

基于滑模控制的三轴重型汽车平顺性优化研究

于 静¹, 路永婕^{1,2}, 韩寅锋¹

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043;

2. 石家庄铁道大学 省部共建交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室, 河北 石家庄 050043)

摘要:建立了基于半主动悬架的9自由度三轴重型汽车垂向动力学模型,为提升其平顺性,针对该重型汽车模型设计了滑模控制系统,对悬架阻尼力进行控制。该控制器以天棚阻尼系统为参考,使重型汽车振动响应跟随参考系统。基于 Matlab/Simulink 软件对滑模控制系统进行验证,在 B 级路面不同车速工况下进行响应分析。结果表明,所建立的控制器在不同车速下,均能有效改善车辆垂向加速度、俯仰角速度和侧倾角加速度。

关键词:平顺性模型;半主动悬架;滑模控制;天棚阻尼

中图分类号: U461 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2021)03-0060-07

0 引言

重型汽车平顺性的好坏决定了其行驶过程中驾驶员的舒适性和货物破损程度^[1],而悬架的优化控制对于平顺性提升具有重要意义。传统的被动悬架系统虽然结构简单且不需要能量输入,但不能适应变化的行驶工况和随机道路激励^[2]。主动悬架具有优秀的隔振系统,可实现理想悬架的控制目标,但能量消耗大、成本高、结构复杂,这也限制了主动悬架的发展^[3]。半主动悬架通过调节减振器阻尼,可适应不同道路和行驶状况,从而提高乘坐舒适性和操纵稳定性。由于半主动悬架结构简单、能耗低,控制品质接近主动悬架,因此得到了广泛的关注和研究^[4-5]。

目前控制算法研究很多,如范政武等^[6]以乘员舒适性为目的使用人鱼群算法对所建立的 1/2 汽车 9 自由度动力学模型的双前悬架刚度阻尼进行优化,乐文超等^[7]对某重载车辆主动油气悬架建立非线性模型,优化设计了模糊 PID 控制器。但对于半主动悬架,传统的线性控制方法已不再适用,而滑模控制方法具有强鲁棒性,能够有效处理系统的非线性和不确定性,适合应用于车辆半主动悬架控制的研究。如陈克等^[8]、王新等^[9]和陈双等^[10]都对半主动悬架系统模型进行了滑模控制策略的研究,但他们都是基于 1/4 车辆模型,该模型不能体现车辆在行驶过程中,除了垂向运动和俯仰运动之外侧倾运动的变化和改善,而侧倾运动也是车辆平顺性的重要体现,因此本文研究基于整车半主动悬架的滑模控制。

1 三轴重型汽车半主动悬架垂向动力学模型的建立

以东风某三轴重型汽车为参照,基于整体式平衡悬架建立模型,有如下假设:(1)车辆左右两侧对称,两侧轮胎所受路面激励一致,因此没有侧倾运动;(2)车架和车体刚度远大于悬架刚度,因此将两者视为刚体;(3)只考虑轮胎刚度,忽略轮胎阻尼。基于此,建立三轴重型汽车平顺性模型为 9 自由度,分别是车身垂向位移 z_b ,俯仰角 θ_b ,侧倾角 ϕ_b ,左右前轮胎垂向位移 z_{df} 、 z_{rf} ,左右平衡悬架俯仰角和垂向位移 θ_{lp} 、 θ_{rp} 、 z_{lp} 、 z_{rp} 。模型如图 1 所示。

图 1 中, m_b 为车体质量; m_{df} 、 m_{dm} 、 m_{dr} 、 m_{rf} 、 m_{rm} 、 m_{rr} 分别为车辆左右两侧各轮胎质量; m_{lp} 、 m_{rp} 分别

收稿日期:2021-04-12 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxb.20210071

基金项目:国家自然科学基金(11572207,11872255);河北省自然科学基金(A2016210103)

作者简介:于静(1996—),男,硕士研究生,研究方向为车辆动力学与控制。E-mail:1127871707@qq.com

于静,路永婕,韩寅锋.基于滑模控制的三轴重型汽车平顺性优化研究[J].石家庄铁道大学学报(自然科学版),2021,34(3):60-66.

为两侧平衡悬架平衡杆的质量; k_{slf} 、 k_{srf} 、 k_{slr} 、 k_{srr} 分别为前悬架和平衡悬架两侧钢板弹簧刚度; c_{slf} 、 c_{srf} 、 c_{slr} 、 c_{srr} 分别为前悬架和平衡悬架减振器阻尼系数; k_{dlf} 、 k_{drf} 、 k_{dlm} 、 k_{drm} 、 k_{dlr} 、 k_{drr} 分别为车辆左右两侧各轮胎刚度; f_{slf} 、 f_{srf} 、 f_{slr} 、 f_{srr} 为悬架可调节阻尼控制力; q_i ($i=1,2,3,4,5,6$) 为路面随机输入; I_{by} 、 I_{bx} 分别为车体的俯仰和侧倾转动惯量; I_{lpy} 、 I_{lrx} 分别为两侧平衡悬架杆的俯仰转动惯量; l_1 、 l_2 分别为前桥和平衡悬架至模型质心的长度; l_3 为中后桥长度; b_1 、 b_2 分别为两侧悬架到质心的长度。

根据图1所建的车辆模型,基于朗贝尔原理建立该垂向车辆模型的动力学方程,车体与各桥相连处A、B、C、D的位移

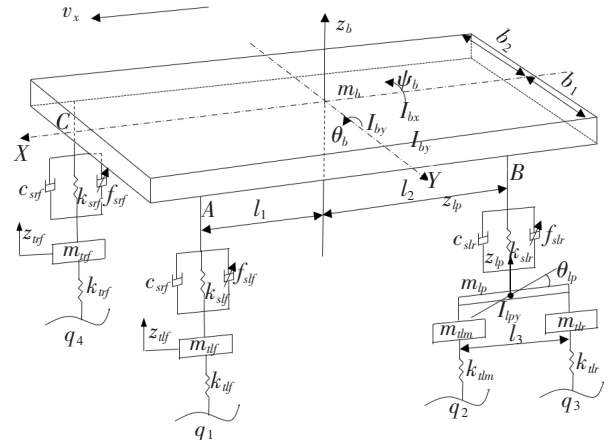


图1 三轴重型车辆垂向动力学模型(9自由度)

$$z_{sa} = z_b - \theta_b l_1 + \phi_b b_1 \quad (1)$$

$$z_{sb} = z_b + \theta_b l_2 + \phi_b b_1 \quad (2)$$

$$z_{sc} = z_b + \theta_b l_1 + \phi_b b_2 \quad (3)$$

$$z_{sd} = z_b + \theta_b l_2 + \phi_b b_2 \quad (4)$$

前轴两侧轮胎的垂向动力学方程

$$m_{dlf} \ddot{z}_{ilf} = k_{slf} (z_{sa} - z_{ilf}) + c_{slf} (\dot{z}_{sa} - \dot{z}_{ilf}) - k_{dlf} (z_{ilf} - q_1) + f_{slf} \quad (5)$$

$$m_{drf} \ddot{z}_{trf} = k_{srf} (z_{sc} - z_{trf}) + c_{srf} (\dot{z}_{sc} - \dot{z}_{trf}) - k_{trf} (z_{trf} - q_4) + f_{srf} \quad (6)$$

针对两侧平衡悬架的平衡杆,在垂向的动力学方程

$$(m_{lp} + m_{lrr} + m_{lrm}) \ddot{z}_{lp} = k_{slr} (z_{sb} - z_{lp}) + c_{slr} (\dot{z}_{sb} - \dot{z}_{lp}) - k_{lrm} (z_{lrm} - q_2) - k_{lrr} (z_{lrr} - q_3) + f_{slr} \quad (7)$$

$$(m_{rpp} + m_{trr} + m_{trm}) \ddot{z}_{rp} = k_{srr} (z_{sd} - z_{rp}) + c_{srr} (\dot{z}_{sd} - \dot{z}_{rp}) - k_{trm} (z_{trm} - q_5) - k_{trr} (z_{trr} - q_6) + f_{srr} \quad (8)$$

两侧平衡杆的俯仰方程

$$(I_{lpy} + m_{lrm} l_3^2/4 + m_{lrr} l_3^2/4) \ddot{\theta}_{lp} = k_{lrm} (z_{lp} - l_3 \theta_{lp}/2 - q_2) l_3/2 + k_{lrr} (z_{lp} + l_3 \theta_{lp}/2 - q_3) l_3/2 \quad (9)$$

$$(I_{rpy} + m_{trm} l_3^2/4 + m_{trr} l_3^2/4) \ddot{\theta}_{rp} = k_{trm} (z_{rp} - l_3 \theta_{rp}/2 - q_5) l_3/2 + k_{trr} (z_{rp} + l_3 \theta_{rp}/2 - q_6) l_3/2 \quad (10)$$

车体垂向运动的动力学方程

$$m_b (\ddot{z}_b - v_x \dot{\theta}_b + v_y \dot{\phi}_b) = -[k_{slf} (z_{sa} - z_{ilf}) + c_{slf} (\dot{z}_{sa} - \dot{z}_{ilf})] - [k_{slr} (z_{sb} - z_{lp}) + c_{slr} (\dot{z}_{sb} - \dot{z}_{lp})] - [k_{srf} (z_{sc} - z_{trf}) + c_{srf} (\dot{z}_{sc} - \dot{z}_{trf})] - [k_{srr} (z_{sd} - z_{rp}) + c_{srr} (\dot{z}_{sd} - \dot{z}_{rp})] - f_{slf} - f_{slr} - f_{srf} - f_{srr} \quad (11)$$

车体俯仰运动的动力学方程

$$I_{by} \ddot{\theta}_b = l_1 [k_{slf} (z_{sa} - z_{ilf}) + c_{slf} (\dot{z}_{sa} - \dot{z}_{ilf})] - l_2 [k_{slr} (z_{sb} - z_{lp}) + c_{slr} (\dot{z}_{sb} - \dot{z}_{lp})] + l_1 [k_{srf} (z_{sc} - z_{trf}) + c_{srf} (\dot{z}_{sc} - \dot{z}_{trf})] - l_2 [k_{srr} (z_{sd} - z_{rp}) + c_{srr} (\dot{z}_{sd} - \dot{z}_{rp})] + l_1 f_{slf} - l_2 f_{slr} + l_1 f_{srf} - l_2 f_{srr} \quad (12)$$

车体侧倾运动的动力学方程

$$I_{bx} \ddot{\phi}_b = -b_1 [k_{slf} (z_{sa} - z_{ilf}) + c_{slf} (\dot{z}_{sa} - \dot{z}_{ilf})] - b_1 [k_{slr} (z_{sb} - z_{lp}) + c_{slr} (\dot{z}_{sb} - \dot{z}_{lp})] + b_2 [k_{srf} (z_{sc} - z_{trf}) + c_{srf} (\dot{z}_{sc} - \dot{z}_{trf})] + b_2 [k_{srr} (z_{sd} - z_{rp}) + c_{srr} (\dot{z}_{sd} - \dot{z}_{rp})] + b_1 f_{slf} - b_1 f_{slr} + b_2 f_{srf} - b_2 f_{srr} \quad (13)$$

2 天棚阻尼参考模型

建立的天棚阻尼模型是在原模型基础上,在前轴2个悬架和中后轴2个平衡悬架与天棚之间分别添加一个阻尼为 C_{sky} 的阻尼器^[11]。可以计算出,模型车身簧载的垂向加速度等效阻尼为 $4C_{sky}$,俯仰运动等效阻尼为 $2(l_1^2 + l_2^2)C_{sky}$,侧倾运动等效阻尼为 $(b_1 + b_2)^2 C_{sky}$ 。根据第1节中的重型汽车垂向模型动力学方

程,可得天棚阻尼参考模型的动力学方程。

天棚阻尼参考模型垂向运动的动力学方程

$$m_b(\ddot{z}_{br} - v_x \dot{\theta}_{br} + v_y \dot{\psi}_{br}) = -[k_{sf}(z_{sa} - z_{df}) + c_{sf}(\dot{z}_{sa} - \dot{z}_{df})] - [k_{sr}(z_{sb} - z_{lp}) + c_{sr}(\dot{z}_{sb} - \dot{z}_{lp})] - [k_{srf}(z_{sc} - z_{trf}) + c_{srf}(\dot{z}_{sc} - \dot{z}_{trf})] - [k_{srr}(z_{sd} - z_{rp}) + c_{srr}(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_{rp})] - 4C_{sky}\dot{z}_{br} \quad (14)$$

天棚阻尼参考模型俯仰运动的动力学方程

$$I_{by}\ddot{\theta}_{br} = l_1[k_{sf}(z_{sa} - z_{df}) + c_{sf}(\dot{z}_{sa} - \dot{z}_{df})] - l_2[k_{sr}(z_{sb} - z_{lp}) + c_{sr}(\dot{z}_{sb} - \dot{z}_{lp})] + l_1[k_{srf}(z_{sc} - z_{trf}) + c_{srf}(\dot{z}_{sc} - \dot{z}_{trf})] - l_2[k_{srr}(z_{sd} - z_{rp}) + c_{srr}(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_{rp})] - 2(l_1^2 + l_2^2)C_{sky}\dot{\theta}_{br} \quad (15)$$

天棚阻尼参考模型侧倾运动的动力学方程

$$I_{bx}\ddot{\psi}_{br} = -b_1[k_{sf}(z_{sa} - z_{df}) + c_{sf}(\dot{z}_{sa} - \dot{z}_{df})] - b_1[k_{sr}(z_{sb} - z_{lp}) + c_{sr}(\dot{z}_{sb} - \dot{z}_{lp})] + b_2[k_{srf}(z_{sc} - z_{trf}) + c_{srf}(\dot{z}_{sc} - \dot{z}_{trf})] + b_2[k_{srr}(z_{sd} - z_{rp}) + c_{srr}(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_{rp})] - (b_1 + b_2)^2 C_{sky}\dot{\psi}_{br} \quad (16)$$

式中,下标 r 是为了区分 2 个模型的相同参量。

3 滑模控制器设计

以天棚阻尼模型为基准设计滑模控制器。通过控制各悬架阻尼力,滑模控制器分别对重型汽车模型的垂向、俯仰和侧倾运动进行控制,控制器输出为 u_z 、 u_θ 、 u_ψ ,由悬架可控阻尼力计算产生

$$\begin{bmatrix} u_z \\ u_\theta \\ u_\psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 & -1 & -1 & -1 \\ l_1 & -l_2 & l_1 & -l_2 \\ -b_1 & -b_1 & b_2 & b_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{sf} \\ f_{sr} \\ f_{srf} \\ f_{srr} \end{bmatrix} \quad (17)$$

式中, f_{sj} 为各悬架可控阻尼力。

对于重型汽车垂向运动,考虑系统干扰项可得

$$\ddot{z}_b = -\frac{4k_{sf}}{m_z}(\ddot{z}_b - \ddot{z}_{df}) - \frac{4c_{sf}}{m_z}(\dot{z}_b - \dot{z}_{df}) + \frac{1}{m_z}[-u_z + E(t)] \quad (18)$$

式中, m_z 为整车质量; $E(t)$ 为干扰项。

定义误差变量

$$E_z = [e_z \quad \dot{e}_z]^T = [z_b - z_{br} \quad \dot{z}_b - \dot{z}_{br}]^T \quad (19)$$

滑模面定义

$$s_z = C_z E_z = [\lambda_z \quad 1][e_z \quad \dot{e}_z]^T = \lambda_z(z_b - z_{br}) + (\dot{z}_b - \dot{z}_{br}) \quad (20)$$

控制器输出 u 为等效控制 u_{eq} 和切换控制 u_{sw} 之和

$$u = u_{eq} + u_{sw} \quad (21)$$

等效控制的作用是使系统运动点沿滑模面运动,切换控制的作用是使系统运动点趋向于滑模面。对于重型汽车垂向运动的滑模控制器设计:

(1) 等效控制 $u_{z,eq}$ 。当 $\dot{s}_z = 0$ 时,由式(20)可得

$$u_{z,eq} = -m_b\lambda_z(\dot{z}_b - \dot{z}_{br}) + m_b\ddot{z}_{br} + [k_{sf}(z_{sa} - z_{df}) + c_{sf}(\dot{z}_{sa} - \dot{z}_{df})] + [k_{sr}(z_{sb} - z_{lp}) + c_{sr}(\dot{z}_{sb} - \dot{z}_{lp})] + [k_{srf}(z_{sc} - z_{trf}) + c_{srf}(\dot{z}_{sc} - \dot{z}_{trf})] + [k_{srr}(z_{sd} - z_{rp}) + c_{srr}(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_{rp})] \quad (22)$$

(2) 切换控制

$$u_{z,sw} = -K_z(t) \operatorname{sgn}s_z \quad (23)$$

式中, $K_z(t)$ 为切换控制增益; sgn 为符号函数。则垂向运动滑模控制输出

$$u_z = u_{z,eq} + u_{z,sw} = u_{z,eq} - K_z(t) \operatorname{sgn}s_z \quad (24)$$

切换控制增益 $K_z(t)$ 根据滑模系统稳定条件确定, $K_z(t)$ 用于补偿不确定项 $E(t)$,保证运动点接触到滑模面,稳定性条件

$$\dot{s}s = \frac{1}{m_z}[-K_z(t)|s| + E(t)|s|] \leq -\frac{\eta}{m_z}|s| \quad (25)$$

为了进一步消除系统输出的抖振问题,将式(23)中符号函数改为饱和函数^[12]

$$\text{sat}(s_z/\Theta_z) = \begin{cases} \text{sgn } s_z & |s_z| \geq \delta \\ s_z/\delta_z & \text{其他} \end{cases} \quad (26)$$

此时滑模控制的输出为

$$u_z = u_{z,eq} + u_{z,sw} = u_{z,eq} - K_z(t) \text{sat}(s_z/\delta_z) \quad (27)$$

相同过程得到俯仰运动的等效控制和切换控制输出

$$u_{\theta,eq} = -I_{by}\lambda_{\theta}(\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_{br}) + I_{bx}\ddot{\theta}_{br} - l_1[k_{sf}(z_{sa} - z_{ilf}) + c_{sf}(\dot{z}_{sa} - \dot{z}_{ilf})] + l_2[k_{slr}(z_{sb} - z_{lpr}) + c_{slr}(\dot{z}_{sb} - \dot{z}_{lpr})] - l_1[k_{srf}(z_{sc} - z_{trf}) + c_{srf}(\dot{z}_{sc} - \dot{z}_{trf})] + l_2[k_{srr}(z_{sd} - z_{rpr}) + c_{srr}(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_{rpr})] \quad (28)$$

$$u_{\theta} = u_{\theta,eq} + u_{\theta,sw} = u_{\theta,eq} - K_{\psi}(t) \text{sat}(s_{\psi}/\delta_{\psi}) \quad (29)$$

侧倾运动的等效控制和切换控制输出

$$u_{\psi,eq} = -I_{bx}\lambda_{\psi}(\dot{\psi}_b - \dot{\psi}_{br}) + I_{bx}\ddot{\psi}_{br} + b_1[k_{sf}(z_{sa} - z_{ilf}) + c_{sf}(\dot{z}_{sa} - \dot{z}_{ilf})] + b_1[k_{slr}(z_{sb} - z_{lpr}) + c_{slr}(\dot{z}_{sb} - \dot{z}_{lpr})] - b_2[k_{srf}(z_{sc} - z_{trf}) + c_{srf}(\dot{z}_{sc} - \dot{z}_{trf})] + b_2[k_{srr}(z_{sd} - z_{rpr}) + c_{srr}(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_{rpr})] \quad (30)$$

$$u_{\psi} = u_{\psi,eq} + u_{\psi,sw} = u_{\psi,eq} - K_{\psi}(t) \text{sat}(s_{\psi}/\delta_{\psi}) \quad (31)$$

根据式(17)可得到悬架可控阻尼力

$$\begin{bmatrix} f_{sf} \\ f_{slr} \\ f_{srf} \\ f_{srr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 & -1 & -1 & -1 \\ l_1 & -l_2 & l_1 & -l_2 \\ -b_1 & -b_1 & b_2 & b_2 \end{bmatrix}^+ \begin{bmatrix} u_z \\ u_{\theta} \\ u_{\psi} \end{bmatrix} \quad (32)$$

式中, $[\cdot]^+$ 表示该矩阵的伪逆矩阵。

由于半主动悬架的特性,可控阻尼力

$$f_{sij} = \begin{cases} f_{sij} & f_{sij}(\dot{z}_{ij} - \dot{z}_{nij}) < 0 \\ 0 & f_{sij}(\dot{z}_{ij} - \dot{z}_{nij}) \geq 0 \end{cases} \quad (33)$$

4 滑模控制的仿真分析

为了研究提出的滑模控制器对所建重型汽车平顺性模型的控制效果,根据前文的动力学方程和控制器设计过程,应用 Matlab/Simulink 进行响应分析。车辆具体参数如表 1 所示。转动惯量是运用总成分解法求解的

$$I_y = \sum_{n=1}^N (I_{yi} + m_i l_i^2) \quad (34)$$

式中, m_i 为各部分质量; I_{yi} 为各部分绕自身的转动惯量; l_i 为各部分质心到车身质心距离。

表 1 车辆垂向动力学模型参数

参数	m_b/kg	m_p/kg	m_{if}/kg	m_{im}/kg	m_{ir}/kg	l_1/m	l_2/m
数值	23 046	177	412	676	676	3.64	2.71
参数	l_3/m	b_1/m	b_2/m	$I_b/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$I_p/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$I_{by}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$I_{bx}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
数值	1.3	0.96	0.98	55 502	351	111 236	10 100
参数	$k_{sf}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_{sr}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_{tf}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_{tm}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_{tr}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$c_{sf}/((\text{N} \cdot \text{m}^{-1})\text{s}^{-1})$	$c_{sr}/((\text{N} \cdot \text{m}^{-1})\text{s}^{-1})$
数值	251 380	2 064 000	1 100 000	2 200 000	2 200 000	50 636	25 320

仿真工况为 B 级路面,车速 60 km/h。得到半主动悬架的可控阻尼力曲线如图 2 所示。重型汽车被动物架模型和滑模控制模型的垂向角速度、俯仰角加速度和侧倾角加速度的时域和频域响应对比曲线,如图 3 所示。

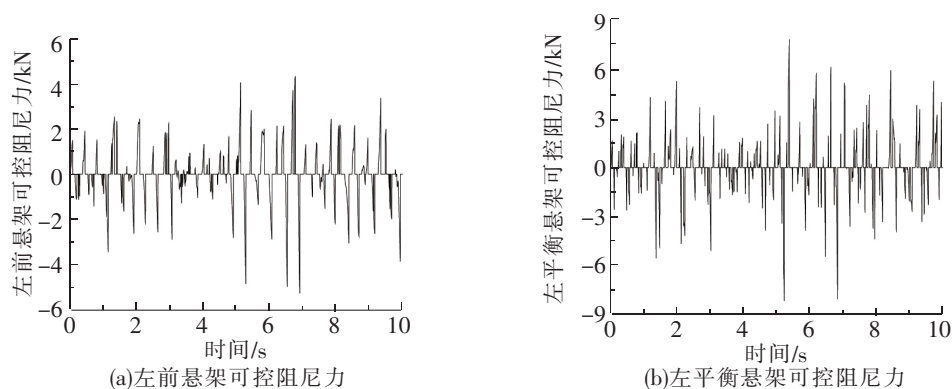


图 2 半主动悬架可控阻尼力

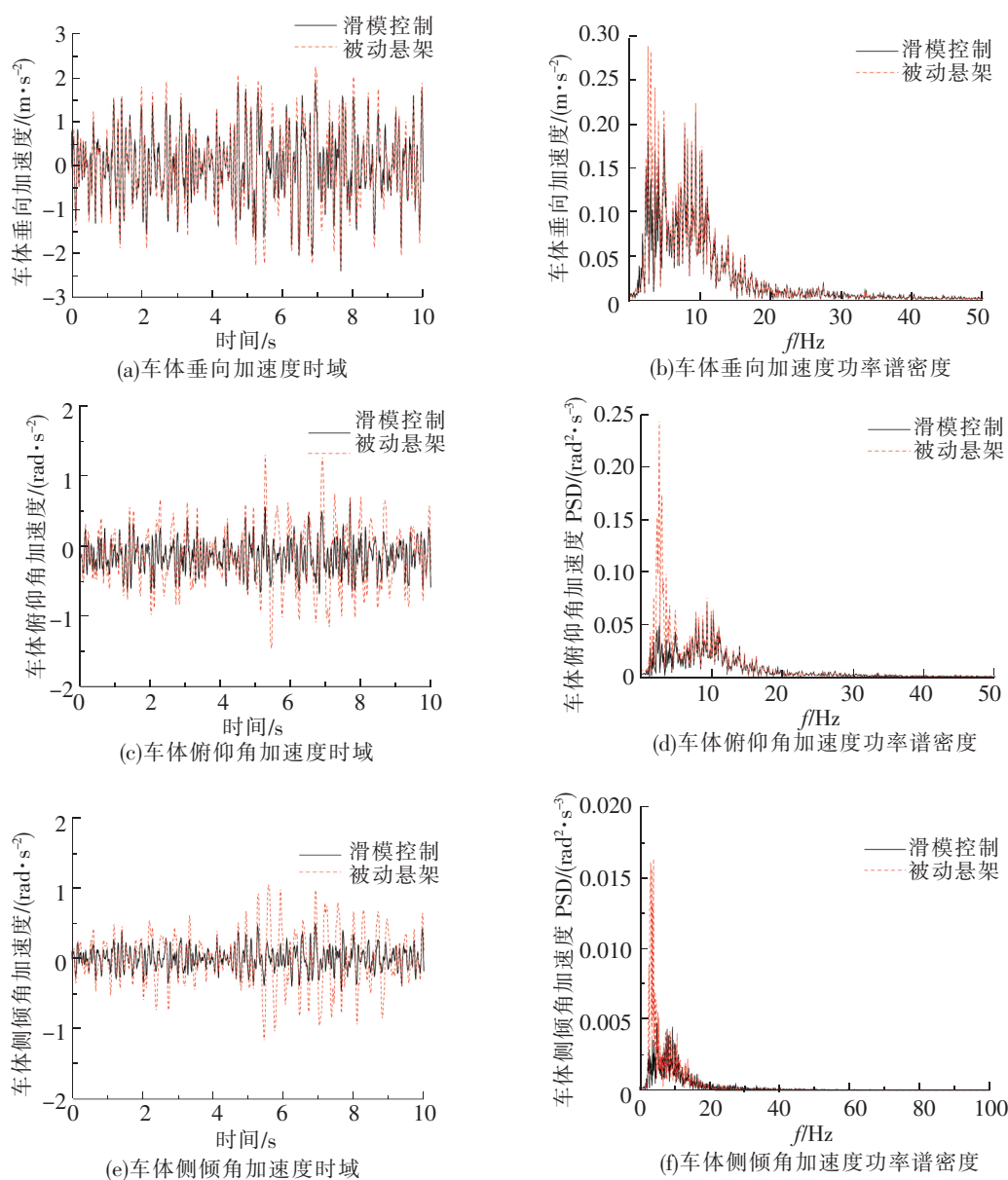


图 3 控制前后模型平顺性参量时域和频域响应

在不同车速工况下对控制前后的模型进行了仿真分析,各参量均方根值如表 2 所示。

表 2 不同车速工况下平顺性参量均方根值对比

车速/(km·h ⁻¹)	悬架类型	车体垂向加速度/(m·s ⁻²)	车体俯仰角加速度/(rad·s ⁻²)	车体侧倾角加速度/(rad·s ⁻²)
60	滑模控制	0.767 5	0.387 8	0.016 3
	被动	0.882 2	0.468 4	0.037 8
70	滑模控制	0.810 3	0.420 3	0.017 0
	被动	0.924 4	0.511 9	0.038 4
80	滑模控制	0.842 2	0.437 7	0.017 5
	被动	0.963 0	0.559 0	0.039 3

由图 2 的半主动悬架的可控阻尼力曲线可得,其控制力切换速度很快,能在车辆的振动周期内频繁切换,且受到悬架相对速度的影响,这一特性能有效抑制车身振动;由图 3(a)车身垂向加速度时域曲线可得,滑模控制器能有效降低车身垂向振动,控制后的垂向加速度的均方根值降低了 13.80%;图 3(c)是车身俯仰角加速度时域曲线,控制后的俯仰角加速度均方根值降低了 15.66%,说明滑模控制器能有效改善俯仰运动;图 3(e)为车体侧倾角加速度时域曲线,控制后的侧倾角加速度均方根值降低了 56.87%,侧倾运动得到了明显改善。由图 3(b)、图 3(d)、图 3(f)功率谱密度曲线可得,滑模控制在高频时因受到变频扰动,其曲线与控制前接近,但在人体敏感的低频范围内,有效降低了车体垂向加速度、俯仰角加速度和侧倾角加速度。

由表 2 可知,在 B 级路面行驶时,随着车速增加,车身垂向加速度、俯仰角加速度、侧倾角加速度都随之增大。在车速为 60、70、80 km 时,经过滑模控制器改善后,车身垂向加速度均方根值分别降低 13.80%、12.34%、12.54%;车身俯仰角加速度分别降低 15.66%、18.75%、18.75%;车身侧倾角加速度分别降低 56.87%、55.73%、55.47%。说明在不同车速下,滑模控制均能有效降低车身振动,改善重型汽车平顺性。

综上所述,建立的滑模控制器能有效改善重型汽车的平顺性,降低车身振动。

5 结论

为提升建立的基于半主动悬架的 9 自由度三轴重型汽车垂向动力学模型的平顺性,针对该重型汽车模型设计了滑模控制系统,对悬架阻尼力进行控制,仿真结果表明:

- (1) 建立的三轴重型汽车垂向动力学模型能反映车辆在垂向振动时的振动特性,说明该模型能在一定程度上评价车辆的平顺性。
- (2) 设计的滑模控制器能有效降低车身振动,车身的垂向、俯仰和侧倾运动均有所改善,其中侧倾运动改善最为明显,控制后的侧倾角加速度均方根值降低了 56.87%。
- (3) 在不同车速下,随着车速增加,各响应参量均方根值都有所增加,经滑模控制后都有不同程度的改善,说明设计的滑模控制器在不同车速下均能有效降低车身振动,改善重型汽车平顺性。

参 考 文 献

- [1]曹计欢,牛江川,王军. 负刚度和空气弹簧并联的悬架系统的亚谐共振[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版),2020,33(3):1-6.
- [2]姚嘉伶,蔡伟义,陈宁. 汽车半主动悬架系统发展状况[J]. 汽车工程,2006,28(3):276-280.
- [3]方子帆,邓兆祥,郑玲,等. 汽车半主动悬架系统研究进展[J]. 重庆大学学报,2003,26(1):104-108.
- [4]Hossain A,Rahman A. Fuzzy expert system for controlling swamp terrain intelligent aircushion tracked vehicle[J]. International Journal of Automotive Technology,2011,12(5):745-753.
- [5]Engin S,Altintas Y. Mechanics and dynamics of general milling cutter,part II: inserted cutters[J]. International Journal of Machining Tools & Manufacture,2001,41(15):2213-2231.
- [6]范政武,王铁,陈峙. 基于人工鱼群算法的车辆平顺性优化分析[J]. 农业工程学报,2016,32(6):107-114.
- [7]乐文超,时岩,彭安琪,等. 基于主动油气悬架的某重型车平顺性研究[J]. 振动与冲击,2016,35(24):183-188.

- [8]陈克,张明. 半主动悬架系统滑模控制动力学仿真研究[J]. 沈阳理工大学学报,2016,35(2):70-74.
- [9]王新,孙丽颖. 半主动悬架的自适应滑模控制[J]. 辽宁工业大学学报(自然科学版),2017,37(5):296-301.
- [10]陈双,赵凯旋,屈小贞. 基于模糊切换增益调节的半主动悬架滑模控制[J]. 辽宁工业大学学报(自然科学版),2019,39(2):96-100.
- [11]Abbas C,Noura H,Thibaut R. Control of linear full vehicle active suspension system using sliding mode techniques [C]//Proceedings of International Conference on Control Applications. Munich,Germany:IEEE,2006:1306-1311.
- [12]Zhang B L,Tang G Y,Cao F L. Optimal sliding mode control for active suspension systems[C]// Proceedings of the International Conference on Networking,Sensing and Control. Okayama,Japan: IEEE,2009: 351-356.

Research on Sliding Mode Control of Vertical Dynamics Model of Three-axle Heavy-duty Truck

Yu Jing¹, Lu YongJie^{1,2}, Han YinFeng¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. State Key Laboratory of Mechanical Behavior in Traffic Engineering Structure and System Safety, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: A 9-DOF three-axle heavy-duty vehicle vertical dynamics model based on semi-active suspension was established. In order to improve its ride comfort, a sliding mode control system was designed for the heavy-duty vehicle model to control the suspension damping force. The controller took the ceiling damping system as a reference and made the vibration response of heavy vehicles follow the reference system. The sliding mode control system was verified based on Matlab/Simulink software, and the response analysis was carried out under different vehicle speed conditions on the B-level road. The results showed that the established controller can effectively improve the vertical acceleration, pitch angular velocity and roll angular acceleration of the vehicle at different vehicle speeds.

Key words: ride comfort model; semi-active suspension; sliding mode control; ceiling damping

(上接第 43 页)

Influence of Wheel Lifter on Dynamic Performance of Engineering Vehicle Passing Through Turnout

Qin Xiaote, Huang Zhihui, Yang Hongtai

(The State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Based on the multi-body dynamics software, the models of engineering vehicle, axle failure engineering vehicle, wheel lifter and No. 9 right turnout were established, and the driving safety of one position wheelset of axle failure engineering vehicle with wheel lifter was analyzed. The simulation results show that: after installing the wheel lifter, the axle fault engineering vehicle can safely pass through No. 9 turnout at the speed limit of 30 km / h; after adding the wheel lifter, the speed of the axle fault engineering vehicle passing through the turnout has a significant impact on the dynamic performance of the vehicle; when the axle fault engineering vehicle is lifted 5, 10, 40, 80, 120 mm to 30 km / h, the lower wheel lifting height has a certain impact on the dynamic performance of the vehicle dynamics performance is beneficial.

Key words: wheel lifter; No. 9 turnout; variable section rail; lateral; dynamic performance