

四级阻尼可调式液压互联悬架系统性能研究

杨苏超^{1,2}, 郑敏毅¹, 张农², 王斌^{1,2}, 刘明星^{1,2}

(1. 合肥工业大学 汽车与交通工程学院, 合肥 230009;
2. 合肥工业大学 汽车研究所, 合肥 230009)

摘要: 提出一种新型四级阻尼可调式液压互联悬架 (FDAHIS) 系统。FDAHIS 系统在被动液压互联悬架系统的阻尼阀上并联了两个常通孔面积不同的电磁开关阀, 通过反馈控制策略控制电磁阀开闭状态, 调节系统液压流量, 从而实现阻尼四级可调。为了研究该系统性能, 建立 FDAHIS 系统模型和七自由度整车模型。通过系统单元台架试验对该模型进行了验证。整车仿真结果表明, 与被动的液压互联悬架 (HIS) 系统相比, FDAHIS 系统在车辆行驶平顺性和抗俯仰性能方面表现更佳。

关键词: 液压互联悬架; 四级阻尼可调; 阻尼特性; 平顺性; 操纵稳定性

中图分类号: U463.33 文献标志码: A DOI: 10.3969/j.issn.2095-1469.2024.02.07

Performance Study of a Hydraulic Interconnected Suspension System with Four-Stage Adjustable Damping

YANG Suchao^{1, 2}, ZHENG Minyi¹, ZHANG Nong², WANG Bin^{1, 2}, LIU Mingxing^{1, 2}

(1. School of Automotive and Transportation Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China;
2. Automotive Research Institute, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: A novel four-stage damping adjustable hydraulic interconnected suspension (FDAHIS) system is proposed. In this system, two solenoid on-off valves with different normal hole areas are connected in parallel to the damping valve of a passive hydraulic interconnected suspension (HIS) system. The solenoid valve's operational states, either open or closed, are controlled by the feedback control strategy, regulating the hydraulic flow to enable four-stage damping adjustment. In order to study the system performance, models for both the FDAHIS system and a 7-DOF vehicle are established. The model is validated through bench testing of the system. The vehicle simulation results show that the FDAHIS system performs better in ride comfort and anti-pitch performance than the passive HIS system.

Keywords: hydraulic interconnected suspension; four-stage damping adjustable; damping characteristics; ride comfort; handling stability

在汽车底盘系统中, 悬架是连接簧上质量和簧下质量之间的纽带^[1], 其作用是吸收地面冲击, 减小车身振动, 提高乘客的乘坐舒适性^[2]。由于被动

悬架的阻尼和刚度参数在生产后无法改变, 在车辆行驶过程中无法根据路况实时调整悬架力大小, 导致车辆行驶平顺性和操纵稳定性大大降低^[3]。

收稿日期: 2023-02-28 改稿日期: 2023-05-14

参考文献引用格式:

杨苏超, 郑敏毅, 张农, 等. 四级阻尼可调式液压互联悬架系统性能研究[J]. 汽车工程学报, 2024, 14(2): 226-240.

YANG Suchao, ZHENG Minyi, ZHANG Nong, et al. Performance Study of a Hydraulic Interconnected Suspension System with Four-Stage Adjustable Damping[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2024, 14(2): 226-240. (in Chinese)



传统被动悬架存在明显缺陷,无法满足市场需求,针对该问题,主动悬架应运而生。但由于主动悬架成本和能耗较高,且主要应用于高档轿车,所以其应用范围较窄。半主动悬架介于主动悬架和被动悬架之间,因其成本低廉可靠性高,并且与主动悬架功能接近,被广泛用于汽车悬架系统^[4]。为了提高悬架系统在不同驾驶条件下的自适应能力,使车辆具有更好的驾驶性能,国内外学者逐步开展了阻尼(刚度)可调半主动悬架的研究。

油气悬架通过油液来传递动力^[5],具有承载力大、刚度阻尼特性非线性变化等优点^[6],因此,油气悬架在汽车中的普及率越来越高。当车辆在复杂工况下工作时,半主动油气悬架可通过控制算法^[7]自适应调节悬架刚度或阻尼,有效提高了车辆的乘坐舒适性和操纵稳定性^[8-9]。液压互联悬架(Hydraulically Interconnected Suspension, HIS)的原理与油气悬架类似,可将其视为油气悬架的一个分支。HIS通过管路中的油液传递压力,并以蓄能器中的气体为弹性介质。液压缸的上腔和下腔通过液压管相互连接,因此,它不仅具有一般油气悬架的优点,还具有更大的灵活性。通过改变液压管连接方式,悬架系统能适应不同的路况和驾驶需求。此外, HIS系统还可以调整车轮上的负载分布。HIS系统在满足车辆悬架对各种道路和驾驶条件要求的同时,还可以尽可能保持车辆姿态平衡,提高车辆接地性,进而优化车辆的行驶平顺性和操纵稳定性^[10]。

半主动悬架系统在提高车辆动态性能的同时,将系统结构的复杂性和生产成本降至最低。悬架系统阻尼可调可以通过利用智能材料或改变阻尼常通口面积实现。JAYARAMAN等^[11]通过利用液压缸腔和液压控制阀中产生的压力来改变阻尼。YUE Wenchao等^[12]通过调节电液比例阀的开度来调节油气悬架的阻尼力。ZHANG Junwei等^[13]通过调节节流阀的数量来改变油气悬架的阻尼力,并且对阀门进行了详细建模,以分析液压气动悬架的性能。对于半主动HIS系统,目前研究和试验大多

集中在刚度可调。湖南大学的彭鹏^[14]通过切换蓄能器改变侧倾刚度,实现了半主动HIS系统的高度可调。湖南大学的张立军^[15]在HIS系统油路间添加了双杆双作用液压缸,改变了车辆的侧倾刚度。半主动HIS系统包含一个阻尼器,可以实时改变其阻尼系数,但由于其生产成本较高,关键部件加工难度大,导致其实用性较差,所以目前对于HIS系统阻尼可调研究多集中于理论阶段,试验和应用方面的工作尚未完全开展。

本文提出了一种抗俯仰的四级阻尼可调液压互联悬架(Four-stage Damping Adjustable Hydraulically Interconnected Suspension, FDAHIS)系统,并搭建了实物模型进行台架试验。该系统采用两个高速开关电磁阀搭配合适的控制策略,可以根据车辆行驶状况,控制电磁阀开闭状态,从而改变油液流过阻尼孔的面积,进而实现半主动悬架四级阻尼可调。该系统旨在提高车辆乘坐舒适性和抗俯仰性能。

1 数学模型

1.1 整车模型

为了更好地描述车辆运动状态,结合实际情况对整车机械系统进行简化,建立七自由度整车动力学模型,如图1所示,模型将车身视为一个刚体,总质量为 m 。 z_s 、 θ 和 φ 分别为车身垂向位移、车身俯仰角和车身侧倾角。 z_{uA} 、 z_{uB} 、 z_{uC} 和 z_{uD} 分别为车辆四轮垂向位移。 z_{gA} 、 z_{gB} 、 z_{gC} 和 z_{gD} 分别为车辆四轮路面激励输入^[16]。车辆模型其余参数见表1。

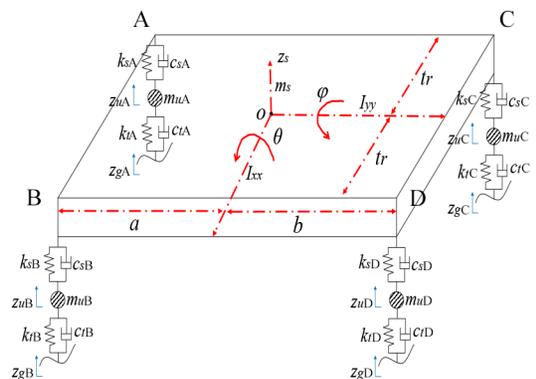


图1 七自由度整车模型

在车辆运动过程中, 车身 A、B、C、D 四个端点与车身垂向位移 z_s 、车身俯仰角 θ 和车身侧倾角 φ 的关系可由如下矩阵描述^[17]:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F_r \quad (1)$$

式中: M 、 C 、 K 和 X 分别为质量矩阵、阻尼系数矩阵、刚度矩阵和状态变量矩阵; F_r 为外部路面激励矩阵。其中 X 、 F_r 和质量矩阵 M 分别可由下式描述:

$$\begin{aligned} X &= [z_s \quad \theta \quad \varphi \quad z_{uA} \quad z_{uB} \quad z_{uC} \quad z_{uD}]^T, \\ F_r &= [0 \quad 0 \quad 0 \quad k_{fz_{gA}} \quad k_{fz_{gB}} \quad k_{fz_{gC}} \quad k_{fz_{gD}}]^T, \\ M &= \text{diag}(m_s \quad I_{yy} \quad I_{xx} \quad m_{uA} \quad m_{uB} \quad m_{uC} \quad m_{uD}) \end{aligned} \quad (2)$$

阻尼系数矩阵 C 为:

$$C = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & & & & \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & & & & B \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & & & & \\ & & & B^T & & & \\ & & & & D & & \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中:

$$\begin{aligned} B &= \begin{bmatrix} -c_{sA} & -c_{sB} & -c_{sC} & -c_{sD} \\ ac_{sA} & ac_{sB} & -bc_{sC} & -bc_{sD} \\ -t_f c_{sA} & t_f c_{sB} & -t_r c_{sC} & t_r c_{sD} \end{bmatrix}, \\ D &= \text{diag}(c_{sA} \quad c_{sB} \quad c_{sC} \quad c_{sD}), \\ c_{11} &= c_{sA} + c_{sB} + c_{sC} + c_{sD}, \\ c_{12} &= -ac_{sA} - ac_{sB} + bc_{sC} + bc_{sD}, \\ c_{13} &= t_f c_{sA} - t_f c_{sB} + t_r c_{sC} - t_r c_{sD}, \quad c_{21} = c_{12}, \\ c_{22} &= a^2 c_{sA} + a^2 c_{sB} + b^2 c_{sC} + b^2 c_{sD}, \\ c_{23} &= -at_f c_{sA} + at_f c_{sB} + bt_r c_{sC} - bt_r c_{sD}, \\ c_{31} &= c_{13}; \quad c_{32} = c_{23}, \\ c_{33} &= t_f^2 c_{sA} + t_f^2 c_{sB} + t_r^2 c_{sC} + t_r^2 c_{sD} \end{aligned} \quad (4)$$

刚度系数矩阵 K 为:

$$K = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & & & & \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & & & & P \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & & & & \\ & & & P^T & & & \\ & & & & Q & & \end{bmatrix} \quad (5)$$

将式 (4) 中阻尼系数 c 用刚度系数 k 替换, 可得刚度系数矩阵中其余元素表达式, 在此不再赘述。

1.2 混合路面-车速模型

参照文件 ISO/TC 108/SC2N67 和 GB/T 7031—

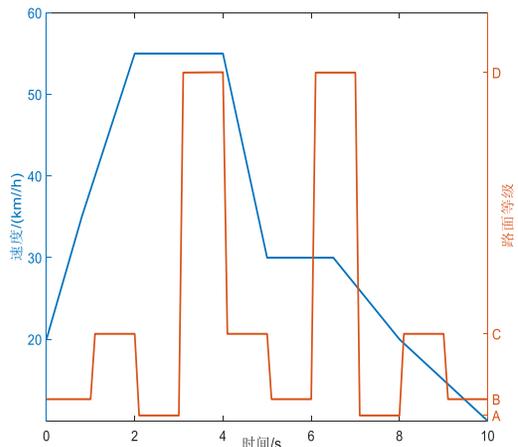
表 1 整车参数表

参数	值
半前轮距 t_f/m	0.75
半后轮距 t_r/m	0.75
质心到前悬距离 a/m	1.64
质心到后轴距离 b/m	1.49
前悬弹簧刚度系数 $k_{sA}, k_{sB}/(N/m)$	265 000
后悬弹簧刚度系数 $k_{sC}, k_{sD}/(N/m)$	265 000
前阻尼器阻尼系数 $c_{sA}, c_{sB}/(N \cdot s/m)$	3 000
后阻尼器阻尼系数 $c_{sC}, c_{sD}/(N \cdot s/m)$	4 000
四轮刚度系数 $k_{tA}, k_{tB}, k_{tC}, k_{tD}/(N/m)$	1 172 000
四轮阻尼系数 $c_{tA}, c_{tB}, c_{tC}, c_{tD}/(N \cdot s/m)$	100
前簧下质量 $m_{uA}, m_{uB}/kg$	180
后簧下质量 $m_{uC}, m_{uD}/kg$	240
整车簧载质量 m_s/kg	3 860
车身俯仰惯性力矩 $I_{yy}/(kg \cdot m^2)$	8 400
车身侧倾惯性力矩 $I_{xx}/(kg \cdot m^2)$	1 400

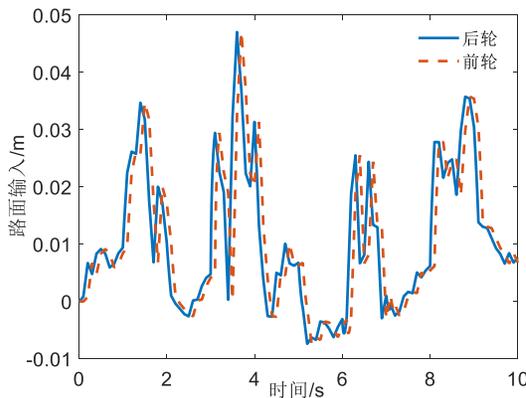
2005, 路面不平度程度可以分为 A~H 共 8 个等级。在实际行驶中, 车辆会经过不同等级的路面, 为获得符合实际工况的仿真结果, 本文将路面输入设置为 A~D 级随机路面, 并将后轮激励视作前轮激励的延迟。汽车实际行驶工况往往是变速行驶, 此时由平稳随机路面提供的激励相当于非平稳随机激励^[18]。为匹配变化的路面工况, 可在路面模型中加入加速、匀速和减速工况。车辆行驶速度及混合路面模型如图 2a 所示, 对应的路面不平度时域响应曲线如图 2b 所示。

1.3 FDAHIS 系统模型

如图 3 所示, 本文设计了一套抗俯仰 FDAHIS 系统。在该系统中, 4 个双作用液压作动器取代车轮上方的传统悬架减振器, 液压缸的各个腔室之间由液压管路连接。前悬架液压缸上腔/下腔与后悬架液压缸下腔/上腔互联, 每个液压支路中一个蓄能器, 每个液压缸下腔出口处布置一组开关电磁阀。当车身发生俯仰运动时, 一个液压支路压力升高, 另一个支路压力降低, 两个液压支路的压差产生一个抗俯仰力矩, 抑制车身俯仰运动, 有效减缓车辆“点头效应”。所提出的 FDAHIS 系统主要由



(a) 车速度及混合路面模型



(b) 路面不平时域响应曲线

图 2 混合路面模型

液压缸、阻尼阀、管路、接头、蓄能器和两个开关电磁阀组成。原车阻尼阀与两个两位两通电磁阀并联，由于两个电磁阀的常通孔面积不同，在液压缸的伸张和压缩行程中，通过控制电磁阀的开闭状态能改变油液在管路中的流量，从而实现 4 种阻尼力模式的切换调节，见表 2。其中，信号输入 0 表示对应阀关闭，1 表示打开。阀 1 代指常通孔直径较小的电磁阀，阀 2 代指常通孔直径较大的电磁阀。

为了建立所提出的 FDAHIS 系统的模型，对其关键部分进行分析。

蓄能器：FDAHIS 系统采用充气隔膜式蓄能器进行能量的储存和释放。建模过程中可将蓄能器的工作视为一个绝热过程^[19]。

$$P_a V_a^\gamma = P_p V_p^\gamma = \text{const} \quad (6)$$

式中： P_a 和 V_a 为蓄能器压力和气体体积； γ 为多变指数； V_p 和 P_p 为蓄能器预充气体体积和压力。

表 2 阻尼模式

模式	阻尼模式	阀开闭状态	信号输入
M1	小阻尼	阀 1 开 阀 2 开	Sign1=1 Sign2=1
M2	较小阻尼	阀 1 关 阀 2 开	Sign1=0 Sign2=1
M3	较大阻尼	阀 1 开 阀 2 关	Sign1=1 Sign2=0
M4	大阻尼	阀 1 关 阀 2 关	Sign1=0 Sign2=0

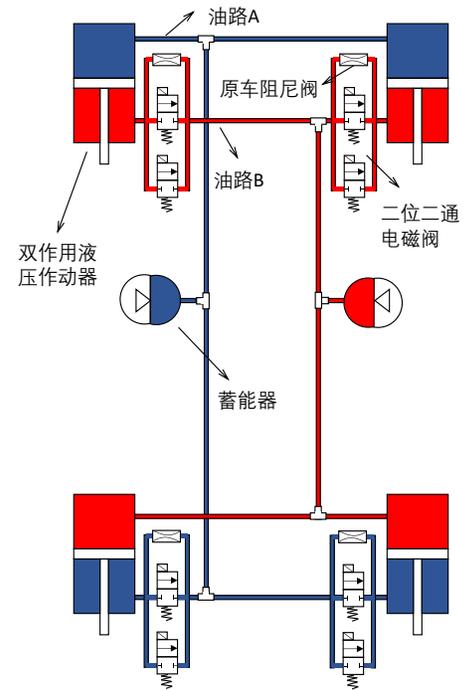


图 3 抗俯仰 FDAHIS 系统原理

蓄能器的压差可由式 (7) 表示^[20]：

$$\dot{P}_a = \frac{\gamma Q_a P_a}{V_p} \left(\frac{P_a}{P_p} \right)^{1/\gamma} \quad (7)$$

式中： Q_a 为蓄能器流量。

液压缸：在 FDAHIS 系统中，液压缸是输出力的关键部件。当上、下腔存在压差时，活塞杆会产生力并输出。

考虑到气体和液压油混合物的可压缩性，液压缸建模如式 (8) ~ (12) 所示^[21]。

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta_{\text{eff}1}}{\tilde{V}_{c1}} (A_1 v - Q_1) \quad (8)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta_{\text{eff}2}}{\tilde{V}_{c2}} (-A_2 v - Q_2) \quad (9)$$

$$F = A_1 P_1 - A_2 P_2 \quad (10)$$

$$\tilde{V}_{c1} = V_{c1,0} - A_1 x \quad (11)$$

$$\tilde{V}_{c2} = V_{c2,0} + A_2 x \quad (12)$$

式中： P_1 和 Q_1 为液压缸无杆腔压力和流量； P_2 和 Q_2 为液压缸有杆腔压力和流量； v 为活塞运动速度； x 为活塞位移； \tilde{V}_{c1} 和 \tilde{V}_{c2} 分别为上下腔容积； $V_{c1,0}$ 和 $V_{c2,0}$ 分别为上下腔初始容积； A_1 和 A_2 分别为上下腔横截面面积； F 为活塞杆作用力； $\beta_{\text{eff},1}$ 和 $\beta_{\text{eff},2}$ 分别为上下腔油气混合物的体积模量，可由式(13)~(14)推导得出^[22]。

$$\beta_{\text{eff},1} = \frac{\gamma P_1 \beta_{\text{oil}}}{\alpha \beta_{\text{oil}} + (1 - \alpha) \gamma P_1} \quad (13)$$

$$\beta_{\text{eff},2} = \frac{\gamma P_2 \beta_{\text{oil}}}{\alpha \beta_{\text{oil}} + (1 - \alpha) \gamma P_2} \quad (14)$$

式中： α 为油气混合物中气体含量； β_{oil} 为油液体积模量； γ 为多变指数。

阻尼阀：在FDAHIS系统中，阻尼阀用于提供系统阻尼力。阻尼力由小孔节流效应产生，其通过阀口的压力损失是非线性的，阻尼阀的流量可由式(15)给出^[23]：

$$Q = C_q A_{d1} \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \text{sgn}(\Delta P) \quad (15)$$

式中： A_{d1} 为阀横截面积； ΔP 为阀两端压差； C_q 为流量系数，可由下式给出：

$$C_q = C_{q,\text{max}} \tanh\left(\frac{2\lambda}{Re}\right) \quad (16)$$

式中： $C_{q,\text{max}}$ 为最大流量系数； Re 为流体雷诺数； λ 为流量数，可由式(17)给出：

$$\lambda = \frac{d_H}{v} \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \quad (17)$$

式中： d_H 为节流小孔直径； v 为流体的运动速度。

1.4 性能评价指标

汽车平顺性是指汽车在一般行驶速度范围内行驶时，避免因行驶过程中所产生的振动和冲击，使人感到不舒服、疲劳，甚至损害健康，或者使货物损坏的性能。由于平顺性主要是根据乘员的舒适程度来评价，所以又称为乘坐舒适性，它是现代高速汽车的主要性能之一^[24]。

车身垂向加速度反映了车身振动作用于人体的程度，直接影响驾乘人员乘坐舒适性，因而多用于

衡量汽车行驶平顺性。悬架动挠度和轮胎动载荷也能反映车辆行驶中的平顺性和安全性。汽车行驶时所产生的振动会在汽车上产生动载荷，动载荷会加速零件磨损，导致疲劳失效^[25]，还会影响轮胎与路面的附着效果。这些影响都会威胁到行车安全，降低平顺性。动挠度过大会导致悬架撞击限位块，在影响行车安全性的同时也会使振动传递至车身，大大降低平顺性。

良好的悬架系统在满足车辆行驶平顺性的同时还要满足操纵稳定性，汽车直线行驶稳定性也是操纵稳定性的重要评价方面。直线行驶稳定性主要关注汽车直线稳速行驶性能，其主要的评价指标是车身俯仰程度^[26]。车辆的俯仰程度能表现车辆在纵轴方向上的动态平衡性。俯仰也会对车辆的弯道性能产生影响。降低车辆俯仰程度会让重心更加平衡，在减速入弯的时候能有效降低前轴压力，让前轮运动恢复循迹性。车辆在俯仰状态下有过大的方向输入车辆会很容易失控。抗俯仰液压互联悬架系统在车身俯仰运动时会产生一个抗俯仰力矩，从而减小车辆运动俯仰角。基于此，本文选定车身垂向加速度、悬架(FR)动挠度、轮胎(FR)动载荷以及三者的均方根值(RMS)作为平顺性评价指标；车身运动俯仰角为操纵稳定性评价指标^[27]。

2 模型验证

为方便研究系统的阻尼特性，建模与验证采用单作动器方案，该方案在兼顾单轮激励工况下阻尼特性的同时，还可以近似模拟垂向激励时的阻尼特性。基于上文FDAHIS主要部件的数学建模和理论分析，运用AMESim对系统单元进行物理建模(图4)，并搭建台架试验验证模型的性能和正确性(图6)。具体参数见表3，实物如图5所示。

由图5可知，液压缸通过管路与原车阻尼阀、电磁阀系和蓄能器相连。试验开始前通过油口向机构内部注油，系统中压力传感器用于测量油路中的压力。原车阻尼阀并联两个两位两通电磁阀，试验过程中将其与直流电源连接，通过调整电流大小，控制电磁阀开闭，实现阻尼力四级调节。

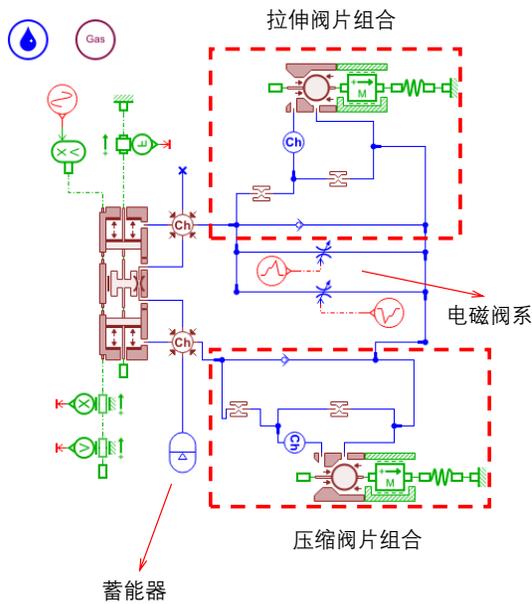


图 4 AMESim 系统单元建模

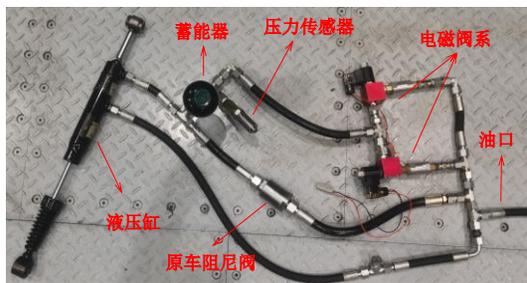


图 5 实物图

将 28/12 液压作动器固定在 MTS 850 试验台上，如图 6b 所示。调节电磁阀开闭状态，加载频率分别为 0.16、0.42、0.83、1.25 和 1.67 Hz，振幅为 50 mm 正弦波激励，如图 6a 所示。试验台传感器自动获取试验数据，处理后得到阻尼特性曲线。

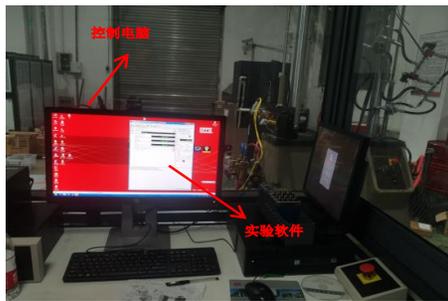
在不同频率下仿真与试验所得阻尼力与位移的关系如图 7a 所示。由图可知，仿真曲线与试验曲线基本吻合，实际试验时阻尼力在压缩阶段有小幅波动，但趋势基本一致，且系统单元拉伸阻尼力随振动频率改变变化明显。系统单元在 1.25 Hz 振动下的试验曲线和仿真曲线在拉压转角处阻尼力最大相差约 0.21 kN，相较于试验峰值阻尼力 4.78 kN 偏差约 4.4%；在 0.83 Hz 振动下，峰值处阻尼力最大相差约 0.14 kN，相较于试验峰值阻尼力 4.22 kN 偏差约 3.3%；在 0.42 Hz 振动下，峰值处阻尼力最大相差约 0.17 kN，相较于试验峰值阻尼力 3.20 kN 偏差

表 3 FDAHIS 系统参数

参数	值
液压流体	
密度 $\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$	850
粘度 $\mu / (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2)$	0.05
体积弹性模量 β_{oil} / MPa	1 700
气体含量 α	0.001
静平衡压力 P_w / MPa	2
管路	
管外径 r_o / mm	25
管内径 r_i / mm	20
泊松比 ν	0.03
管壁杨氏模量 E / MPa	2.06×10^5
管长 l_p / m	1
活塞筒直径 D / mm	28
活塞杆直径 d / mm	12
阻尼阀	
最大流量系数 C_{qmax}	0.7
临界雷诺数 Re	1 000
常通孔直径 D_v / mm	3.5
蓄能器	
绝热系数 γ	1.4
蓄能器体积 V_G / m^3	3.2×10^{-4}
蓄能器预充气体压力 P_G / MPa	1

约 5.3%；在 0.16 Hz 振动下，拉压转角处阻尼力最大相差约 0.08 kN，相较于试验峰值阻尼力 0.64 kN 偏差约 12.5%。

试验曲线在拉伸和压缩转折点处与仿真曲线略有偏差，相较于曲线峰值（拉压阀片未被推开，阻尼力最大）时，液压缸拉伸和压缩越接近行程极限时，试验和仿真阻尼力差距越大；相较于高频振动，低频振动时阻尼力差距更大。原因是液压缸活塞杆与缸体密封件之间的摩擦力表现出黏滑、Stribeck 和迟滞效应^[28]。在模型中添加 Stribeck 系数和静摩擦力参数可以一定程度上提高仿真曲线的契合程度，但仍无法精确模拟液压缸工作中温度变化对油液粘滞度的影响以及工作过程中管壁内摩擦力的变化。



(a) 控制系统



(b) 试验台

图 6 台架试验

由图 7a 可知, 在高频振动下, 曲线在拉伸阶段出现了转角突变现象, 原因是高频振动使管路中油液流速增大, 管内压强增加, 在某一瞬间油液推开阻尼阀片, 导致阀内油液流量增加, 阻尼力增长速度变缓, 曲线呈现突变现象。而在低频振动时, 阻尼阀内常通孔足以分担管内油液流量, 阻尼阀片未开启, 所以曲线无突变。以系统单元在频率为 1.67 Hz 下的正弦振动为例, 其仿真与试验所得阻尼力

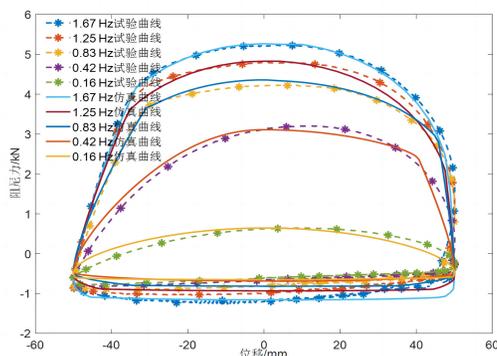
与位移的关系如图 7b 所示。由图可知, 随着系统开阀组合的切换, 拉伸阻尼力变化明显, 仿真与台架试验均可证明该系统可以实现四级阻尼可调。系统单元仿真曲线与试验曲线变化趋势基本相同, 验证了仿真模型的正确性。

3 关键参数对阻尼特性的影响

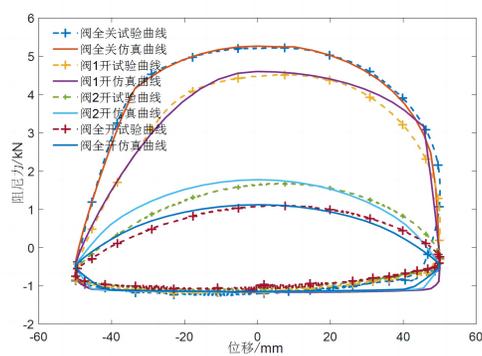
FDAHIS 系统阻尼特性直接影响整车的平顺性和操稳性, 其中阻尼阀和蓄能器的关键参数又对其阻尼特性具有重要的影响^[29]。为进一步研究各参数对阻尼特性的影响, 为 FDAHIS 系统的参数匹配提供理论指导。接下来基于上文建立的 AMESim 单杠作动器模型进行了仿真分析, 采用控制变量法对关键参数进行探究。本节研究的关键参数包括: 开阀组合、阀片厚度、阀片预紧力、蓄能器预充气体压力和油液密度。为便于分析, 仿真时忽略液压缸活塞杆与缸体密封件之间的摩擦力与液体迟滞效应。

3.1 开阀组合影响分析

改变阻尼阀并联孔面积或数量可以有效调节系统阻尼。本文设计的 FDAHIS 系统在原阻尼阀两端并联了两个节流孔面积不同的电磁阀, 可以通过不同的阀开闭组合调节阻尼力, 从而获得不同的阻尼特性曲线。给系统单元加载频率为 1.67 Hz, 幅值 50 mm 的正弦波激励, 仿真得到不同开阀组合下的阻尼特性曲线如图 8 所示。



(a) 不同频率位移-阻尼特性曲线



(b) 不同开阀组合下位移-阻尼特性曲线

图 7 仿真与试验系统单元位移-阻尼特性曲线

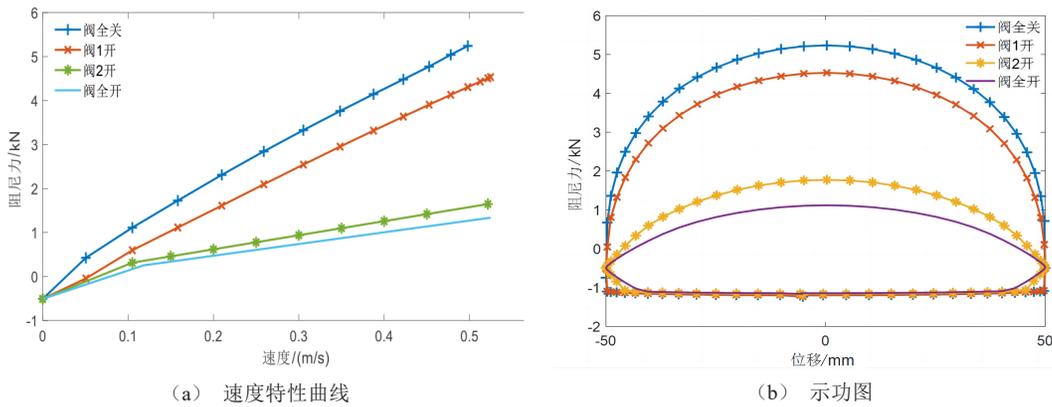


图 8 不同开阀组合下阻尼特性曲线

由图 8 可知，当两个阀全关闭时，油液只流经原被动 HIS 系统的阻尼阀，系统阻尼力取决于原阻尼阀相关参数，此时阻尼力最大。当电磁阀打开时，部分油液分流，系统阻尼力变小。所开电磁阀常通孔直径越大，数量越多，分流量越大，系统阻尼力越小。以拉伸行程为例，系统在中高速振动区域，随着不同的开阀组合，阻尼力变化明显，实现了四级阻尼力可控。

3.2 阀片刚度影响分析

原车阻尼阀中采用不同直径与厚度的阀片叠加构成的环形阀片组合，可以调试出不同的阻尼特性^[30]。不同厚度与直径的阀片物理特性在仿真中可等效为不同的可变弹簧刚度。在 AMESim 模型中关闭电磁阀系，调节原车阻尼阀模型中可变弹簧刚度，给系统单元加载频率为 1.67 Hz，幅值 50 mm 的正弦波激励，仿真得到了不同阀片刚度下的系统阻尼特性曲线如图 9 所示。

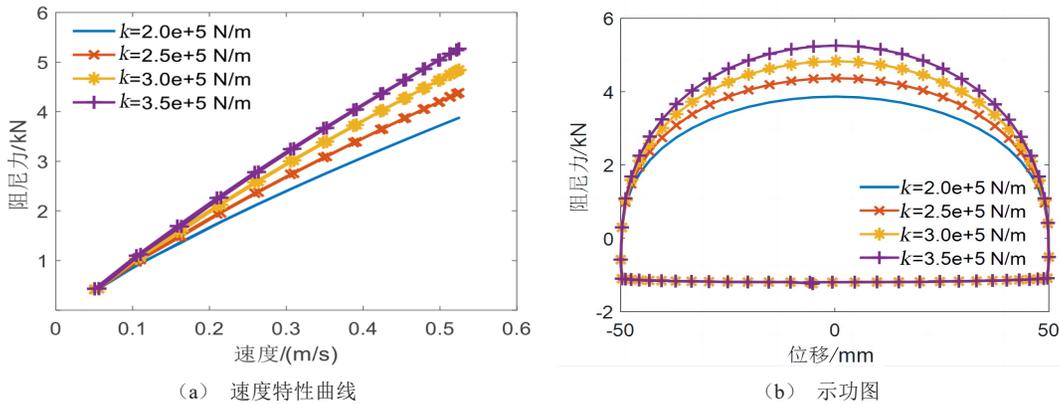


图 9 不同阀片刚度下阻尼特性曲线

以作动器伸张行程为例，由图 9a 可知，在低速区阀片刚度对阻尼特性影响较小，此时阀片未被顶开，油液从常通孔通过。活塞运动速度加快，油液顶开阀片，阀片刚度增加，开阀速度变快，速度特性曲线斜率增加，节流阻尼力值变大。

3.3 阀片预紧力影响分析

原车阻尼阀的开阀压力可以通过预设阀片预紧

力来实现，预紧力的大小可以通过改变原车阻尼阀模型中可变弹簧位移为 0 时的弹簧力来实现。以伸张行程为例，给系统单元加载频率为 1.67 Hz，幅值 50 mm 的正弦波激励，将阀片预紧力分别设置为 20、35、50 和 65 N，所得仿真结果如图 10 所示。

由图 10a 可知，阀片预紧力对低速区阻尼力有影响。预紧力越大，低速区速度特性曲线斜率增加，系统拉伸阻尼力与开阀压力正相关。

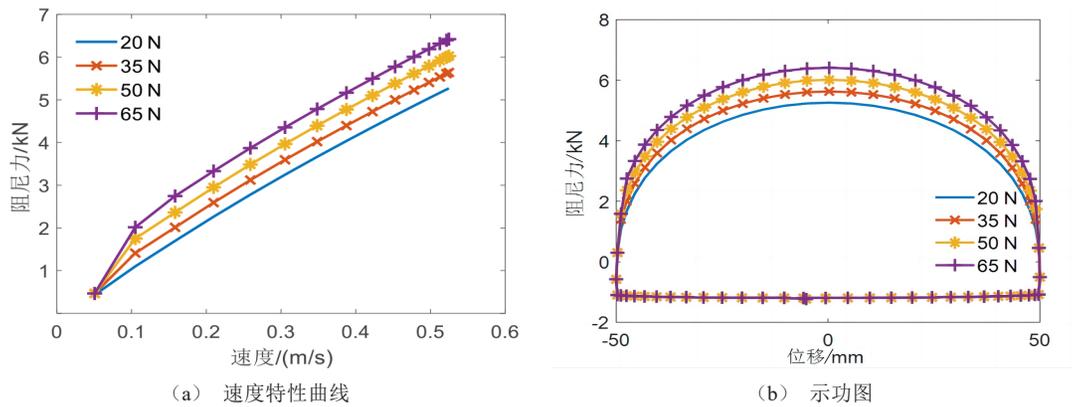


图 10 不同阀片预紧力下阻尼特性曲线

3.4 蓄能器预充压力影响分析

所选用的蓄能器中充有部分低压气体，可以通过改变预充气体压力大小调节系统阻尼力。将蓄能器预充压力分别设置为 0.5、1 和 2 MPa，系统单元加载频率为 1.67 Hz，幅值 50 mm 的正弦波激励，所得仿真结果如图 11 所示。

由图 11b 可知，预充气体压力越大，拉伸阻尼力越小，压缩阻尼力越大。因此，应尽量控制预充气体压力大小，减小压缩阻尼力，使悬架系统整体偏“软”，提高乘坐舒适性和行驶平顺性。

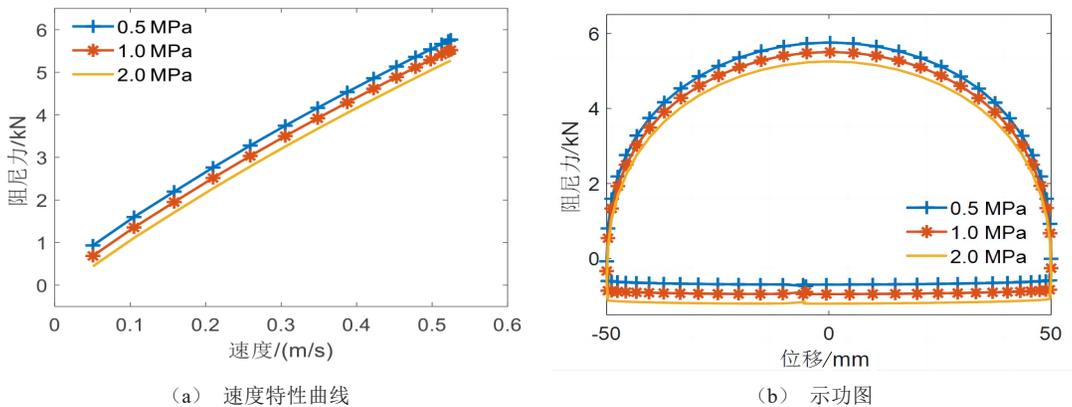


图 11 不同预充压力下阻尼特性曲线

4 控制策略设计

根据试验以及仿真所得 FDAHIS 系统在不同模式下的阻尼特性，设计了四级阻尼可调切换控制策略。在车辆运动中，传感器根据工况的变化，实时收集车身加速度、车身位移、悬架位移等数据传入车载控制单元，控制模块根据预设的控制策略，输出相应电信号，控制对应的高速开关阀状态，从而

3.5 油液密度影响分析

考虑到油液的可压缩性导致油液密度产生变化，在模型中需要分析油液初始密度对系统阻尼特性的影响。仿真中设置三组初始油液密度，给系统单元加载频率为 1.67 Hz，幅值 50 mm 的正弦波激励，所得仿真如图 12 所示。

由图可知，以拉伸行程为例，油液密度越小，阻尼力越小。在实际工作中，导致油液密度发生变化的原因可能是油液中混入空气或产生气泡，应尽量避免这些现象出现^[31]。

实现 FDAHIS 系统阻尼模式的反馈调节，使系统处于最佳的工作状态。为简化模型，高速开关电磁阀的开闭时间可以忽略不计。

研究表明，油气悬架阻尼切换控制系统的主要切换参数为路面等级与车速^[32]。在某一车速下，为保证车辆的平顺性和通过性，路面工况越差，路面等级越低，则悬架阻尼应越大，以保证车辆的平

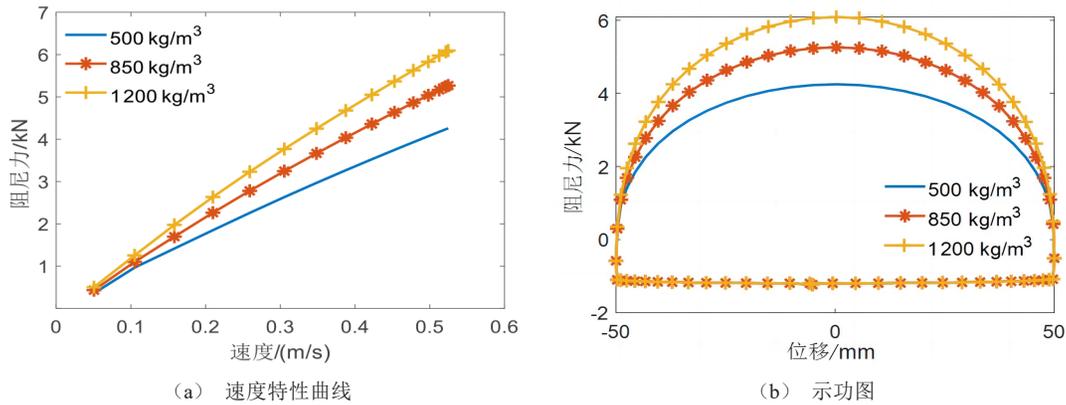


图 12 不同油液密度下阻尼特性曲线

顺性和通过性。在振动力学中，可将汽车视为一个多自由度振动的刚体，由地面不平产生的振动经由轮胎和悬架系统传递至车身，虽然在此过程中衰减了许多，但车辆的振动响应信息仍可以一定程度上反映路面不平度。有研究表明^[32]，不同工况下振动加速度、悬架动挠度与车轮动载荷的均方根值之间没有明显交集，且不同等级路面的车辆振动响应均方根值有明显差别，因此，可用以判别路面工况。与悬架动挠度和轮胎动载荷相比，车身加速度直接影响到驾驶员乘坐感受，对平顺性影响较大，且在切换阻尼模式的时候以路面条件和车速为主要参考依据，而不同等级路面下的车身加速度均方根值变化最为明显，因此，在设计判别条件时可优先考虑。

利用前文建立的七自由度整车模型，加载不同等级的路面激励，通过多次仿真试验，确定不同等级路面激励下车身振动响应均方根值的波动范围，从而间接实现判别路面工况的目的。路面等级判别标准见表 4。为了使所获得的判别标准更加契合所设计的 FDAHIS 系统，使用抗俯仰布置的 HIS 系统作为仿真对象，加载不同等级路面输入，获得路面特征数据并划分判别标准。

通过仿真可知，在路面工况不变的前提下，随着车速增加，其悬架阻尼力也应增大。因此，在设计阻尼切换控制策略时应考虑车速因素。将仿真车速设为 0~35 km/h、35~50 km/h 和大于 50 km/h 三个档位，结合 FDAHIS 系统阻尼等级和切换控制路面判别参数，形成具体的控制策略见表 5。其中 T

代表路面等级判断，v 代表对应的车速档位，输出 0 表示对应阀关闭，1 表示打开，具体阻尼模式见表 2。

表 4 路面等级判别标准

路面等级	车身加速度 RMS/(m/s ²)	悬架动挠度 RMS/mm	轮胎动载荷 RMS/kN
A	(0, 1.7]	(0, 9]	(0, 2.37]
B	(1.7, 4.1]	(9, 15.4]	(2.37, 4.08]
C	(4.1, 7.5]	(15.4, 24.8]	(4.08, 6.55]
D	(7.5, 15]	(24.8, 50]	(6.55, 12]

表 5 切换控制策略

路面条件	车速/(km/h)	模式	系统输入	系统输出
条件 1 (A 级)		M1	T=1	sign1=1, sign2=1
条件 2 (B 级)	V ≤ 35	M1	T=2, v=1	sign1=1, sign2=1
	V > 35	M2	T=2, v=2&3	sign1=0, sign2=1
条件 3 (C 级)	V ≤ 35	M2	T=3, v=1	sign1=0, sign2=1
	35 < V ≤ 50	M3	T=3, v=2	sign1=1, sign2=0
	V > 50	M4	T=3, v=3	sign1=0, sign2=0
条件 4 (D 级)		M4	T=4	sign1=0, sign2=0

为防止车辆运动工况出现在路面判别标准参数的交集区域，导致控制逻辑出错，在设计控制策略的时候以车身加速度 RMS 值为第一判别条件 C₁，悬架动挠度和轮胎动载荷 RMS 值为第二判别条件 C₂，车速为第三判别条件 C₃。采用逻辑门限控制思想，获得不同工况下相对最优的控制策略。控制逻辑如图 13 所示。

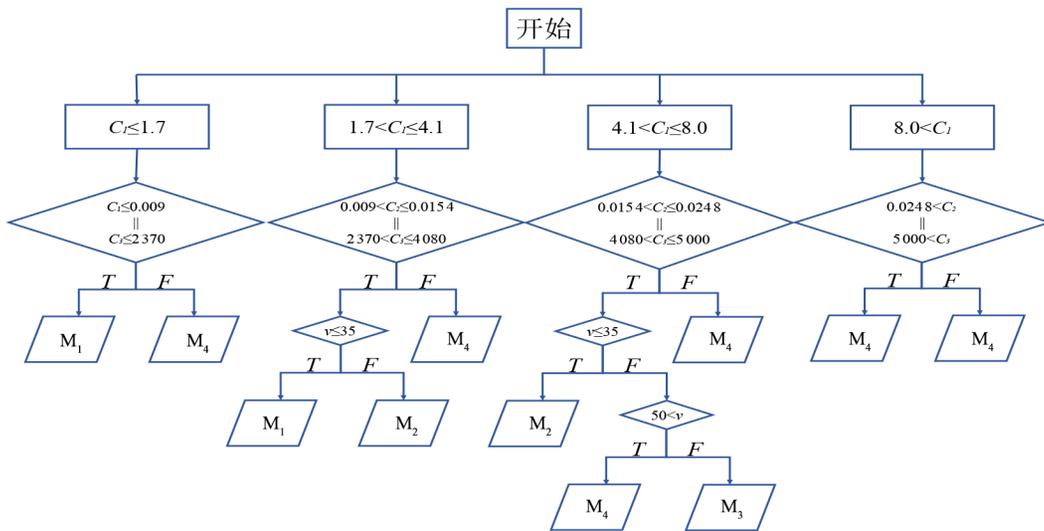


图 13 控制逻辑流程

5 整车联合仿真

5.1 联合仿真建模

根据系统单元仿真试验以及上文关键参数对阻尼特性的影响分析，选定的 FDAHIS 关键参数见表 6。

利用 Simulink 和 AMESim 分别在控制模型和液压模型建模的优势，建立 Simulink 和 AMESim 联合仿真模型。联合仿真模型主要由路面输入、车身模型、轮胎模型、悬架系统、HIS 系统和控制器模块组成，如图 14 所示。在 AMESim 中创建联合仿真

表 6 FDAHIS 系统关键参数

参数	值
活塞筒直径/mm	28
活塞杆直径/mm	12
阀片刚度/(kN/m)	350
阀片预紧力/N	20
蓄能器预充压力/MPa	2
油液密度/(kg/m ³)	850
电磁阀 1 常通孔直径/mm	2
电磁阀 2 常通孔直径/mm	3

接口，接收来自 Simulink 的悬架相对位移和电磁阀的控制信号然后输出系统悬架力。

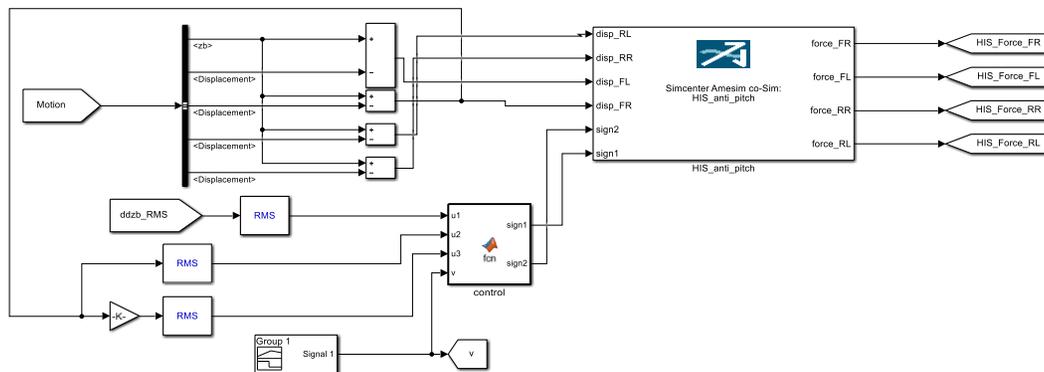


图 14 联合仿真模型

5.2 平顺性分析

分别建立安装有被动悬架、抗俯仰布置的液压互联悬架和切换控制 FDAHIS 系统的七自由度整车

模型，加载仿真时间 10 s 的混合路面模型，车速随路面工况发生变化，如图 2 所示。依据第 2 节所给出的整车平顺性评价指标，通过联合仿真获得车身

垂向加速度、(前)悬架动挠度和轮胎(FL)动载荷的时域仿真曲线如图15~17所示,三者的均方根值和改善程度见表7。

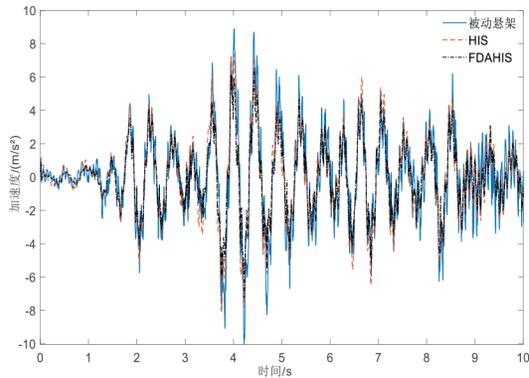


图15 车身垂向加速度

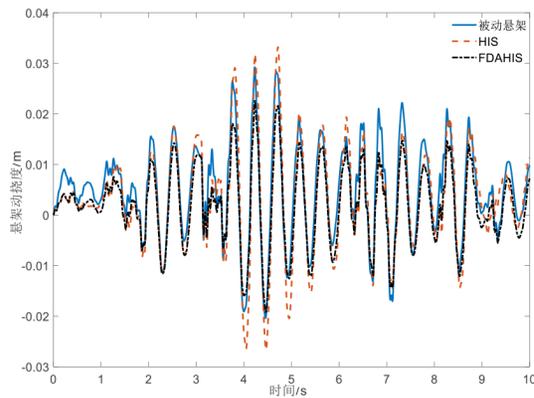


图16 (前)悬架动挠度

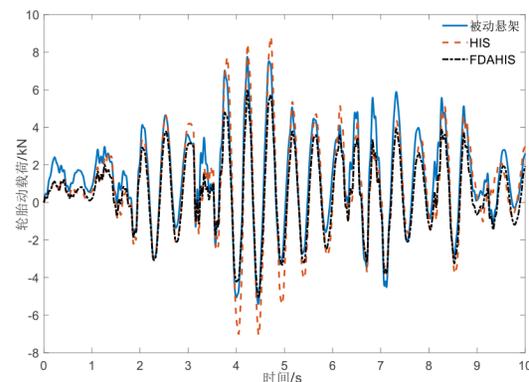


图17 轮胎(FL)动载荷

由图15可知,当路面工况良好,对应仿真时间1~3s时,相较于被动悬架,液压互联悬架和FDAHIS系统对车身垂向加速度的改善程度较小。原因是汽车在良好路面行驶时,地面传达至车身的振动较小,被动悬架阻尼器足以提供合适阻尼力来削弱振动,HIS和FDAHIS系统优势不明显。当路

表7 平顺性评价指标均方根值(RMS)

	被动悬架	HIS	FDAHIS
车身垂向加速度/(m/s ²)	1.419	1.218	1.098
改善程度/%		14.16%	22.62%
悬架动挠度/m	0.010	0.011	0.007
改善程度/%		-10%	30%
轮胎动载荷/kN	2.536	2.945	2.298
改善程度/%		-16.13%	9.38%

面工况恶化且车速较快时,被动悬架难以衰减地面传至车身振动,对垂向加速度改善程度明显不如HIS和FDAHIS系统。且相较于液压互联悬架,具有切换控制策略的FDAHIS系统对车身加速度改善程度明显提高。由表7可知,相较于传统被动悬架,HIS和FDAHIS系统对于车身垂向加速度的改善程度分别是14.16%和22.62%。

由图16可知,当路面工况较好,对应仿真时间1~2s时,相较于被动悬架,液压互联悬架和FDAHIS系统对悬架动挠度的改善程度较好。仿真时间3~6s时,相较于被动悬架,HIS的悬架动挠度稍有恶化。原因在于车速增加和路面起伏较大时,路面输入的垂向位移增加,引起车辆垂向刚度增加。与此同时,相较于液压互联悬架和被动悬架,具有切换控制策略的FDAHIS系统对悬架动挠度有一定改善效果。由表7可知,相较于传统被动悬架,HIS和FDAHIS系统对于悬架动挠度的改善程度分别是-10%和30%。HIS系统恶化了悬架动挠度,但程度不大,对平顺性影响很小。

由图17可知,相较于被动悬架,HIS在复杂路况下的轮胎动载荷稍有恶化,但影响不大,且与图17悬架动挠度发生恶化时在时域上相吻合,证明了悬架动挠度增加会导致轮胎动载荷的增加。而具有切换控制策略的FDAHIS系统在不同路况和车速下都具有较好的改善效果。由表7可知,相较于传统被动悬架,HIS和FDAHIS系统对于轮胎动载荷分别改善了-16.13%和9.38%。

5.3 操纵稳定性分析

建立与平顺性分析相同的模型和仿真工况,依

据第 1 节所给出的整车操纵稳定性评价指标,通过联合仿真获得车身运动俯仰角的时域仿真曲线如图 18 所示。运动过程中最大俯仰角和改善程度见表 8。

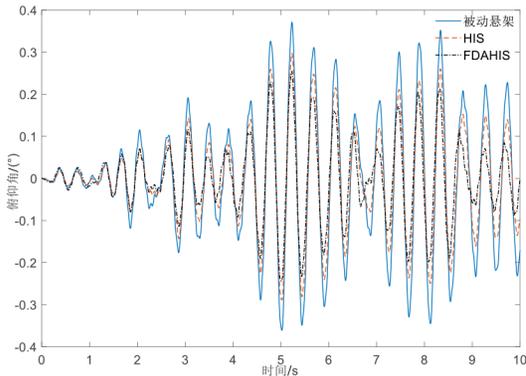


图 18 车身运动俯仰角

表 8 最大俯仰角

	被动悬架	HIS	FDAHIS
最大俯仰角/(°)	0.371	0.297	0.261
改善程度/%		9.95%	29.65%

因为仿真所设置车速与路况是混合变化的,且仿真车速在第 2 s、5 s 和 7 s 时经历了骤升或骤降,导致车辆在运动过程中产生了一定程度上的俯仰运动。通过运动俯仰角变化曲线和最大俯仰角值可以反映出车辆的操纵稳定性。由图 18 可知,相较于被动悬架,液压互联悬架和 FDAHIS 系统对车身俯仰运动改善明显,且相较于液压互联悬架,具有切换控制策略的 FDAHIS 系统对车身俯仰运动改善程度更大。由表 8 可知,相较于传统被动悬架, HIS 和 FDAHIS 系统的运动过程中最大俯仰角明显减小,操纵稳定性得到一定改善,最大俯仰角减小程

度分别为 9.95% 和 29.65%。

由上述分析可知,采用切换控制策略的 FDAHIS 系统在行驶过程中能根据路面工况调整悬架力输出,衰减车轮传至车身的振动,减小悬架工作行程和轮胎载荷,在保证安全性的同时提高了行驶平顺性和乘坐舒适性。采用抗俯仰布置的液压互联悬架在一定程度上可以减小车身运动过程中的俯仰角,抑制车辆俯仰运动,提高车辆的操纵稳定性。而切换控制策略下的 FDAHIS 系统能更好地发挥液压互联悬架在抑制车身非正常运动模式的优势,进一步提升车辆的操纵稳定性,具有更好的实用价值和研究前景。

6 结论

本文提出了 FDAHIS 系统,通过实物试验和仿真,对其工作特性进行了研究,进一步挖掘了 HIS 系统的潜力。所提出的 FDAHIS 系统在保留 HIS 系统良好抗俯仰性能的同时,提高了车辆对复杂路况的适应性,解决了平顺性和抗俯仰性能之间的矛盾。本文的主要工作和成果如下:

- 1) 在 HIS 系统基础上提出 FDAHIS 系统,建立了整车数学模型并且选取车辆性能评价指标;
- 2) 搭建悬架系统物理模型和实物模型,进行台架试验,通过仿真探究不同悬架参数对系统阻尼特性影响;
- 3) 设计了基于规则的切换控制策略, FDAHIS 系统平顺性和抗俯仰性能较被动 HIS 系统提高了 12.27% 和 12.12%,较传统被动悬架提高了 21.95% 和 29.65%。

参考文献 (References)

- [1] DEREMETZ M, LENAIN R, THUILOT B. Stiffness and Damping Real-Time Control Algorithms for Adjustable Suspensions: A Strategy To Reduce Dynamical Effects on Vehicles in Off-Road Conditions [J]. IFAC Papers on Line, 2017, 50(1): 1958-1964.
- [2] CAO Dongpu, SONG Xubin, AHMADIAN M. Editors' Perspectives: Road Vehicle Suspension Design, Dynamics, and Control [J]. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 2011, 49(1/3): 3-28.
- [3] SUN Xuemei, CHU Yaxu, FAN Jiuchen, et al. Research of Simulation on the Effect of Suspension Damping on Vehicle Ride [J]. Energy Procedia, 2012, 17(A): 145-151.
- [4] IJIMA T, AKATSU Y, TAKAHASHI K, et al. Development of a Hydraulic Active Suspension [C]//SAE Technical Papers, 931971, 1993.
- [5] TSURUGA Y. Study on Hydraulic Active Suspension for Wheeled Hydraulic Excavator [J]. The Japan Fluid Power

- System Society, 2011, 1996(3):367-372.
- [6] 曹树平, 易孟林. 重型越野车油气悬架的非线性模型研究[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(6):979-980.
CAO Shuping, YI Menglin. Research on the Nonlinear Mathematical Model of the Hydro-Pneumatic Suspension for Heavy Off-Road Vehicle[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2002, 21(6):979-980. (in Chinese)
- [7] SUN Tao, ZHANG Zhendong, YU Fan, et al. Analysis of the Effects of Uncertainties on Robustness for a Hydro-Pneumatic Suspension Closed-Loop System[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007; 26(12):18-22.
- [8] MOULTON A E, BEST A. Hydrogas® Suspension [C]// SAE Technical Papers, 790374, 1979.
- [9] 孙蓓蓓, 周长峰, 张晓阳, 等. 工程车辆橡胶悬架系统的非线性动力学特性[J]. 东南大学学报(自然科学版), 2007, 37(6):974-979.
SUN Beibei, ZHOU Changfeng, ZHANG Xiaoyang, et al. Nonlinear Dynamic Characteristics of Rubber Suspension of Construction Vehicle [J]. Journal of Southeast University, 2007, 37(6):974-97. (in Chinese)
- [10] SMITH W A, ZHANG Nong, HU W. Hydraulically Interconnected Vehicle Suspension: Handling Performance [J]. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 2011, 49(1/3):87-106.
- [11] JAYARAMAN T, PALANISAMY S, THANGARAJ M. Hydraulic Control Valve Integrated Novel Semi Active Roll Resistant Interconnected Suspension with Vertical and Roll Coordinated Control Scheme[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2023, 237(1):98-111.
- [12] YUE Wenchao, LI Shoucheng, ZOU Xiaojun. Investigation of Semi-Active Hydro-Pneumatic Suspension for a Heavy Vehicle Based on Electro-Hydraulic Proportional Valve [J]. World Journal of Engineering and Technology, 2017, 5(4):696-706.
- [13] ZHANG Junwei, CHEN Sizhong, ZHAO Yuzhuang, et al. Research on Modeling of Hydropneumatic Suspension Based on Fractional Order [J]. Mathematical Problems in Engineering: Theory, Methods and Applications, 2015, 2015:920279.1-920279.11.
- [14] 彭鹏. 高度可调式液压互联悬架系统建模与整车性能分析[D]. 长沙: 湖南大学, 2016.
PENG Peng. Height Adjustable Hydraulically Interconnect Suspension Modeling and Whole Vehicle Performance Analysis [D]. Changsha: Hunan University, 2016. (in Chinese)
- [15] 张立军. 安装液压互联悬架的某越野车整车建模与半主动控制研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2016.
ZHANG Lijun. Modeling and Semi-Active Control Research of the Vehicle Fitted with Hydraulically Interconnected Suspension System [D]. Changsha: Hunan University, 2016. (in Chinese)
- [16] WANG Ming, ZHANG Bangji, CHEN Yuanchang, et al. Frequency-Based Modeling of a Vehicle Fitted with Roll-Plane Hydraulically Interconnected Suspension for Ride Comfort and Experimental Validation [J]. IEEE Access, 2020, 8:1091-1104.
- [17] QI Hengmin, CHEN Yuanchang, ZHANG Nong, et al. Improvement of Both Handling Stability and Ride Comfort of a Vehicle via Coupled Hydraulically Interconnected Suspension and Electronic Controlled Air Spring [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(2/3):552-571.
- [18] 王昊. 整车悬架振动智能半主动控制研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2006.
WANG Hao. Intelligent Semi-Active Control for Suspension Vibration of a Full-Vehicle Model [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese)
- [19] WU Yang, ZHANG Nong, ZHANG Bangji, et al. Modeling and Performance Analysis of a Vehicle with Kinetic Dynamic Suspension System [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2019, 233(3):697-709.
- [20] QI Hengmin, ZHANG Nong, CHEN Yuanchang, et al. A Comprehensive Tune of Coupled Roll and Lateral Dynamics and Parameter Sensitivity Study for a Vehicle Fitted with Hydraulically Interconnected Suspension System [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2021, 235(1):143-161.
- [21] DING Fei, HAN Xu, LUO Zhen, et al. Modelling and Characteristic Analysis of Tri-Axle Trucks with Hydraulically Interconnected Suspensions [J]. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 2012, 50(10/12):1877-1904.
- [22] GHOLIZADEH H, BURTON R, SCHOENAU G. Fluid Bulk Modulus: Comparison of Low Pressure Models [J]. International Journal of Fluid Power, 2012, 13(1):7-16.
- [23] YANG Lin, WANG Ruochen, MENG Xiangpeng, et al. Performance Analysis of a New Hydropneumatic Inerter-Based Suspension System with Semi-Active Control Effect

- [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(7): 1883–1896.
- [24] 余志生. 汽车理论: 第 2 版[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
YU Zhisheng. Automotive Theory [M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 1990. (in Chinese)
- [25] 陈南, 张建泣, 孙蓓蓓, 等. 汽车振动与噪声控制[M]. 北京: 人民交通出版社, 2005.
CHEN Nan, ZHANG Jianqi, SUN Beibei, et al. Vehicle Vibration and Noise Control [M]. Beijing: China Communication Press, 2005. (in Chinese)
- [26] 刘博伟. 汽车操纵稳定性客观评价方法研究[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2021.
LIU Bowei. Research on Objective Evaluation Methods for Vehicle Handling and Stability [D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2021. (in Chinese)
- [27] 刘军. 客车半主动液压互联悬架建模及控制研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2017.
LIU Jun. Research on Modeling and Control of Semi-Active Hydraulic Interconnected Suspension System of Passenger Car [D]. Changsha: Hunan University, 2017. (in Chinese)
- [28] 谭博欢, 林祥, 张邦基, 等. 考虑气液混合流体时变特性的阀片式液压互联悬架建模[J]. 汽车工程, 2021, 43(2): 287–295.
TAN Bohuan, LIN Xiang, ZHANG Bangji, et al. Modeling of Shim Valve Type Hydraulically Interconnected Suspension Considering the Time-Varying Characteristics of Gas-Liquid Emulsion [J]. Automotive Engineering, 2021, 43(2): 287–295. (in Chinese)
- [29] 褚金丽. 某车型减振器特性分析及其对汽车平顺性影响的研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2018.
CHU Jinli. Shock Absorber Characteristic Analysis of the Automobile and Its Influence on Automotive Ride Comfort [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2018. (in Chinese)
- [30] 刘尚鸿. 阻尼连续可调减振器建模及控制策略研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
LIU Shanghong. Modeling of Continuously Adjustable Shock Absorber and Research of Semi-Active Suspension Control Algorithm [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2015. (in Chinese)
- [31] 芦存浩. 阻尼连续可调半主动悬架控制策略仿真研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2016.
LU Cunhao. Research on Control Algorithm of Semi-Active Suspension with Continuously Adjustable Shock Absorber [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016. (in Chinese)
- [32] 翟旭辉. 车辆刚度阻尼多级可调式油气悬架系统分析及控制研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2021.
ZHAI Xuhui. Research on Analysis and Control of Vehicle Hydro Pneumatic Suspension with Multistage Adjustable Stiffness and Damping Characteristics [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2021. (in Chinese)

作者简介



杨苏超 (1998–), 男, 江苏苏州人, 硕士研究生, 主要研究方向为汽车底盘动力学控制。

Tel: 15952812657

E-mail: yang_suchao@163.com

通信作者



郑敏毅 (1983–), 男, 福建福清人, 博士, 讲师, 主要研究方向为汽车底盘动力学控制、主被动液压互联悬架和汽车振动。

Tel: 18326105520

E-mail: zheng_minyi@hfut.edu.cn