

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.202405020



粒子群算法优化的车辆悬架座椅模糊 PID 控制

兰靛靛^{1,2}, 甘达¹, 林鸿森³, 林祖胜^{1,2}

- (1. 厦门理工学院 机械与汽车工程学院, 福建 厦门 361024;
2. 厦门理工学院 福建省客车先进设计制造重点实验室, 福建 厦门 361024;
3. 厦门国创中心 先进电驱动技术创新中心, 福建 厦门 361006)

摘要: 针对车辆悬架座椅的振动问题, 基于 ADAMS/View 和 MATLAB/Simulink 平台建立三自由度 1/4 车辆主动悬架座椅系统模型和路面模型, 提出一种运用粒子群算法优化模糊 PID 的控制方法。该方法融合标准粒子群算法与模糊 PID 算法, 通过粒子群算法对模糊 PID 控制中的量化因子、比例因子和模糊规则参数进行优化, 解决模糊 PID 控制参数的选取存在经验性和主观性的问题。仿真结果表明: 在不同的车速下, 相较于模糊 PID 控制, 粒子群优化模糊 PID 控制的座椅加速度下降 16.5% 以上, 相较于被动悬架座椅, 粒子群优化模糊 PID 控制的座椅加速度下降 48.0% 以上, 减振效果改善明显。

关键词: 悬架座椅; 粒子群算法; 模糊 PID 控制; 硬件在环仿真试验

中图分类号: U 461.4

文献标志码: A

文章编号: 1000-5013(2025)01-0023-07

Fuzzy PID Control of Vehicle Suspension Seat Optimized by Particle Swarm Algorithm

LAN Diandian^{1,2}, GAN Da¹, LIN Hongsen³, LIN Zusheng^{1,2}

- (1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Xiamen University of Technology, Xiamen 361024, China;
2. Fujian Key Laboratory of Bus Advanced Design and Manufacture, Xiamen University of Technology, Xiamen 361024, China;
3. Advanced Electric Drive Technology Innovation Branch, Xiamen National Innovation Center, Xiamen 361006, China)

Abstract: Aiming at addressing the vibration problem of vehicle suspension seat, a three-degree-of-freedom 1/4 vehicle active suspension seat system model and a road profile model were established based on ADAMS/View and MATLAB/Simulink platforms, and a control method using particle swarm algorithm to optimize fuzzy PID was proposed. This method integrates the standard particle swarm algorithm with the fuzzy PID algorithm, optimizing the quantization factor, scale factor and fuzzy rule parameters in the fuzzy PID control through the particle swarm algorithm, to solve the problem of empirical and subjective selection of the fuzzy PID control parameters. The simulation results indicate that, under different vehicle speeds, the seat acceleration using particle swarm optimized fuzzy PID control is reduced by more than 16.5% compared to fuzzy PID control, and by over 48.0% compared to passive suspension seats, thereby significantly enhancing the damping effect.

收稿日期: 2024-05-29

通信作者: 兰靛靛(1970-), 女, 高级工程师, 主要从事振动噪声控制的研究。E-mail: Landd10@163.com。

基金项目: 福建省自然科学基金资助项目(2021J011199)

Keywords: suspension seat; particle swarm algorithm; fuzzy PID control; hardware-in-the-loop test

车辆行驶时,路面的振动与冲击经轮胎、悬架衰减后传递到车身,座椅作为直接与人体接触的部件,对其进行减振优化设计既不影响整车行驶性能,成本又相对较低,容易得到广泛应用,这是提高车辆乘坐舒适性的有效手段,也是高端座椅发展的趋势^[1-2]。特别是驾驶时间较长的商用车已大多数采用了带悬架的司机座椅来衰减传递到人体的振动。

目前,车辆座椅悬架普遍使用的是由弹性元件和阻尼元件组成的被动悬架,这类悬架结构设计参数一般是固定的,虽然在一定程度上能够减少传递到人体的振动,但难以应对车辆行驶工况的不确定性 & 自身参数的时变性,减振适应能力有限^[3]。随着控制技术和车辆主动悬架技术的进步,国内外学者对汽车座椅悬架设计了主动作动器,并提出不同的控制策略,期望获得实时的最优控制力来减小振动,提高车辆乘坐舒适性^[4-5]。在众多主动悬架控制方法中,模糊 PID 控制综合了模糊控制和 PID 控制的优点,不依赖于被控对象的精确模型,结构简单、鲁棒性强,能较好地适应复杂的非线性系统,在汽车悬架的主动控制领域有较多应用^[6-8]。然而,模糊 PID 控制参数的选取依据经验或试凑,存在较大的主观性,缺乏准确的理论指导,实际控制效果受限。因此,学者们尝试采用其他算法对模糊 PID 控制进行优化,以提高控制效果^[9-10]。

粒子群优化(PSO)是一种基于群体智能的寻优算法,搜索能力强、参数易调整、可编程性高,可用于改进模糊 PID 控制的效果。赵家豪等^[11]在研究增程式辅助动力单元节气门开度的动态控制中,以发动机的转速、转矩和负载扰动等参数为控制目标,采用混沌退火混合粒子群算法优化模糊 PID 的量化因子、比例因子等参数,取得了较好的控制效果。Boukhalifa 等^[12]在研究双星感应电动机的直接转矩控制中,分别比较了粒子群优化模糊 PID 控制、粒子群优化 PID 控制和遗传算法优化 PID 控制等 3 种算法,发现粒子群优化模糊 PID 算法控制效果最好,可减小大扭矩波动,加快上升时间,避免干扰。李扬等^[13]采用粒子群算法离线优化模糊 PID 参数的论域,对高枝修剪机机械臂实现了末端修枝锯快速准确地定位控制,提高了修剪机的作业效率。基于此,本文针对车辆悬架座椅系统的振动控制问题,提出一种基于粒子群算法优化的车辆悬架座椅模糊 PID 控制方法。

1 主动悬架座椅系统模型

车辆平顺性可用“输入-系统-输出”的动力学方法进行研究。路面不平度和车速形成了汽车振动系统的“输入”,此“输入”经过轮胎、悬架、车身、座椅悬架等弹性元件、阻尼元件与质量构成振动系统的传递,得到系统的“输出”是经座椅传至人体的振动加速度^[14]。

1.1 路面随机激励模型

采用滤波白噪声法建立路面随机激励模型,车辆单轮所受路面激励的时域模型^[5]为

$$\dot{q}(t) = -2\pi u f_0 q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)u} \cdot W(t).$$
 (1)

式(1)中: u 为车辆行驶速度; f_0 为时间截止频率; n_0 为参考空间频率,数值为 0.1 m^{-1} ; $G_q(n_0)$ 为参考空间频率下的路面功率谱密度值; $W(t)$ 为单位高斯白噪声的时域信号。

1.2 主动悬架座椅系统模型

采用能够反映车体垂直方向绝大多数动态特性的三自由度 1/4 车辆主动悬架座椅系统模型,如图 1 所示。图 1 中: m_1, m_2, m_3 分别为车辆簧下质量、簧上质量和人椅质量; K_t, K, K_s 分别为轮胎刚度、车辆悬架刚度和座椅悬架刚度; C, c 分别为车辆悬架阻尼和座椅悬架阻尼; q 为路面激励; z_1, z_2, z_3 分别为簧下质量、簧上质量和人椅质量垂直方向的振动位移; F_d 为座椅悬架主动控制力。

根据牛顿第二定律,系统动力学方程为

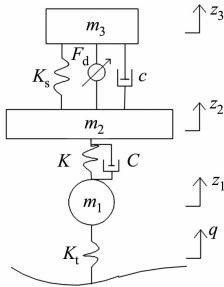


图 1 1/4 车辆主动悬架座椅系统模型
Fig. 1 Model of 1/4 vehicle active suspension seat system

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{z}_3 + c(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + K_s(z_3 - z_2) &= F_d, \\ m_2 \ddot{z}_2 + C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + K(z_2 - z_1), \\ -c(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) - K_s(z_3 - z_2) + F_d &= 0, \\ m_1 \ddot{z}_1 + K_t(z_1 - q) - C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1), \\ -K(z_2 - z_1) &= 0. \end{aligned} \right\} \tag{2}$$

系统的状态变量 $\mathbf{X}=[\dot{z}_3, \dot{z}_2, \dot{z}_1, z_3, z_2, z_1, q]^T$, 控制变量 $\mathbf{U}=[F_d]$, 输出变量 $\mathbf{Y}=[\ddot{z}_3, z_3 - z_2, z_1 - q]^T$, 则状态空间方程为

$$\dot{\mathbf{X}}=\mathbf{A}\mathbf{X}+\mathbf{B}\mathbf{U}+\mathbf{G}\mathbf{W}, \quad \mathbf{Y}=\mathbf{C}\mathbf{X}+\mathbf{D}\mathbf{U}.$$
 \tag{3}

式(3)中:

$$\mathbf{A}=\begin{bmatrix} -\frac{c}{m_3} & \frac{c}{m_3} & 0 & -\frac{K_s}{m_3} & \frac{K_s}{m_3} & 0 & 0 \\ \frac{c}{m_2} & -\frac{C+c}{m_2} & \frac{C}{m_2} & \frac{K_s}{m_2} & -\frac{K_s+K}{m_2} & \frac{K}{m_2} & 0 \\ 0 & \frac{C}{m_1} & -\frac{C}{m_1} & 0 & \frac{K}{m_1} & -\frac{K+K_t}{m_1} & \frac{K_t}{m_1} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -2\pi u f_0 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{B}=\begin{bmatrix} \frac{1}{m_3} \\ -\frac{1}{m_2} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix};$$
$$\mathbf{C}=\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -\frac{K_s}{m_3} & \frac{K_s}{m_3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{D}=\begin{bmatrix} \frac{1}{m_3} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{G}=\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)}u \end{bmatrix}; \quad \mathbf{W}=[W(t)].$$

1/4 车辆主动悬架座椅系统模型参数, 如表 1 所示。

表 1 1/4 车辆主动悬架座椅系统模型参数

Tab. 1 Parameters of model of 1/4 vehicle active suspension seat system

参数	数值	参数	数值	参数	数值
m_1/kg	60	$K_s/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	2 000	$c/(\text{N}\cdot\text{s})\cdot\text{m}^{-1}$	360
m_2/kg	350	$K/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	24 000	$C/(\text{N}\cdot\text{s})\cdot\text{m}^{-1}$	1 900
m_3/kg	70	$K_t/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	250 000		

2 主动悬架座椅控制方法

2.1 主动悬架座椅模糊 PID 控制

采用模糊 PID 控制方法对座椅进行控制, 控制力($F_d(t)$)由 PID 控制器输出, 计算公式为

$$F_d(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt}.$$
 \tag{4}

式(4)中: K_p, K_i, K_d 分别为比例系数、积分系数和微分系数; $e(t)$ 为误差。

PID 参数由模糊控制器求得, 计算公式为

$$K_p = K_{p,0} + K_{\Delta p} \Delta K_p, \quad K_i = K_{i,0} + K_{\Delta i} \Delta K_i, \quad K_d = K_{d,0} + K_{\Delta d} \Delta K_d.$$
 \tag{5}

式(5)中: $K_{p,0}, K_{i,0}, K_{d,0}$ 分别为 PID 参数初始设定值; $K_{\Delta p}, K_{\Delta i}, K_{\Delta d}$ 均为比例因子; $\Delta K_p, \Delta K_i, \Delta K_d$ 均为模糊修正值。

首先,采用双输入三输出的模糊控制器,以座椅垂直加速度值与理想值的偏差和偏差变化率作为输入,通过量化因子 K_e, K_{ec} 模糊化得出模糊变量;然后,按照模糊规则进行模糊推理,再由解模糊得出模糊控制量;最后,由比例因子 $K_{\Delta p}, K_{\Delta i}, K_{\Delta d}$ 反模糊化得到 PID 的模糊修正值。为了建立模糊规则,将输入变量和输出变量的语言值划分为 7 个子集,定义为负大(NB)、负中(NM)、负小(NS)、零(Z)、正小(PS)、正中(PM)、正大(PB)。由于 2 个量化因子和 3 个比例因子分别有 7 个隶属函数,因此,共有 35 个隶属函数;每个输出的模糊修正值的控制规则有 49 条,共有 147 条模糊规则 $\mathbf{R}=[r_1, r_2, \dots, r_{147}]$ 。选用 Mamdani 法进行模糊推理,采取面积中心法进行模糊语言到精确数学值的解析。

由式(5)可知,模糊 PID 的最终参数 K_p, K_i, K_d 是由 PID 参数初始设定值、比例因子和模糊修正值共同决定的,它们是量化因子、比例因子和模糊控制规则的非线性函数。由于汽车座椅系统是一个非线性的时变系统,要求控制器能根据车辆的不同行驶工况实时调节座椅悬架振动系统的参数,从而使传递到人体的振动最小。然而,仅凭经验制定的模糊 PID 参数具有一定的主观性,影响控制效果。因此,采用粒子群算法对模糊 PID 控制器进行优化。

2.2 粒子群优化模糊 PID 控制

粒子群算法是一种群体协作寻优算法,早期的粒子群优化算法是模仿鸟类觅食行为而提出的^[15]。1998 年,Shi 等^[16]提出了标准粒子群算法,该算法引入惯性权重,以提高粒子的搜索能力,收敛速度快,代码简洁高效,近年来,在供配电、光伏与微电网、电机设计优化等领域得到广泛的应用^[17]。

2.2.1 标准粒子群算法优化模糊 PID 基于标准粒子群优化的模糊 PID 控制器,如图 2 所示。采用标准粒子群算法,对模糊 PID 的量化因子、比例因子和模糊控制规则共同组成的 152 维空间同时进行寻优搜索。使用编码法实现对模糊规则的寻优,定义数字 1~7 对应模糊规则的 NB~PB^[11]。

2.2.2 标准粒子群算法 一群粒子在搜索空间中运动时,有速度和位置两个属性,通过迭代寻找目标函数的最优解,并通过适应度来评价解的品质。 N 个粒子在 152 维搜索空间中运动时,第 i 个粒子在第 k 次迭代时的位置为 $\mathbf{X}_{i,k}=[x_{i,k}^1, x_{i,k}^2, \dots, x_{i,k}^{152}]^T$,将模糊 PID 待优化参数组合作为粒子位置向量内的元素,即 $\mathbf{X}_{i,k}=[K_e^i, K_{ec}^i, K_{\Delta p}^i, K_{\Delta i}^i, K_{\Delta d}^i, r_1^i, r_2^i, \dots, r_{147}^i]^T$,粒子的速度为 $\mathbf{v}_{i,k}=[v_{i,k}^1, v_{i,k}^2, \dots, v_{i,k}^{152}]^T$,粒子在取得自身最优适应度时对应的位置记为 $p_{best,i}$,将所有粒子的 $p_{best,i}$ 进行比较,找出最优位置,即全局最优位置,记为 $g_{best,i}$ 。每一次迭代粒子会跟踪 p_{best}, g_{best} 两个极值进行更新,第 $k+1$ 次迭代时第 i 个粒子的速度($v_{i,k+1}$)和位移($x_{i,k+1}$)的计算公式分别为

$$v_{i,k+1} = \omega \cdot v_{i,k} + c_1 \cdot \text{rand}_1 \cdot (p_{best,k} - x_{i,k}) + c_2 \cdot \text{rand}_2 \cdot (g_{best,k} - x_{i,k}), \quad x_{i,k+1} = x_{i,k} + v_{i,k+1}。 \quad (6)$$
式(6)中: x_i 为粒子位置; c_1, c_2 为学习因子,取值为 1.5;选取粒子总数为 100 个,最大迭代次数为 100; $\text{rand}_1, \text{rand}_2$ 为 $[0,1]$ 上均匀分布的随机数; ω 为惯性权重,它能够产生线性的随迭代时间递减的惯性权重值,计算公式为

$$\omega = \omega_{up} - (\omega_{up} - \omega_{low}) \frac{k}{k_{max}}。 \quad (7)$$

式(7)中: $\omega_{up}, \omega_{low}$ 分别为惯性权重的上、下界,通常, $\omega_{up} = 0.9, \omega_{low} = 0.4; k_{max}$ 为最大允许迭代次数。

2.2.3 适应度函数 根据文献[18]中人体对振动的反应和汽车平顺性的主要性能指标,选取座椅加速度(a , 坐垫上方垂直方向上的均方根值)作为目标函数,计算公式为

$$a = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}}。 \quad (8)$$

由于时间绝对误差积分(ITAE)函数能综合体现控制算法的响应速度和稳定性,故选取座椅加速度的 ITAE 函数作为适应度函数,计算公式为

$$f = \int_0^t t |e_a(t)| dt / \int_0^t t |e_{a,PID}(t)| dt。 \quad (9)$$

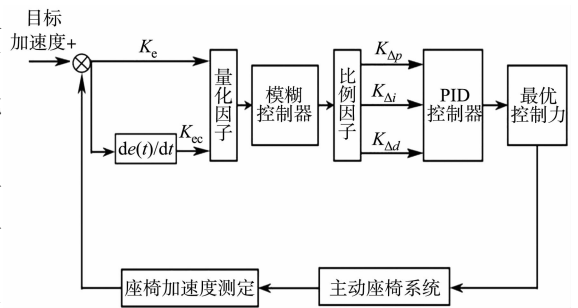


图 2 基于标准粒子群优化的模糊 PID 控制器
Fig. 2 Fuzzy PID controller based on standard PSO

式(9)中:分子为待优化的座椅加速度的 ITAE 函数;分母为在 PID 控制时的座椅加速度的 ITAE 函数; $e_a(t)$ 为待优化的座椅加速度实际输出值与目标值的偏差; $e_{a,PID}(t)$ 为 PID 控制时的座椅加速度实际输出值与目标值的偏差。

粒子群算法优化模糊 PID 参数流程图,如图 3 所示。当迭代次数达到最大时,停止搜索并输出当前最优解。

利用 MATLAB/Simulink 软件编写算法程序,以 C 级路面等级,车速为 $60\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 的模糊 PID 控制参数寻优为例,可以得到粒子群算法在优化迭代到第 15 代时,适应度收敛于 1.03,此时,输出的控制参数优化结果为 $K_e=0.68$, $K_{ec}=0.51$, $K_{\Delta p}=1.53$, $K_{\Delta i}=0.42$, $K_{\Delta d}=1.89$, $[r_1,r_2,\cdots,r_{147}]=[7,6,\cdots,3]$ 。

3 仿真分析

联合基于 ADAMS/View 环境下的多体动力学模型和在 MATLAB/Simulink 环境下编写的控制器模型,以座椅加速度为座椅性能评价指标,设置仿真时间为 10 s,选择常见的 C 级路面,将不同车速作为研究变量,分别对被动悬架座椅、模糊 PID 控制(fuzzy-PID)和粒子群优化模糊 PID 控制(PSO-fuzzy-PID)进行仿真,可得不同车速下的座椅加速度,如表 2 所示。表 2 中: v 为车速; $a_1\sim a_3$ 分别为被动悬架座椅、模糊 PID 控制、粒子群优化模糊 PID 控制的座椅加速度。

表 2 不同车速下的座椅加速度
Tab. 2 Seat acceleration at different vehicle speeds

参数	$v=20\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$	$v=60\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$	$v=100\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
$a_1/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	0.255 3	0.533 1	0.626 9
$a_2/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	0.174 9	0.352 7	0.404 5
$a_3/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	0.132 7	0.257 9	0.279 5

由表 2 及相关计算可知:当车速分别为 20,60,100 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ 时,相较于模糊 PID 控制,粒子群优化模糊 PID 控制的座椅加速度分别下降 16.53%,17.78%,19.94%,相较于被动悬架座椅,粒子群优化模糊 PID 控制的座椅加速度分别下降 48.02%,51.62%,55.42%;在不同工况下,粒子群优化模糊 PID 控制优于模糊 PID 控制,减振效果更加明显。

不同车速下座椅加速度的时间历程,如图 4 所示。

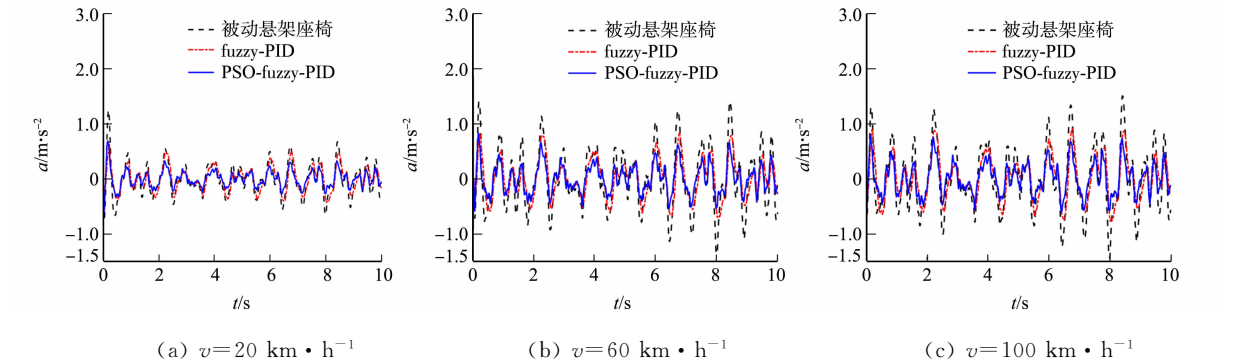


图 4 不同车速下座椅加速度的时间历程
Fig. 4 Time history of seat acceleration at different vehicle speeds

4 在环仿真试验验证

4.1 硬件在环试验

为了进一步验证设计控制器的效果,采用 dSPACE 硬件搭建硬件在环仿真试验平台进行试验。试

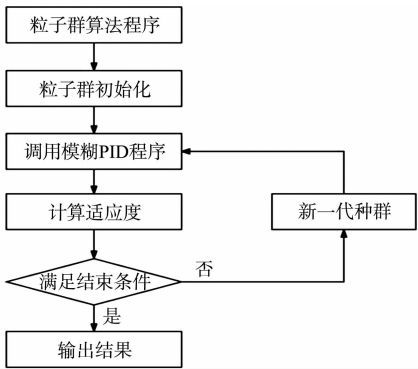


图 3 粒子群算法优化模糊 PID 参数流程图
Fig. 3 Flow chart of particle swarm algorithm for optimizing fuzzy PID parameters

验仪器包括 dSPACE 系统、控制器、功率放大器、作动器、力传感器等。

硬件在环仿真试验,如图 5 所示。首先,将 Simulink 模型编译到 dSPACE 软件实时平台,dSPACE 硬件与控制器相连,在编译软件上编写控制程序,并下载到控制器中,将控制器连接功率放大器的 AC 交流电接口,功率放大器再与作动器相连,在作动器头部安装力传感器,力传感器输出的信号连接到 dSPACE 硬件中,在上位机上显示实时力的大小,从而形成闭环控制。

4.2 试验结果分析

在 dSPACE 软件实时平台的 Controldesk 中观察和监测试验结果,并对数据结果进行分析和处理,试验工况设定时间为 5 s,车速设定为 $60\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$,路面等级为 C 级。座椅悬架主动控制力实际值与理论值的对比,如图 6 所示。

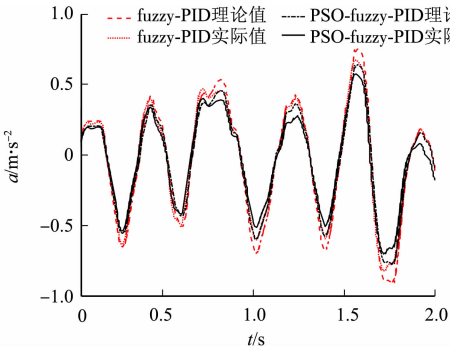
由图 6 可知:座椅主动悬架控制力理论峰值为 122.8 N ,实际峰值为 132.9 N ,两者最大偏差为 8.22% ,误差在可接受范围。

不同控制方法下座椅加速度的实际值与理论值,如表 3 所示,相应的对比曲线,如图 7 所示。表 3 中: $a_{2,\text{th}},a_{2,\text{re}}$ 分别为模糊 PID 控制的座椅加速度的理论值和实际值; $a_{3,\text{th}},a_{3,\text{re}}$ 分别为粒子群优化模糊 PID 控制的座椅加速度的理论值和实际值; η 为相较于被动悬架座椅的变化幅度。由表 3 及图 7 可知:粒子群优化模糊 PID 控制的座椅加速度的实际值和理论值均低于模糊 PID 控制 16.5% 以上,低于被动悬架座椅 50% 以上,减振性能明显;实际值和理论值之间的偏差均在 6.4% 左右,误差在可接受范围,验证了该方法在硬件在环测试环境下的可行性。

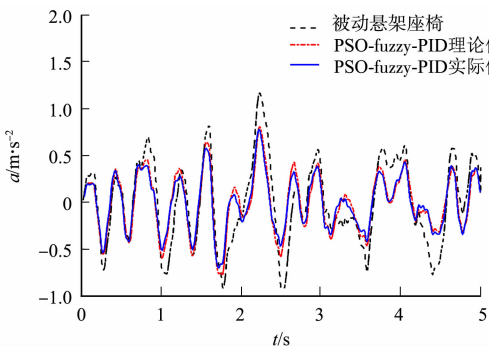
表 3 不同控制方法下座椅加速度的实际值与理论值

Tab. 3 Real values and theoretical values of seat acceleration under different control methods

参数	数值	$\eta/\%$	参数	数值	$\eta/\%$
$a_1/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	0.533 1	—	$a_{3,\text{th}}/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	0.257 9	—51.62
$a_{2,\text{th}}/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	0.352 7	—33.84	$a_{3,\text{re}}/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	0.241 5	—54.70
$a_{2,\text{re}}/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	0.329 8	—38.13			



(a) PSO-fuzzy-PID 和 fuzzy-PID



(b) PSO-fuzzy-PID 和被动悬架座椅

图 7 不同控制方法下座椅加速度实际值与理论值的对比

Fig. 7 Comparison of real values and theoretical values of seat acceleration under different control methods

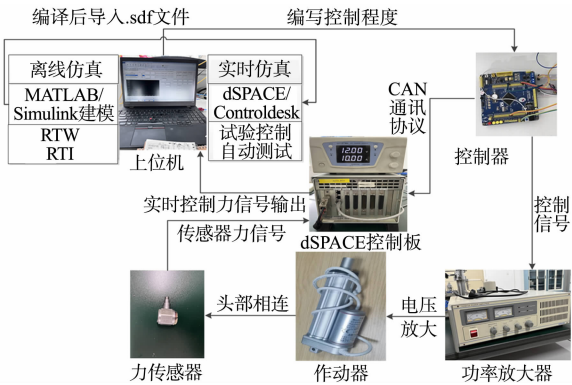


图 5 硬件在环仿真试验

Fig. 5 Hardware-in-the-loop simulation test

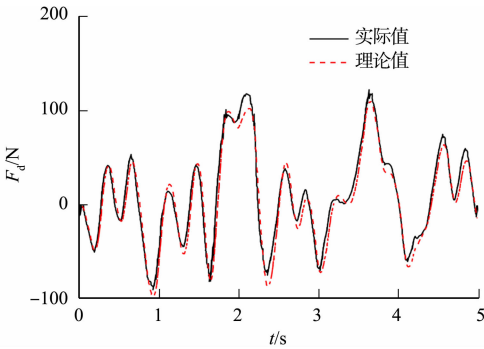


图 6 座椅悬架主动控制力实际值与理论值的对比

Fig. 6 Comparison between real values and theoretical values of active control force of seat suspension

5 结束语

提出一种粒子群算法优化模糊 PID 控制的方法,该方法不但具有模糊 PID 控制的优点,能较好地适应非线性时变的车辆座椅系统,而且利用粒子群算法搜索能力强、收敛速度快的特点优化模糊 PID 控制的量化因子、比例因子和模糊规则等参数,克服了模糊 PID 控制参数的选取存在主观性和经验性的问题。仿真结果表明,在 C 级路面激励,不同行驶车速下,相较于模糊 PID 控制和被动悬架座椅,采用文中控制器的座椅减振效果更佳。

参考文献:

- [1] 刘杉,孙琦,侯力文,等.基于加速粒子群的车辆座椅悬架最优控制研究[J].噪声与振动控制,2018,38(3):49-54,59.
- [2] TSENG H E,HROVAT D.State of the art survey: Active and semi-active suspension control[J].Vehicle System Dynamics,2015,53(7):1034-1062.DOI:10.1080/00423114.2015.1037313.
- [3] LI Weixing,DU Haiping,NING Donghong,*et al.*Event-riggered H_{∞} control for active seat suspension systems based on relaxed conditions for stability[J].Mechanical Systems and Signal Processing,2021,149:1-15.DOI:10.1016/j.ymssp.2020.107210.
- [4] GAN Zhengkang,ANDREW J H,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.
- [5] 于曰伟,赵雷雷,周长城,等.车辆座椅次优控制主动悬架设计及分析[J].北京邮电大学学报,2021,44(3):87-93.DOI:10.13190/j.jbupt.2020-219.
- [6] SHI Hongyan,PAN Shouli,LIU Liping,*et al.*Research on active suspension control strategy based on fuzzy PID control[J].Hydrome-Chatronic Engineering,2015,43(24):67-74.
- [7] 袁传义,张焱,唐金花.强横风作用下车辆半主动悬架模糊 PID 控制研究[J].噪声与振动控制,2022,42(3):168-171,236.
- [8] 胡启国,杨晨光.考虑路面时变的整车主动悬架的改进模糊 PID 集成控制策略[J].现代制造工程,2020,2:20-25.
- [9] 冯金芝,喻凡,郑松林,等.基于遗传算法的主动油气悬架分成控制[J].上海交通大学学报,2014,48(4):525-531.
- [10] 马克,米林,谭伟,等.基于 FPGA 的汽车主动悬架模糊自适应 PID 控制器设计[J].机床与液压,2018,46(2):95-99,148.DOI:10.3969/j.issn.1001-3881.2018.14.027.
- [11] 赵家豪,魏民祥,丁玉章,等.增程式 APU 混沌退火混合粒子群优化模糊 PID 动态控制[J].航空动力学报,2021,36(6):1213-1221.DOI:10.13224/j.cnki.jasp.2021.06.010.
- [12] BOUKHALFA G,BELKACEM S,GHIKHI A,*et al.*Genetic algorithm and particle swarm optimization tuned fuzzy PID controller on direct torque control of dual star induction motor[J].Journal of Central South University,2019,26(7):1886-1896.DOI:10.1007/s11771-019-4142-3.
- [13] 李扬,侯加林,苑进,等.基于改进 PSO 的模糊 PID 高枝修剪机械臂末端抑振算法与试验[J].农业工程学报,2017,33(10):49-58.DOI:10.11975/j.issn.1002-6819.2017.10.007.
- [14] 余志生.汽车理论[M].6版.北京:机械工业出版社,2018.
- [15] EBERHART R C,KENNEDY J.A new optimizer using particle swarm theory[C]//Proceedings of the Sixth International Symposium on Micro Machine and Human Science.Piscataway:IEEE Service Center,1995:39-43.
- [16] SHI Yuhui,EBERHART R C.A modified particle swarm optimizer[C]//Proceedings of the IEEE Congress on Evolutionary Computation.Piscataway:IEEE Service Center,1999:69-73.
- [17] 周嗣理,李国丽,王群京,等.基于改进粒子群优化算法的永磁球形电机驱动策略研究[J].电工技术学报,2023,38(1):166-176,189.DOI:10.19595/j.cnki.1000-6753.tces.210841.
- [18] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION.Mechanical vibration and shock human exposure to whole-body vibration-part 1: General requirements: ISO 2631-1-1997[S].Geneva:International Organization for Standardization,1997.

(责任编辑:钱筠 英文审校:吴跃勤)