因此,阻尼

控制目标应以降低车身加速度为主。

PID 控制器在工程应用中较为成熟,但自适应能力较差,因此,本文采用模糊 PID 控制器进行阻尼力的控制^[14],提高阻尼控制器的自适应能力。

根据整车八板块控制原理^[15]以及车身高位模式下的阻尼控制目标,控制器输入输出如下:

(1) 垂向控制:控制器输入为 \ddot{z}_a 与参考值之间的偏差 e 及偏差变化率 e_c ,输出为4个减振器的可调阻尼力。

(2) 侧倾控制:控制器的输入为 $\ddot{\theta}$ 与参考值之间的偏差 e 及偏差变化率 e_c ,输出为左、右两对减振器的可调阻尼力。

(3) 俯仰控制:控制器的输入为 $\ddot{\varphi}$ 与参考值之间的偏差 e 及其偏差变化率 e_c ,输出为前、后两对减振器的可调阻尼力。

(4) 将以上控制力进行线性叠加,得到最终每个减振器的可调阻尼力。

3.3 车身中位模式阻尼力控制器设计

车身中位模式下的阻尼控制目标应兼顾乘坐舒适性和行驶安全性,参考最优控制思想,控制目标采用车轮动载荷 F_z 和车身加速度 K 的加权,即

$$Q = g_f F_z^2 + g_k K^2 \quad (15)$$

加权系数 g_f 和 g_k 的确定采用主观加权与同尺度量化相结合的方法,其中主观加权系数取为 1,同尺度量化系数 β_z 、 β_θ 和 β_φ 可以根据仿真结果进行确定^[16]。因此控制器输入输出为:

(1) 垂向控制:控制器输入为 $Q = F_z^2 + \beta_z \ddot{z}_a^2$ 与参考加权值之间的偏差 e 及偏差变化率 e_c ,输出为 4 个减振器的可调阻尼力。

(2) 侧倾控制:控制器输入为 $Q = F_z^2 + \beta_\theta \ddot{\theta}^2$ 与参考加权值之间的偏差 e 及其偏差变化率 e_c ,输出为左、右减振器的可调阻尼力。

(3) 俯仰控制:控制器输入为 $Q = F_z^2 + \beta_\varphi \ddot{\varphi}^2$ 与参考加权值之间的偏差 e 及偏差变化率 e_c ,输出为前、后减振器的可调阻尼力。

(4) 将以上控制力进行线性叠加,得到最终每个减振器的可调阻尼力。

3.4 车身低位模式阻尼力控制器设计

当车身处于低位模式时,路况较好,此时乘坐舒适性良好且改善空间较小,但由于车速较高,轮胎动载荷对车辆行驶安全性影响较大,因此阻尼控制目标应以降低轮胎动载荷为主。

阻尼力模糊 PID 控制器的输入为左前车轮和右后车轮的轮胎动载荷 $k_i(z_i - Q_i)$ ($i = 1, 4$) 与参考值之间的偏差 e 及偏差变化率 e_c ,输出分别为前、后轮

上方对应减振器的可调阻尼力。

3.5 转向工况模式阻尼力控制器设计

考虑到转向工况下所涉及的悬架性能指标较多,控制经验较少,这里采用自适应能力更为突出的模糊神经网络控制器进行转向工况下的阻尼控制^[17]。控制器的输入分别为表征平顺性的车身垂直加速度和表征操稳性的车身侧倾角,输出为减振器的可调阻尼力。

4 实车道路试验

为了验证阻尼多模式切换控制方法及阻尼力局部控制器的有效性,进行了控制系统的实车道路试验,图 7 为所研制的控制系统以及实车试验现场。

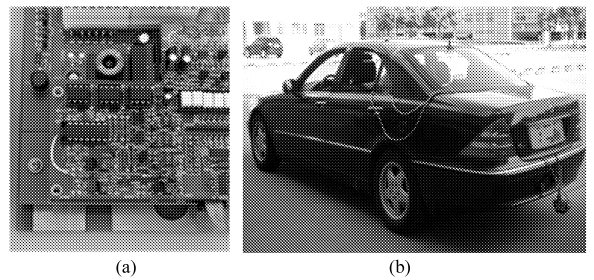


图 7 实车道路试验

Fig. 7 Real vehicle test

(a) 控制系统 (b) 试验现场

由于车身高位模式路况较难寻找,所以只进行了车速分别为 60 km/h 和 100 km/h 的校园随机路面试验,根据所设计的模式切换控制系统,这两种工况分别对应了车身中位和车身低位两种阻尼控制模式。同时还进行了车速分别为 40 km/h 和 60 km/h 的蛇形试验,验证模式切换控制系统能否准确进入转向工况模式以及转向工况模式下阻尼力局部控制器的有效性。部分试验结果如图 8 和图 9 所示,其中图 8 为随机路面下座椅处三向加速度中心频率均方根值试验结果对比。试验数据统计结果如表 4 和表 5 所示。

由表 4 可以看出,当车速为 60 km/h 时,本文采用的控制方法可使座椅处加速度均方根降低 14.34%;而车速为 100 km/h 时,降幅为 7.96%,较前者有所降低。这是由于当车速为 100 km/h 时,系统处于车身低位阻尼控制模式,此时的阻尼控制目标主要为提高车辆行驶安全性。同时由表 5 可以看出,在蛇形试验中,表征车辆操稳性的各项指标均有所降低,说明系统在转向工况下准确进入了转向工况阻尼控制模式,并且转向工况下阻尼力局部控制器合理有效。根据上述实车试验结果可以看出,系统不仅能够根据车辆实际运行状态进入准确的阻尼控制模式,并且阻尼力局部控制器控制效果良好。

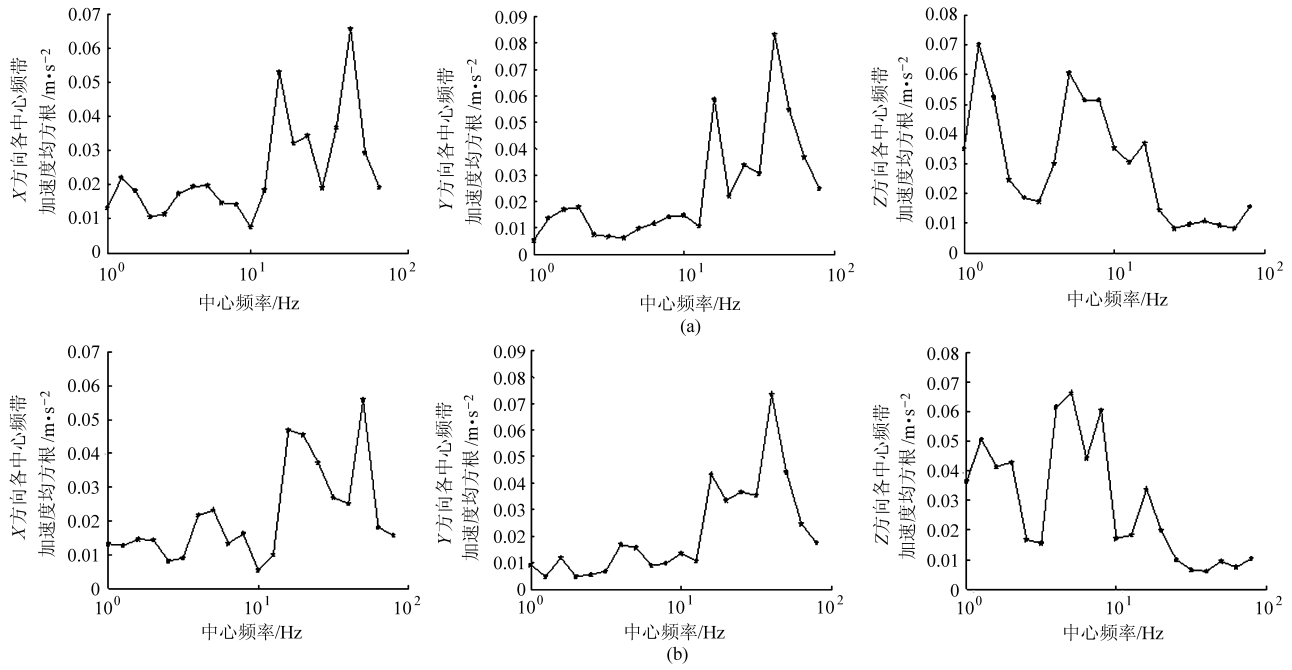


图 8 随机路面试验结果 (60 km/h)

Fig. 8 Test results on random road (60 km/h)

(a) 原车控制 (b) 本文控制

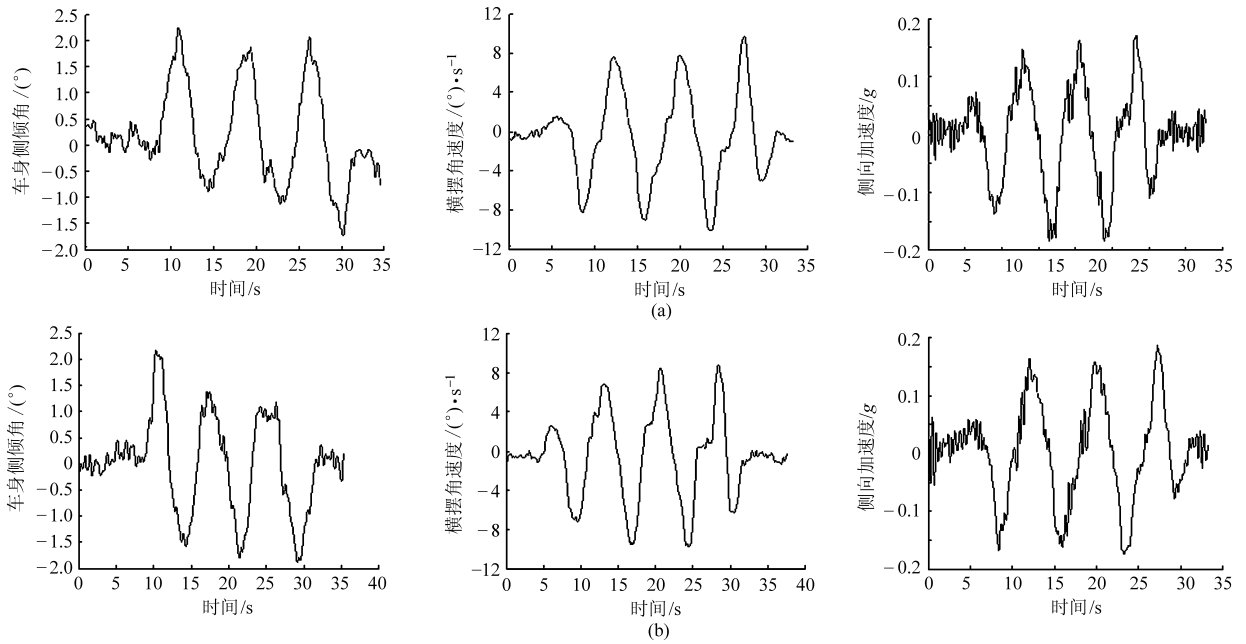


图 9 蛇形试验结果 (40 km/h)

Fig. 9 Serpentine test results (40 km/h)

(a) 原车控制 (b) 本文控制

表 4 座椅处三向加速度中心频率加权均方根

Tab. 4 Test results of center frequency weighted RMS of acceleration in three direction of the seat

项目	车速	
	60 km/h	100 km/h
原车控制	0.197 3	0.217 7
本文控制	0.169 0	0.200 3
性能改善/%	14.34	7.96

5 结论

(1) 针对 ECAS 的性能特点,提出了阻尼多模式自适应切换控制的思想,进行了阻尼控制模式以及多模式切换控制系统的设计。

(2) 在有效的模式切换控制系统基础上,进行了阻尼力局部智能控制器的设计,并且完成了控制

表5 蛇形试验结果比较
Tab.5 Contrast of serpentine test results

车速/ $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$		车身侧倾角/ $^{\circ}$	横摆角速度/ $^{\circ}\cdot\text{s}^{-1}$	侧向加速度/ g
40	原车控制	1.96	9.04	0.16
	本文控制	1.89	8.32	0.16
	性能提升/%	3.87	8.03	3.87
60	原车控制	2.48	14.9	0.41
	本文控制	2.27	13.9	0.38
	性能提升/%	8.49	6.44	6.99

系统的实车道路试验,实车试验结果验证了模式切换控制系统以及阻尼力局部控制器的有效性。

参 考 文 献

- 汪若尘,陈龙,张孝良,等. 车辆半主动空气悬架系统设计与试验[J]. 农业机械学报,2012,43(4):6~10.
Wang Ruochen, Chen Long, Zhang Xiaoliang, et al. Design and test of semi-active air suspension system of vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(4):6~10. (in Chinese)
- Kim Hyunsup, Lee Hyeongcheo. Model-based fault-tolerant control for an automotive air suspension control system [J]. Proc IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2011, 225(11):1462~1480.
- Poussot-Vassal C, Sename O, Dugard L. A new semi-active suspension control strategy through LPV technique [J]. Control Engineering Practice, 2008, 16(12):1519~1534.
- Du Haiping, Kam Yim Sze, James Lam. Semi-active H_{∞} control of vehicle suspension with magneto-rheological damper [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283(3~5):981~996.
- Michele Ieluzzi, Patrizio Turco, Mauro Montiglio. Development of a heavy truck semi-active suspension control [J]. Control Engineering Practice, 2006, 14(3):305~312.
- Bao W N, Chen L P, Zhang Y Q, et al. Fuzzy adaptive sliding mode controller for an air spring active suspension [J]. International Journal of Automotive Technology,2012,13(7):1057~1065.
- 崔晓利. 车辆电子控制空气悬架理论与关键技术研究[D]. 长沙:中南大学,2011.
Cui Xiaoli. Research on electronically controlled air suspension theory and its key technology for vehicle [D]. Changsha: Zhongnan University,2011. (in Chinese)
- Masanori Hirose, Seiichi Matsushige, Shuichi Buma, et al. Toyota electronic modulated air suspension system for the 1986 soarer [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics,1988,35(2):193~200.
- Hyunsup Kim, Hyeongcheo Lee. Fault-tolerant control algorithm for a four-corner closed-loop air suspension system [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2011, 58(10):4866~4879.
- 江洪,李坤,周文涛,等. ECAS控制模式及控制策略[J]. 机械工程学报,2009,45(12):224~231.
Jiang Hong, Li Kun, Zhou Wentao, et al. Control mode and control strategy in ECAS system [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2009,45(12):224~231. (in Chinese)
- 汪若尘,张孝良,陈龙,等. 车身高度和可调阻尼集成控制系统[J]. 农业工程学报,2012,28(11):75~79.
Wang Ruochen, Zhang Xiaoliang, Chen Long, et al. Integrated control system of vehicle body and adjustable damping [J]. Transactions of the CSAE,2012,28(11):75~79. (in Chinese)
- 黄俊明,周孔亢,徐兴. 空气悬架固有频率试验研究及理论分析[J]. 机械工程学报,2011,47(14):114~120.
Huang Junming, Zhou Kongkang, Xu Xing. Theoretical analysis and test research of eigen-frequency of air suspension [J]. Journal of Mechanical Engineering,2011,47(14):114~120. (in Chinese)
- 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
- 孙增圻. 智能控制理论与技术[M]. 北京:清华大学出版社,2000.
- 陈龙,黄晨,江浩斌,等. 基于悬架效用函数的车身姿态控制[J]. 农业机械学报,2011,42(8):15~19.
Chen Long, Huang Chen, Jiang Haobin, et al. Body posture control based on suspension utility function [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(8):15~19. (in Chinese)
- 陈士安,邱峰,何仁,等. 一种确定车辆悬架LQG控制加权系数的方法[J]. 振动与冲击,2008,27(2):65~68.
Chen Shian, Qiu Feng, He Ren, et al. A method for choosing weights in a suspension LQG control [J]. Journal of Vibration and Shock,2008,27(2):65~68. (in Chinese)
- 汪若尘,陈龙,江浩斌. 时滞半主动悬架模糊神经网络控制[J]. 农业机械学报,2007,38(7):10~13.
Wang Ruochen, Chen Long, Jiang Haobin. Fuzzy neural-network control of semi-active suspension with time delay [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2007,38(7):10~13. (in Chinese)