

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201902006



考虑人体动力学模型的座椅自适应控制

李伟, 姜菁珍, 陆伟

(重庆交通大学 机电与车辆工程学院, 重庆 400074)

摘要: 为了研究车身振动对人体产生的影响,根据人-车-路系统之间的相互作用关系,建立二分之一人体-车辆-路面九自由度动力学模型,将一种多通道 FxLMS 自适应控制算法 PM-MFxLMS 应用于座椅振动主动控制中,在 Matlab/Simulink 中,建立人-车-路振动主动控制模型,并分别对被动控制、传统 FxLMS 算法和 PM-MFxLMS 算法的控制效果进行仿真对比。结果表明:低频振动(0~20 Hz)会导致人体产生共振,采用振动主动控制可以降低共振峰值,改善乘坐舒适性;与传统 FxLMS 算法相比,PM-MFxLMS 算法具有较好的收敛性和稳定性。

关键词: 座椅; 振动主动控制; 人体-车辆-路面模型; FxLMS 算法; PM-MFxLMS 算法

中图分类号: TP 273 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2019)05-0580-07

Seat Adaptive Control Considering Dynamics Model of Human Body

LI Wei, JIANG Jingzhen, LU Wei

(School of Mechanical and Vehicular Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

Abstract: In order to study the influence of vehicle vibration on the human body, half nine-degree-freedom dynamic model involving human-vehicle-road was established based on the interaction among elements in the human-vehicle-road system. A multi-channel FxLMS adaptive control algorithm PM-MFxLMS was proposed to the active control of seat vibration. The active control model of human-vehicle-road vibration was established in Matlab/Simulink. The control effects of passive control, traditional FxLMS and PM-MFxLMS were simulated respectively. The results show that low frequency vibration (0-20 Hz) will cause the human body to resonate. The active vibration control can reduce the resonance peak value and improve the ride comfort. Compared with the traditional FxLMS, the PM-MFxLMS algorithm has better convergence and stability.

Keywords: seat; active vibration control; human body-vehicle-road model; FxLMS algorithm; PM-MFxLMS algorithm

由外界激励引起的车身振动传递到人体会导致疲劳和不适,如何降低车身振动响应,提高乘坐舒适性已成为研究热点^[1].传统的车辆座椅使用固定负载能量吸收器实现被动隔振,由于吸收器的阻抗特性难以优化,无法适应外界激励的变化^[2],而主动隔振正好弥补了这一缺陷.FxLMS 算法在主动振动控制系统中有着广泛的应用,目前,许多学者^[3-6]提出将 FxLMS 算法及其改进算法应用于振动主动控制之中,以实现振动实时性控制.Li 等^[7]提出基于约束权函数的 CFxLMS 算法,该算法通过约束算法更新

收稿日期: 2019-02-18

通信作者: 李伟(1965-),男,教授,博士,主要从事汽车电子控制、机电一体化、汽车系统动力学的研究. E-mail: 296056776@qq.com.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51375519);重庆市基础科学与前沿技术研究专项项目(cstc2015jcyjB X0133)

权值, 实现控制系统鲁棒性的提高, 但对于如何选取合适约束值仍存在相关疑点. Morgan 等^[8]在传统 FxLMS 算法的基础上, 对反馈误差信号进行固定阈值限制, 以剔除参考输入中大幅度的扰动信号, 但不能过滤小幅度的扰动信号, 导致系统稳定性能差. 针对以上问题, 束建华等^[9]利用跟踪微分器消除参考输入信号中的扰动信号, 并设计一种新的非线性变换函数, 以降低误差信号中冲击噪声对算法更新的影响, 但该方法会造成计算复杂度大幅度提升, 增加时间和资源的占用. 针对传统 FxLMS 算法存在的收敛速度慢, 而现有改进算法控制系统性能不稳定等问题, 本文基于二分之一人体-车辆-路面九自由度汽车振动模型, 提出 PM-MFxLMS 算法.

1 路面-车辆-座椅动力学模型的建立

1.1 随机路面时域模型的建立

路面不平激励是导致车身振动的重要因素, 路面时域模型是对路面随机激励随着路面等级及汽车行驶速度变化而变化的数学描述. 根据一阶滤波白噪声法^[10]描述单轮路面的时域模型, 并根据前、后轮的时滞关系^[11], 建立前、后轮路面激励时域模型. 当车速为 v , 前轮路面激励时域模型为

$$\dot{q}_f(t) = -2\pi n_{00} v \cdot q_f(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0) v} \cdot \omega(t). \quad (1)$$

式(1)中: q_f 为前轮路面的垂直位移; n_{00} 为下截止频率, $n_{00} = 0.011 \text{ m}^{-1}$; n_0 为参考空间频率, $n_0 = 0.100 \text{ m}^{-1}$; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数; $\omega(t)$ 为数学期望为 0 的高斯白噪声函数.

根据前、后轮之间存在的时滞特性, 后轮路面激励时域模型为

$$q_r = q_f(t - \tau). \quad (2)$$

式(2)中: q_r 为后轮路面的垂直位移; τ 为后轮激励滞后于前轮的时间, $\tau = l/v$; l 为汽车轴距.

设定的工况如下: C 级路面不平度系数为 $256e^{-6} \text{ m}^3$; 汽车初速度为 $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; 轴距为 2.5 m ; 行驶时间为 20 s . 根据式(1), (2), 通过 Matlab/Simulink 对此工况进行仿真. 前、后轮路面激励($q(t)$)时域图, 如图 1 所示.

1.2 九自由度汽车振动模型的建立

动态环境下的路面-车辆-座椅系统是一个复杂、多变的多自由度振动系统. 为了方便建立模型、简化计算, 作如下 3 点假设.

- 1) 车身两侧不存在相对运动.
- 2) 只考虑车身俯仰和垂直运动, 前、后轴的垂直跳动, 以及座椅的垂直跳动.
- 3) 车辆的左右车轮轨迹输入具有较高的相关性, 此时, 可认为路面-车辆-座椅系统是线性动力系统, 九自由度汽车振动模型^[12-13], 如图 2 所示.

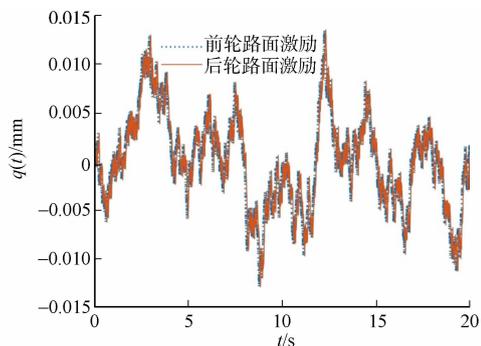


图 1 前、后轮路面激励时域图

Fig. 1 Front and rear wheel surface excitation time domain diagram

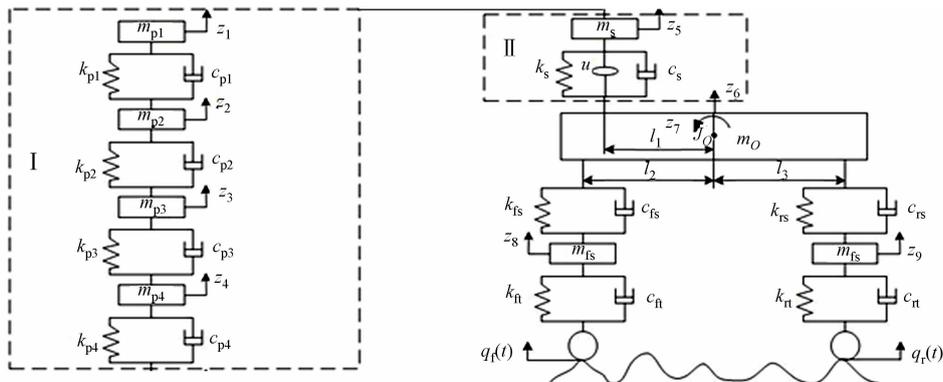


图 2 九自由度汽车振动模型

Fig. 2 Nine degrees of freedom vehicle vibration model

图2中:虚线框I部分为人体动力学模型; $m_{p1}, m_{p2}, m_{p3}, m_{p4}$ 分别为人体头部、上躯干、下躯干和臀部的质量; $k_{p1}, k_{p2}, k_{p3}, k_{p4}$ 分别为人体头部、上躯干、下躯干和臀部的刚度; $c_{p1}, c_{p2}, c_{p3}, c_{p4}$ 分别为头部、上躯干、下躯干和臀部的阻尼; z_1, z_2, z_3, z_4 分别为头部、上躯干、下躯干和臀部质心处与平衡位置的垂直位移;虚线框II部分为座椅系统动力学模型; m_s, k_s, c_s, z_5 分别为座椅质量、刚度、阻尼和垂直位移; u 为座椅可调阻尼力; m_O, J_O, z_6, z_7 分别为车身质量、绕质心 O 的转动惯量、质心的相对位移、绕质心的纵向转动位移; l_1, l_2, l_3 分别为座椅质心、前轴、后轴到车身质心的距离; $m_{fs}, k_{fs}, c_{fs}, z_8$ 分别为汽车前轴的质量、刚度、阻尼及质心处的相对位移; $k_{ft}, c_{ft}, k_{rt}, c_{rt}$ 分别为前轮刚度、前轮阻尼、后轮刚度及后轮阻尼。

设定系统静平衡位置为坐标原点,选取系统的广义坐标为 $\mathbf{Z}=[z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6, z_7, z_8, z_9]^T$,得到人体垂直运动模型的微分方程为

$$m_{p1}\ddot{z}_1 = c_{p1}\dot{z}_2 - c_{p1}\dot{z}_1 - k_{p1}z_1 + k_{p1}z_2, \quad (3)$$

$$m_{p2}\ddot{z}_2 = c_{p1}\dot{z}_1 - (c_{p1} + c_{p2})\dot{z}_2 + c_{p2}\dot{z}_3 + k_{p1}z_1 - (k_{p1} + k_{p2})z_2 + k_{p2}z_3, \quad (4)$$

$$m_{p3}\ddot{z}_3 = c_{p2}\dot{z}_2 - (c_{p2} + c_{p3})\dot{z}_3 + c_{p3}\dot{z}_4 + k_{p2}z_2 - (k_{p2} + k_{p3})z_3 + k_{p3}z_4, \quad (5)$$

$$m_{p4}\ddot{z}_4 = c_{p3}\dot{z}_3 - (c_{p3} + c_{p4})\dot{z}_4 + c_{p4}\dot{z}_5 + k_{p3}z_3 - (k_{p3} + k_{p4})z_4 + k_{p4}z_5. \quad (6)$$

座椅的垂直运动微分方程为

$$m_s\ddot{z}_5 = c_{p4}\dot{z}_4 - (c_{p4} + c_s)\dot{z}_5 + c_s\dot{z}_6 - l_1c_s\dot{z}_7 + k_{p4}z_4 - (k_{p4} + k_s)z_5 + k_s z_6 - l_1c_s z_7 - u. \quad (7)$$

车身垂直和俯仰运动的微分方程为

$$m_O\ddot{z}_6 = c_s\dot{z}_5 - (c_{fs} + c_{rs} + c_s)\dot{z}_6 - (l_3c_{rs} - l_2c_{fs} - l_1c_s)\dot{z}_7 + c_{fs}\dot{z}_8 + c_{rs}\dot{z}_9 + k_s z_5 - (k_{fs} + k_{rs} + k_s)z_6 + (l_2k_{fs} - l_3k_{rs} + l_1k_s)z_7 + k_{fs}z_8 + k_{rs}z_9 + u, \quad (8)$$

$$J_O\ddot{z}_7 = (l_1c_s + l_2c_{fs} - l_3c_{rs})\dot{z}_6 - l_1c_s\dot{z}_5 - (l_2^2c_{fs} + l_3^2c_{rs} + l_1^2c_s)\dot{z}_7 - l_2c_{fs}\dot{z}_8 + l_3c_{rs}\dot{z}_9 - l_1c_s z_5 + (l_2k_{fs} - l_3k_{rs} + l_1k_s)z_6 - (l_2^2k_{fs} + l_3^2k_{rs} + l_1^2k_s)z_7 - l_2k_{fs}z_8 + l_2k_{rs}z_9. \quad (9)$$

前、后车轮的垂直运动微分方程分别为

$$m_{fs}\ddot{z}_8 = c_{fs}\dot{z}_6 - l_2c_{fs}\dot{z}_7 - (c_{ft} + c_{fs})\dot{z}_8 + c_{ft}\dot{q}_f(t) + k_{fs}z_6 - l_2k_{fs}z_7 - (k_{ft} + k_{fs})z_8 + k_{ft}q_f(t), \quad (10)$$

$$m_{rs}\ddot{z}_9 = c_{rs}\dot{z}_6 + l_2c_{rs}\dot{z}_7 - (c_{rt} + c_{rs})\dot{z}_9 + c_{rt}\dot{q}_r(t) + k_{rs}z_6 - l_2k_{rs}z_7 - (k_{rt} + k_{rs})z_9 + k_{rt}q_r(t). \quad (11)$$

将微分方程写成矩阵形式,可得

$$\mathbf{M}\mathbf{Z} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{Z}} + \mathbf{K}\mathbf{Z} = \mathbf{B}\mathbf{Q} + \mathbf{F}\mathbf{U}. \quad (12)$$

式(12)中: \mathbf{M} 为质量矩阵, $\mathbf{M}=\text{diag}[m_{p1}, m_{p2}, m_{p3}, m_{p4}, m_s, m_O, J_O, m_{fs}, m_{rs}]$; \mathbf{B} 为 9×4 阶扰动矩阵; \mathbf{Q} 为系统扰动向量, $\mathbf{Q}=[\dot{q}_f, \dot{q}_r, q_f, q_r]$; \mathbf{F} 为控制矩阵, $\mathbf{F}=[0, 0, 0, 0, -1, 1, 0, 0, 0]^T$; \mathbf{K} 为 9×9 阶刚度矩阵; \mathbf{C} 为 9×9 阶阻尼矩阵; \mathbf{U} 为控制向量, $\mathbf{U}=[u]$.

2 算法结构

2.1 多通道 FxLMS 算法

控制功能包括控制信号的推导和自适应滤波器系数的更新^[14]两个部分.自适应滤波系数主要受误差信号 $e(n)$ 和滤波信号 $x'(n)$ 的影响.假设自适应滤波器阶数为 N ,则滤波器输出信号为

$$y(n) = \mathbf{X}^T(n)\mathbf{w}(n) = \sum_{i=0}^{N-1} w_i x(n-i). \quad (13)$$

式(13)中: $\mathbf{w}(n)$ 为滤波器的权值向量, $\mathbf{w}(n)=[w_0(n), w_1(n), \dots, w_{N-1}(n)]^T$; $\mathbf{X}^T(n)$ 为滤波器输入信号, $\mathbf{X}^T(n)=[x(n), x(n-1), \dots, x(n-i+1)]$.

次级通道可以通过 M 阶滤波器进行参数辨识,则控制器实际输出的反振动信号 $y'(n)$ 为

$$y'(n) = \mathbf{Y}^T(n)\mathbf{S} = \sum_{i=0}^{M-1} S_i x(n-i). \quad (14)$$

式(14)中: $\mathbf{Y}^T(n)$ 为滤波器输出信号向量, $\mathbf{Y}^T(n)=[y(n), y(n-1), \dots, y(n-M+1)]$; \mathbf{S} 为次级通道系数, $\mathbf{S}=[S_0, S_1, \dots, S_M]^T$.

滤波器参考信号 $x'(n)$ 为滤波器输入信号 $\mathbf{X}(n)$ 和次级通道滤波器系数的卷积^[15],即

$$x'(n) = \mathbf{X}^T(n)\hat{\mathbf{S}} = \sum_{i=0}^{M-1} \hat{S}_i y(n-i). \quad (15)$$

式(15)中: \hat{S} 为模拟次级通道滤波器系数, $\hat{S} = [\hat{S}_0, \hat{S}_1, \dots, \hat{S}_{M-1}]^T$. 此时, 误差信号 $e(n)$ 可表示为

$$e(n) = d(n) + y'(n) - y(n) + y_r(n) = d'(n) + \sum_{i=0}^{N-1} w_i x'(n-i). \tag{16}$$

式(16)中: $y_r(n)$ 为模拟滤波器输出信号.

采用归一化算法^[16]对滤波器权值向量 w 进行数据更新, 若 $e(n-1) \geq e(n)$, 则有

$$w(n+1) = w(n) - 2 \frac{\mu_0}{\gamma + P X'(n) P^2} X'(n) e(n). \tag{17}$$

式(17)中: $X'(n) = [x(n), x(n-1), \dots, x(n-i+1)]$; γ 为很小的正数.

若 $e(n-1) < e(n)$, 则有

$$w(n+1) = w(n) - 2 \frac{\mu_0}{\gamma + P X'(n) P^2} X'(n) e(n-1). \tag{18}$$

式(18)中: μ_0 为滤波器步长因子.

基于传统的 FxLMS 算法进行改进的多通道 FxLMS 算法框图, 如图 3 所示.

2.2 计算复杂度分析

算法的复杂度由输入量决定, 随着输入量的增加, 不同算法的计算度也随之增加. 计算复杂度是有效评价控制算法的重要指标, 低的计算复杂度可以极大降低资源的占用, 节省时间.

结合图 3, PM-MFxLMS 算法包括以下 4 个计算过程: 1) 滤波器输出信号 $y(n)$ 经过 N 次的乘法和 $N-1$ 次的加法运算; 2) 模拟滤波器输出信号 $y_r(n)$ 经过 N 次的乘法和 $N-1$ 次的加法运算; 3) 滤波参考信号 $x'(n)$ 经过 M 次的乘法和 $M-1$ 次的加法运算; 4) 滤波器权值向量 $w(n)$ 的更新经过 $N+1$ 次的乘法和 N 次的加法运算.

传统 FxLMS 算法和 PM-MFxLMS 算法复杂度对比, 如表 1 所示. 表 1 中: k_1 为乘法运算次数; k_2 为加法运算次数. 由表 1 可知: PM-MFxLMS 算法对滤波器输出信号进行估计, 比传统 FxLMS 算法多计算 N 次乘法和 N 次加法运算.

3 仿真分析

3.1 次级通道辨识

控制器输出的控制信号经由滤波器、功率放大器、加速度传感器等环节, 与加速度传感器所测得的信号之间形成一个物理通道, 该通道被称为次级通道. FxLMS 算法的关键就是对次级通道的辨识, 次级通道辨识的优劣影响最终的控制效果. 采用离线辨识的方法得到次级通道的估计模型, 利用这种方法可以简化算法, 减少仿真系统的实时运算量.

利用 Simulink 平台搭建了次级通道辨识模型, 经过多次对比仿真, 设定滤波器阶数为 16 阶, 步长因子为 0.01, 得到辨识结果, 如图 4 所示. 图 4 中: 16 条曲线代表每一阶的权值; i 为权值.

由图 4 可知: 辨识结果收敛速度较慢, 但在 50 s 后, 权值数值最终趋于稳定. 由于不需要对权值实时更新, 故只需采用离线辨识对权值精确辨识.

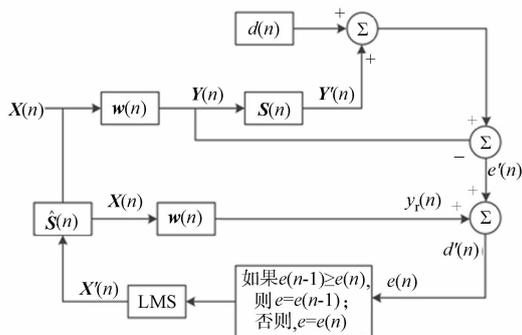


图 3 多通道 FxLMS 算法结构图
Fig. 3 Multi-channel FxLMS algorithm structure diagram

表 1 算法复杂度对比

Tab. 1 Algorithm complexity comparison

参数	算法复杂度	
	PM-MFxLMS 算法	FxLMS 算法
k_1	$3N+M+1$	$2N+M+1$
k_2	$3N+M-3$	$2N+M-3$

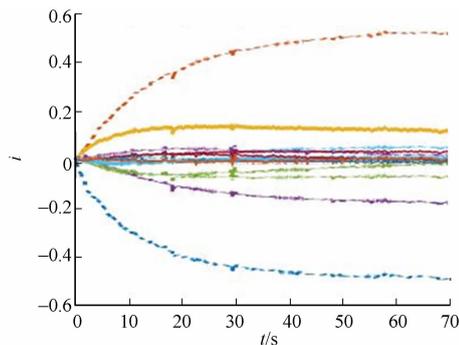


图 4 权值迭代过程图
Fig. 4 Weight iterative process diagram

3.2 时域响应对比分析

为了验证算法的优越性,在 Matlab/Simulink 中,分别对被动模型、传统 FxLMS 算法及 PM-MFxLMS 算法进行仿真分析,以节 2.1 的前、后轮路面激励作为系统输入,仿真参数如表 2 所示.设置仿真时间为 20 s,将人体头部加速度作为评价指标,滤波器阶数分别取 50,100,150,设置步长因子 μ 分别为 0.10 和 0.01.

表 2 模型仿真参数
Tab.2 Parameters of simulation model

参数说明	参数符号	参数取值	参数说明	参数符号	参数取值
人体质量	m_{p1}/kg	5.3	车身质量	m_c/kg	690
	m_{p2}/kg	24.1	车身转动惯量	$J_O/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	1 222
	m_{p3}/kg	10.4	汽车前轴质量	m_{fs}/kg	40.5
	m_{p4}/kg	15.6	汽车后轴质量	m_{rs}/kg	45.4
人体阻尼	$c_{p1}/\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	4.0	汽车前轴阻尼	$c_{fs}/\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	1.5
	$c_{p2}/\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	4.0	汽车后轴阻尼	$c_{rs}/\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	1.5
	$c_{p3}/\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	4.0	汽车前轴刚度	$k_{fs}/\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$	17.0
	$c_{p4}/\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	2.7	汽车后轴刚度	$k_{rs}/\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$	22.0
人体刚度	$k_{p1}/\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$	310.0	前轮阻尼	c_{ft}	0
	$k_{p2}/\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$	150.0	后轮阻尼	c_{rt}	0
	$k_{p3}/\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$	111.5	前轮刚度	$k_{ft}/\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$	192
	$k_{p4}/\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$	700.4	后轮刚度	$k_{rt}/\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$	192
座椅质量	m_s/kg	104	车身到座椅距离	l_1/m	1.25
座椅阻尼	$c_s/\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	0.7	车身到前轴距离	l_2/m	1.51
座椅刚度	$k_s/\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$	20.1	车身到后轴距离	l_3/m	0.31

滤波器阶数 N 为 100 时,人体头部加速度(a)信号时域响应图,如图 5 所示.

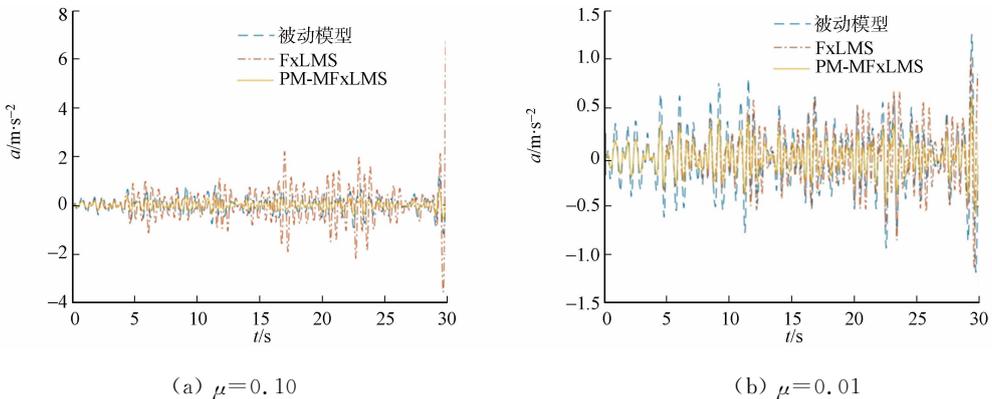


图 5 头部加速度时域对比图($N=100$)

Fig.5 Head acceleration time domain comparison chart ($N=100$)

由图 5 可知:在相同的随机路面激励下,步长因子 μ 对控制器的控制效果具有一定程度的影响;当步长因子 $\mu=0.10$ 时,被动模型、FxLMS 算法和 PM-MFxLMS 算法的头部加速度峰值分别为 1.257 3, 6.785 8,0.614 4 $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$;而当步长因子 $\mu=0.01$ 时,被动模型、FxLMS 算法和 PM-MFxLMS 算法的头部加速度峰值分别为 1.257 3,1.025 7,0.618 6 $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$.因此,当步长因子较大时,滤波器收敛速度较快,但容易导致控制算法发散;当步长因子较小时,滤波器收敛速度较慢,但可以减小算法的稳态误差.

对不同阶数滤波器的数据处理,乘坐舒适性指标对比表,如表 3 所示.表 3 中: a_{RMS} 为头部加速度均方根值.由表 3 可知:滤波器阶数和步长因子对被动减振无影响;在滤波器阶数 $N=150$ 时,FxLMS 算法和 PM-MFxLMS 算法的头部加速度均方根值分别达到最小值,即 0.203 8,0.141 1 $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$.

由图 5 和表 3 可知:当滤波器阶数相同,当步长因子 $\mu=0.10$ 时,采用 FxLMS 算法进行振动主动控制,使头部加速度均方根增加,没有达到减振效果,当 $\mu=0.01$ 时,FxLMS 算法出现收敛现象;PM-MFxLMS 算法在两种步长下均收敛,减振效果明显优于被动模型和 FxLMS 算法,这表明 PM-MFx-

LMS 算法具有良好的收敛性和稳定性;随着步长因子的减小,在两种算法控制下的头部加速度均方根值均有所下降,这表明减小步长因子可以减少算法的稳态误差,使其控制效果更加显著;当步长因子相同时,随着滤波器阶数的增加,FxLMS 算法和 PM-MF_xLMS 算法的控制效果逐渐提升。

表 3 乘坐舒适性能指标参数值比较表

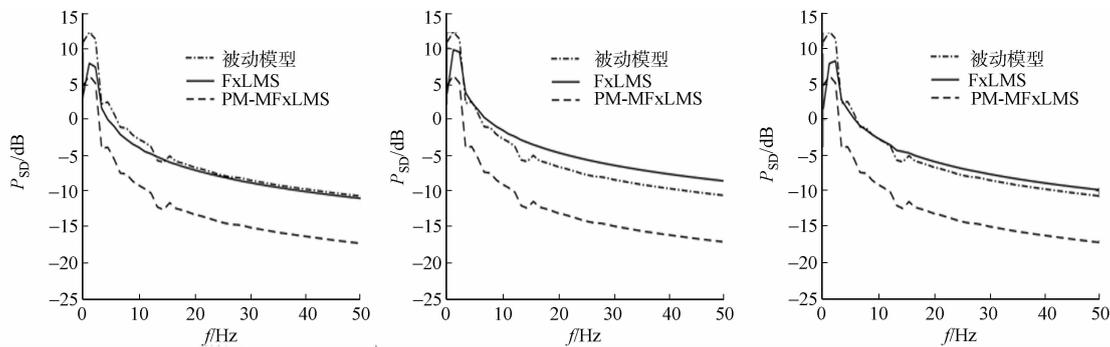
Tab. 3 Comparison of ride comfort parameter parameters

N	μ	$a_{RMS}/m \cdot s^{-2}$		
		被动模型	FxLMS 算法	PM-MF _x LMS 算法
50	0.10	0.310 4	1.073 8(发散)	0.152 5
	0.01	0.310 4	0.266 7	0.154 3
100	0.10	0.310 4	0.750 9(发散)	0.149 3
	0.01	0.310 4	0.252 7	0.153 5
150	0.10	0.310 4	0.534 5(发散)	0.141 1
	0.01	0.310 4	0.203 8	0.152 3

通过以上分析可知:当传统 FxLMS 算法收敛时,采用主动控制算法的控制效果明显优于被动控制,在滤波器阶数和步长因子相同的条件下,PM-MF_xLMS 算法的控制效果优于传统 FxLMS 算法,使得头部加速度都有了更好的改善,这极大提高了乘客乘坐的舒适性;在滤波器阶数不同、步长因子相同的条件下,PM-MF_xLMS 算法可以以较低的滤波器阶数达到与传统 FxLMS 算法相同甚至更好的控制效果,这不仅降低了计算复杂度,也反映了该算法的优越性。

3.3 频域响应对比分析

为进一步分析人体头部的振动能量和频率之间的关系,对上述得到的人体头部加速度信号进行频域分析,得到对应的加速度功率密度(P_{SD})和频率(f)之间的关系曲线,如图 6 所示。



(a) $N=50, \mu=0.01$

(b) $N=100, \mu=0.01$

(c) $N=150, \mu=0.01$

图 6 头部加速度功率谱密度图

Fig. 6 Head acceleration power spectral density diagram

由图 6 可知:当车辆在随机路面上行驶时,人体产生共振的频率范围主要集中在 0~20 Hz 的低频段。在该段低频区,约 2 Hz 出现 1 阶共振频率,4 Hz 左右出现 2 阶共振频率。取 $\mu=0.01$,即在确保 3 种控制方法都保持收敛的条件下,PM-MF_xLMS 算法可以明显减小头部加速度共振峰值;与传统的 FxLMS 算法相比,采用 PM-MF_xLMS 算法后的主动控制在 1 阶共振频率处分别衰减了约 2,3,5 dB,在二阶共振频率处分别衰减了 3,4,5 dB。因此,PM-MF_xLMS 算法主动控制的控制效果最优。

4 结论

1) 基于传统 FxLMS 算法,提出 PM-MF_xLMS 改进算法,通过 N 阶滤波器对次级通道进行估计,有效减小了不断更新的主通道或期望信号带来的影响。同时,采用归一化算法对滤波器权值向量 $w(n)$ 进行更新,有效提高了算法的收敛速度和稳态误差。

2) 头部加速度时域响应分析表明:主动控制比被动控制效果更好,而滤波器阶数和步长因子会影响主动控制效果。在 FxLMS 算法和 PM-MF_xLMS 算法均处于收敛的条件下,控制效果随着滤波器阶数的增加而提升,同时,PM-MF_xLMS 算法以更低的滤波器阶数达到与传统 FxLMS 算法相同甚至更

好的控制效果,这也显示了改进算法的优越性.此外,在相同滤波器阶数的条件下,步长因子越小,算法的稳态误差越小,算法的控制效果越好.

3) 头部加速度频域响应分析表明:当车辆在随机路面行驶时,引起人体产生共振的频率集中在低频区(0~20 Hz).在该段区域内,当算法收敛时,主动控制的减振效果远优于被动控制.

参考文献:

- [1] 王志军,景科,陈靖芯.基于 MATLAB 的汽车振动响应分析[J].农业装备技术,2016,42(42):54-57. DOI:10.3969/ISSN.1671-6337.2016.04.023.
- [2] GAN Zengkang, HILLIS A J, DARLING J. Adaptive control of an active seat for occupant vibration reduction [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 349: 39-55. DOI:10.1016/j.jsv.2015.03.050.
- [3] 朱晓锦,黄全振,高志远,等.多通道 FULMS 自适应前馈振动控制算法分析与验证[J].振动与冲击,2011,30(4):198-204. DOI:10.3969/ISSN.1000-3835.2011.04.041.
- [4] 揭伟俊,翁雪涛,李超博.基于 FxLMS 算法的双层隔振系统主动控制研究[J].兵器装备工程学报,2016,37(6):166-169. DOI:10.11809/scbgxb2016.06.039.
- [5] 王士浩,王生栋,查富生.基于 FxLMS 算法的主动噪声控制效果研究[J].机械与电子,2015(12):23-27. DOI:10.3969/ISSN.1001-2257.2015.12.006.
- [6] 孙文豪,张锋,汪涵,等.应用 SOFxLMS 算法的振动主动控制 MATLAB 仿真[J].华侨大学学报(自然科学版),2017,38(6):779-785. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201611025.
- [7] LI Peng, YU Xun. Active noise cancellation algorithms for impulsive noise[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 36(2): 630-635. DOI:10.1016/j.ymsp.2012.10.017.
- [8] MORGAN D R. History, applications and subsequent development of the FXLMS algorithm[J]. Signal Processing Magazine, 2013, 30(3): 172-176. DOI:10.1109/MSP.2013.2242394.
- [9] 束建华,付志浩.改进 FxLMS 算法在主动振动控制中的应用[J].计算机工程与应用,2015,51(12):230-234. DOI:10.3778/ISSN.1002-8331.1411-0325.
- [10] 钱凯,胡启国,李力克.基于人-车-路耦合振动系统的儿童乘坐舒适性[J].重庆交通大学学报(自然科学版),2013,32(2):351-359. DOI:10.3969/ISSN.1674-0696.2013.02.39.
- [11] 卢凡,陈思忠.汽车路面激励的时域建模与仿真[J].汽车工程,2015,37(5):549-553. DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2015.05.012.
- [12] National Standardization Management Committee. Evaluation of human exposure to whole-body vibration: Part1: General requirements: ISO 2631-1: 1985 [S]. Switzerland: International Organization for Standardization, 1985.
- [13] 张鄂,刘中华,邵晓春.九自由度乘坐动力学模型的人体振动特性仿真[J].交通工程学报,2010,10(4):58-64. DOI:1671-1637(2010)04-0058-07.
- [14] 李超博,楼京俊,吴家明,等.次级通道在线辨识的双层隔振系统振动主动控制[J].舰船科学技术,2018,38(1):49-56. DOI:10.3404/ISSN.1672-7649.2016.1.010.
- [15] 孙文豪,张锋,罗顺安,等.自适应主动振动控制仿真分析[J].噪声与振动控制,2017,37(6):23-28. DOI:10.3969/ISSN.1006-1355.2017.06.005.
- [16] 杨红,李敏德,林苍松,等.一种新的变步长 LMS 自适应滤波算法[J].通信技术,2010,43(11):153-155. DOI:10.3969/ISSN.1002-0802.2010.11.054.

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 崔长彩)