基于变权重线性二次型调节器的主动悬架控制

吕金运　秦玉英　杜俊风　王军

（辽宁工业大学，锦州 121001）

【摘要】针对车辆主动悬架系统线性二次型调节器（LQR）因固定权重系数无法满足复杂工况需求，导致优化方向难以精准控制的问题，建立永磁直线电机作动器模型、七自由度主动悬架模型和状态空间方程，根据不同路面、车速划分多种工作模式，使用层次分析法（AHP）确定适应度函数加权系数，利用红嘴蓝鹊优化（RBMO）算法优化权重系数矩阵，在不同工况下进行MATLAB/Simulink仿真分析，结果表明：与被动悬架相比，舒适性模式下车身垂向加速度、俯仰角加速度，以及右前、左前、左后、右后侧悬架动行程分别改善27%、30%、17%、14%、8%、15%；安全性模式下侧倾角加速度及右前、左前、左后、右后侧轮胎动载荷分别改善41%、15%、18%、15%、17%；综合性模式下车身垂向加速度、俯仰角加速度、侧倾角加速度分别改善35%、32%、48%。进一步通过CarSim/Simulink联合仿真分析所提出策略的综合性能，结果表明，该控制策略在不同模式下取得了一定程度的改善。

关键词：红嘴蓝鹊优化　线性二次型调节器　主动悬架　多模式　变权重系数　适应度函数

中图分类号：U463.33　　**文献标志码：**A　　**DOI：**10.20104/j.cnki.1674-6546.20250263

Variable-Weighting Linear Quadratic Regulator Control Strategy for Active Suspension Systems

Lü Jinyun, Qin Yuying, Du Junfeng, Wang Jun

(Liaoning University of Technology, Jinzhou 121001)

【Abstract】Traditional Linear Quadratic Regulator (LQR) control in vehicle active suspension systems faces challenges in precisely directing optimization due to fixed weight coefficients, which fail to meet the demands of complex operating conditions. To address this issue, a permanent magnet linear motor actuator model, a seven-degree-of-freedom active suspension model and state-space equations are established. Multiple operating modes are defined according to different road profiles and vehicle speeds. The Analytic Hierarchy Process (AHP) is employed to determine weighted coefficients for the fitness function, and the Red-billed Blue Magpie Optimization (RBMO) algorithm is utilized to optimize the LQR weight coefficient matrices. Simulations under various operating conditions are conducted using MATLAB/Simulink. The results indicate that, compared with a passive suspension system, the proposed strategy improves vertical body acceleration, pitch angular acceleration and the dynamic deflection of the right front, left front, left rear, and right rear suspensions in comfort mode by 27%, 30%, 17%, 14%, 8%, and 15%, respectively. In safety mode, roll angular acceleration and the dynamic loads of the right front, left front, left rear, and right rear tires are improved by 41%, 15%, 18%, 15%, and 17%, respectively. In integrated mode, body acceleration pitch angular acceleration and roll angular acceleration are improved by 35%, 32%, and 48%, respectively. Further validation through CarSim/Simulink co-simulation demonstrates that the proposed control strategy achieves a notable level of performance improvement across different modes.

Key words: Red-billed Blue Magpie Optimizer (RBMO), Linear Quadratic Regulator (LQR), Active suspension, Multimodal, Variable weight coefficients, Fitness function

【引用格式】吕金运，秦玉英，杜俊风，等. 基于变权重线性二次型调节器的主动悬架控制[J]. 汽车工程师，2026(6)：23-30+36.

LÜ J Y, QIN Y Y, DU J F, et al. Variable-Weighting Linear Quadratic Regulator Control Strategy for Active Suspension Systems[J]. Automotive Engineer, 2026(6): 23-30+36.

1 前言

车辆的平顺性和操纵稳定性直接影响驾驶安全性与乘坐体验。为此，研究人员针对主动、半主动悬架系统提出了多种控制方法[1]。其中，线性二次型调节器（Linear Quadratic Regulator，LQR）控制应用最为广泛。状态量权重矩阵和控制量权重矩阵的设计是LQR控制的关键，然而，传统的权重矩阵设计方法依赖于专家经验，具有主观性且效率低。近年来，研究人员开始采用优化算法对权重矩阵进行优化取值：耿玺钧等[2]提出基于线性递减权值的粒子群优化（Particle Swarm Optimization，PSO）算法优化权重矩阵；陈潇凯等[3]采用遗传算法优化权重矩阵；王雅璇等[4]使用改进人工蜂群算法优化最优控制器权重系数；陆柯伟等[5]采用PSO算法优化LQR控制器的权重矩阵。这些优化算法使用的适应度函数是固定的[6]，难以适应复杂多变的道路行驶工况，优化方向也不易控制。

本文根据车速和路面不平度系数划分工作模式，在不同模式下设置与控制目标相对应的适应度函数，通过层次分析法（Analytic Hierarchy Process，AHP）确定各模式下的适应度函数加权系数，利用红嘴蓝鹊优化（Red-billed Blue Magpie Optimizer，RBMO）算法优化LQR控制的权重矩阵，并获得主动悬架最优控制力，基于MATLAB/Simulink搭建随机路面模型、主动悬架模型及控制器，仿真分析该策略的性能指标，随后通过CarSim/Simulink联合仿真，进一步依托CarSim的高精度车辆模型对控制策略进行验证。

2 电磁主动悬架及直线电机作动器

2.1 电磁主动悬架结构及原理

本文研究的电磁主动悬架基本结构如图1所示，主要包括直线电机作动器、螺旋弹簧、减振器、传感器、控制器、车身和车桥等部件，其中，螺旋弹簧、减振器和直线电机作动器垂直安装在车身和车桥之间，控制车身和车架的相对垂直运动。车辆行驶时，来自路面的激励通过车轮和悬架系统向上传递至车身，加速度传感器将检测到的车身垂直运动的加速度信号传输至主动悬架控制器，控制器运算后输出相应信号，控制直线电机作动器输出合适的主动力对车身和车架的相对运动进行调控，进而实现减振。

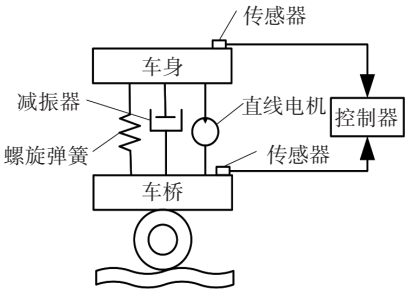


图1 电磁直线电机式主动悬架

2.2 直线电机数学模型的建立和控制

变量参数多、高度耦合是电机的显著特点，要实现对永磁直线电机的控制，首先要对控制变量进行解耦，由三相电流ABC坐标进行克拉克（Clark）变换得到两相静止α-β坐标，再进行帕克（Park）变换得到两相旋转d-q坐标，从而实现对电机输出变量的控制。

直线电机在d-q坐标系下的电压方程和磁链方程分别为：

$$\begin{cases} u_d = R_s i_d + \dfrac{\mathrm{d}\psi_d}{\mathrm{d}t} - \dfrac{\pi}{\tau_p}\nu_0\psi_q \\ u_q = R_s i_q + \dfrac{\mathrm{d}\psi_q}{\mathrm{d}t} + \dfrac{\pi}{\tau_p}\nu_0\psi_d \end{cases} \tag{1}$$

$$\begin{cases} \psi_d = L_d \cdot i_d + \psi_{mf} \\ \psi_q = L_q \cdot i_q \end{cases} \tag{2}$$

式中：R_s为初级绕组电阻，u_d、u_q分别为定子绕组的直、交轴电压，i_d、i_q分别为定子绕组的直、交轴电流，ψ_d、ψ_q分别为永磁体的直、交轴磁链分量，L_d、L_q分别为直、交轴电感，ψ_{mf}为永磁体磁链最大值，ν_0为电机直线速度，τ_p为极距。

电磁直线作动器的推力方程为：

$$F_e = \frac{3}{2}\frac{n_p\pi}{\tau_p}\psi_{mf} i_q \tag{3}$$

式中：n_p为永磁体极对数。

则可令直线电机的电磁推力为：

$$F_e = k_i i_q \tag{4}$$

式中：$k_i = \dfrac{3\pi n_p \psi_{mf}}{2\tau_p}$为直线电机的电磁推力常数。

直线电机的直线运动方程为：

$$m\frac{\mathrm{d}\nu}{\mathrm{d}t} = F_e - F_L - B_v\nu_0 \tag{5}$$

式中：m为电机动子质量，F_L为负载阻力，B_v为摩擦阻尼系数。

直线电机采用i_d=0控制，这种方法简单高效，只需控制交轴电流i_q即可控制电机的电磁推力，直线

电机作动器控制系统如图2所示。

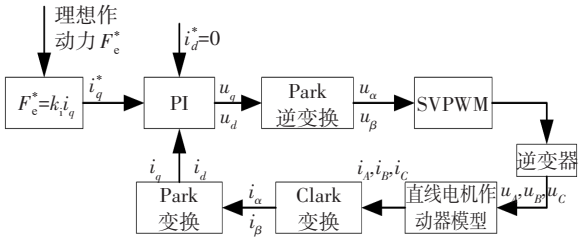


图2　直线电机作动器控制系统原理

在MATLAB/Simulink中搭建直线电机电流环PI控制模块，仿真参数为：电压U_{dc}=310 V，直线作动器动子的质量m=1 kg，电枢电阻R_s=0.35 Ω，极距τ_p=0.012 8 m，极对数n_p=4，永磁体磁链最大值ψ=0.045 Wb，粘滞摩擦系数B_v=0.1 N·s/m，d、q轴电感L_d=L_q=0.004 15 H。主动控制力仿真结果如图3所示。

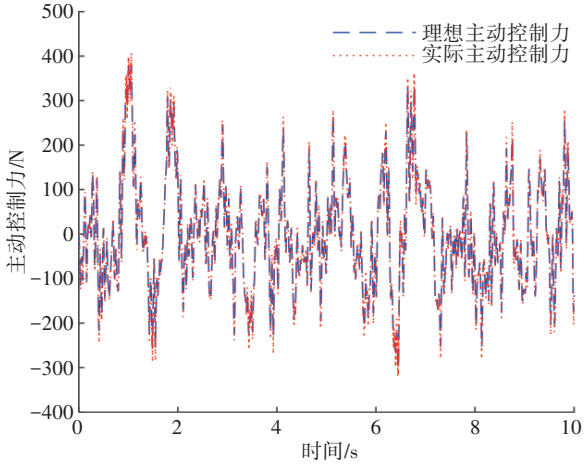


图3　永磁直线电机推力仿真结果

参考仿真结果，永磁直线电机作动器输出的电磁推力能够较好地实现主动悬架控制器的目标值。

3　车辆模型与状态空间方程的建立

3.1　七自由度车辆模型

建立整车七自由度主动悬架系统的动力学模型，如图4所示，其中，m_s、z_s分别为车身质心的质量和垂向位移，m_i、k_{ti}、z_i、z_{si}、z_{ri}分别为各轮的质量、轮胎刚度、车身垂向位移、车轮垂向位移、路面垂向位移，i=1,2,3,4分别表示右前、左前、左后和右后轮，k_j、c_j、u_j分别为各悬架的弹簧刚度、阻尼系数、主动作动力输入，j=1,2,3,4分别表示右前、左前、左后和右后悬架，a、b分别为质心到前、后轴的距离，l_l、l_r分别为质心至左、右侧车轮的距离。以车辆的纵向为x轴、侧向为y轴、垂直方向为z轴建立汽车坐标系，设θ为绕y轴的俯仰角、I_y为绕y轴的俯仰转动惯量、φ为绕x轴的侧倾角、I_x为绕x轴的侧倾转动惯量。

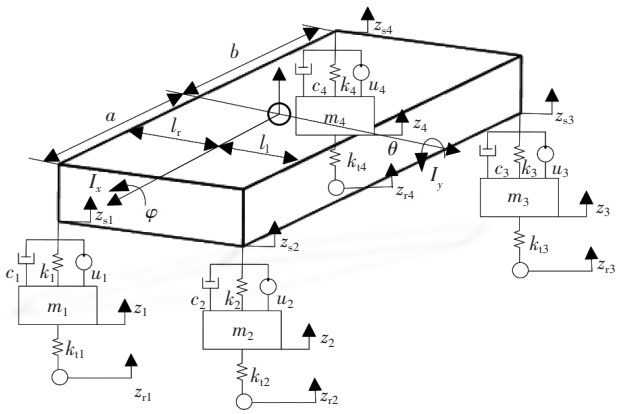


图4　整车主动悬架系统模型

根据牛顿运动定律建立车辆系统的动力学方程，车身质心的垂向运动方程、车身侧倾运动方程、车身俯仰运动方程和4个车轮的垂向运动方程分别为：

$$\begin{aligned}m_s\ddot{z}_s=&k_1(z_1-z_{s1})+c_1(\dot{z}_1-\dot{z}_{s1})+k_2(z_2-z_{s2})+\\&c_2(\dot{z}_2-\dot{z}_{s2})+k_3(z_3-z_{s3})+c_3(\dot{z}_3-\dot{z}_{s3})+\\&k_4(z_4-z_{s4})+c_4(\dot{z}_4-\dot{z}_{s4})+u_1+u_2+u_3+u_4\end{aligned}\tag{6}$$

$$\begin{aligned}I_x\ddot{\varphi}=&-l_r[k_1(z_1-z_{s1})+c_1(\dot{z}_1-\dot{z}_{s1})+k_4(z_4-z_{s4})+\\&c_4(\dot{z}_4-\dot{z}_{s4})+u_1+u_4]+l_l[k_2(z_2-z_{s2})+\\&c_2(\dot{z}_2-\dot{z}_{s2})+k_3(z_3-z_{s3})+c_3(\dot{z}_3-\dot{z}_{s3})+u_2+u_3]\end{aligned}\tag{7}$$

$$\begin{aligned}I_y\ddot{\theta}=&-a[k_1(z_1-z_{s1})+c_1(\dot{z}_1-\dot{z}_{s1})+k_2(z_2-z_{s2})+\\&c_2(\dot{z}_2-\dot{z}_{s2})+u_1+u_2]+b[k_3(z_3-z_{s3})+\\&c_3(\dot{z}_3-\dot{z}_{s3})+k_4(z_4-z_{s4})+c_4(\dot{z}_4-\dot{z}_{s4})+\\&u_3+u_4]\end{aligned}\tag{8}$$

$$\begin{cases}m_1\ddot{z}_1=k_{t1}(z_{r1}-z_1)-k_1(z_1-z_{s1})-c_1(\dot{z}_1-\dot{z}_{s1})-u_1\\m_2\ddot{z}_2=k_{t2}(z_{r2}-z_2)-k_2(z_2-z_{s2})-c_2(\dot{z}_2-\dot{z}_{s2})-u_2\\m_3\ddot{z}_3=k_{t3}(z_{r3}-z_3)-k_3(z_3-z_{s3})-c_3(\dot{z}_3-\dot{z}_{s3})-u_3\\m_4\ddot{z}_4=k_{t4}(z_{r4}-z_4)-k_4(z_4-z_{s4})-c_4(\dot{z}_4-\dot{z}_{s4})-u_4\end{cases}\tag{9}$$

当车身俯仰角和侧倾角变化范围很小时，4个车轮上方悬架的垂向位移可以表示为：

$$\begin{cases}z_{s1}=z_s-l_r\varphi-a\theta\\z_{s2}=z_s+l_l\varphi-a\theta\\z_{s3}=z_s+l_l\varphi+b\theta\\z_{s4}=z_s-l_r\varphi+b\theta\end{cases}\tag{10}$$

3.2　状态空间方程

由式(6)~式(10)可得系统的状态空间方程和输出方程为：

$$\begin{cases}\dot{\boldsymbol{X}}=\boldsymbol{AX}+\boldsymbol{BU}+\boldsymbol{FW}\\\boldsymbol{Y}=\boldsymbol{CX}+\boldsymbol{DU}+\boldsymbol{GW}\end{cases}\tag{11}$$

式中：$\boldsymbol{A}$为系统矩阵，$\boldsymbol{B}$为输入矩阵，$\boldsymbol{C}$为输出矩阵，$\boldsymbol{D}$为直通矩阵，$\boldsymbol{F}$、$\boldsymbol{G}$分别为扰动输入、输出矩阵，$\boldsymbol{X}=\left[z_s\ \dot{z}_s\ \varphi\ \dot{\varphi}\ \theta\ \dot{\theta}\ z_1\ \dot{z}_1\ z_2\ \dot{z}_2\ z_3\ \dot{z}_3\ z_4\ \dot{z}_4\right]^{\mathrm{T}}$、

$\boldsymbol{Y}=[\boldsymbol{Y}_1 \quad \boldsymbol{Y}_2]^{\mathrm{T}}$ 分别为状态变量和输出变量，$\boldsymbol{Y}_1=[\ddot{z}_{\mathrm{s}} \quad \ddot{\varphi} \quad \ddot{\theta} \quad z_{\mathrm{s}1}-z_1 \quad z_{\mathrm{s}2}-z_2 \quad z_{\mathrm{s}3}-z_3]$，$\boldsymbol{Y}_2=[z_{\mathrm{s}4}-z_4 \quad z_1-z_{\mathrm{r}1} \quad z_2-z_{\mathrm{r}2} \quad z_3-z_{\mathrm{r}3} \quad z_4-z_{\mathrm{r}4}]$，$\boldsymbol{U}=[u_1 \quad u_2 \quad u_3 \quad u_4]^{\mathrm{T}}$、$\boldsymbol{W}=[z_{\mathrm{r}1} \quad z_{\mathrm{r}2} \quad z_{\mathrm{r}3} \quad z_{\mathrm{r}4}]^{\mathrm{T}}$分别为输入变量和干扰变量。

4 主动悬架LQR控制器的设计

建立主动悬架LQR控制的评价指标，包含车身垂向加速度、侧倾角加速度、俯仰角加速度、4个悬架动行程、4个轮胎动载荷和4个悬架主动作动力。

LQR控制的目标函数J可定义为悬架系统的各性能评价指标和主动控制力的权重平方和的积分：

$$\begin{aligned}J=\int_0^{+\infty}[&q_1\ddot{z}_{\mathrm{s}}^2+q_2\ddot{\varphi}^2+q_3\ddot{\theta}^2+q_4(z_{\mathrm{s}1}-z_1)^2+\\&q_5(z_{\mathrm{s}2}-z_2)^2+q_6(z_{\mathrm{s}3}-z_3)^2+q_7(z_{\mathrm{s}4}-z_4)^2+\\&q_8(z_1-z_{\mathrm{r}1})+q_9(z_2-z_{\mathrm{r}2})+q_{10}(z_3-z_{\mathrm{r}3})+\\&q_{11}(z_4-z_{\mathrm{r}4})+r_1u_1+r_2u_2+r_3u_3+r_4u_4]\mathrm{d}t\end{aligned}\tag{12}$$

式中：q_1、q_2、q_3分别为车身垂向加速度权重系数、侧倾角加速度权重系数、俯仰角加速度权重系数，q_4~q_7为悬架动挠度权重系数，q_8~q_{11}为轮胎动载荷权重系数，r_1~r_4为控制量的权重系数。

将式(12)整理为标准二次型的形式：

$$J=\int_0^{\infty}[\boldsymbol{X}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{X}+\boldsymbol{U}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{R}\boldsymbol{U}+2\boldsymbol{X}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}\boldsymbol{U}]\mathrm{d}t\tag{13}$$

式中：$\boldsymbol{Q}=\boldsymbol{C}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}_0\boldsymbol{C}$为控制状态的半正定实对称矩阵，$\boldsymbol{R}=\boldsymbol{D}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}_0\boldsymbol{D}+\boldsymbol{R}_0$为控制输入的正定实对称矩阵，$\boldsymbol{Q}_0=diag(q_1,q_2,\cdots,q_{11})$，$\boldsymbol{R}_0=diag(r_1,r_2,r_3,r_4)$，$\boldsymbol{N}=\boldsymbol{C}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}_0\boldsymbol{D}$。

由黎卡提方程求解出矩阵$\boldsymbol{P}$：

$$\boldsymbol{P}\boldsymbol{A}+\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}-(\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_1+\boldsymbol{N})\boldsymbol{R}^{-1}(\boldsymbol{B}_1^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}+\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}})+\boldsymbol{Q}=0\tag{14}$$

式中：$\boldsymbol{B}_1$为作动器输入矩阵。

则最优控制反馈增益矩阵$\boldsymbol{K}$为：

$$\boldsymbol{K}=\boldsymbol{R}^{-1}(\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}+\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}})\tag{15}$$

系统输入为：

$$\boldsymbol{U}=-\boldsymbol{K}\boldsymbol{X}\tag{16}$$

5 多模式权重系数优化

车辆在行驶过程中，路面条件和车速是变化的。为满足不同行驶工况对悬架减振性能的需求，本文根据车速和路面等级划分3种工作模式[7]，设计相应的控制目标，并建立适应度函数，多模式切换规则如表1所示，其中：综合性模式兼顾车辆的平顺性和安全性，提高车辆的综合性能；安全性模式以侧倾角加速度和轮胎动载荷为重点优化对象，提高轮胎的附着能力，提高行车安全性；舒适性模式以车身垂向加速度、质心俯仰角加速度为重点优化对象。

表1 多模式切换规则

路面等级	低速范围	中速范围	高速范围
A	舒适	舒适	安全
B	舒适	综合	安全
C	综合	综合	安全
D	安全	安全	安全

表1中，低、中、高速范围分别为(0,60) km/h、[60,90) km/h、[90,120) km/h。

5.1 适应度函数的建立

由式(13)~式(16)可知，最优控制的设计依赖于权重系数的选取。此类多目标优化问题的目的是在满足约束条件的前提下寻找使适应度函数尽可能小的一组设计变量。设计变量为：

$$\boldsymbol{q}=[q_i \quad r_1 \quad r_2 \quad r_3 \quad r_4],i=1,2,\cdots,11\tag{17}$$

由于性能指标的单位和数量级各不相同，将适应度函数设计为悬架各性能指标的归一化之和，约束条件为主动悬架的车身垂向加速度和侧倾角加速度均方根较被动悬架小[8]：

$$\begin{aligned}\min L=&\alpha_1\frac{f[\ddot{z}_{\mathrm{b}}]_{\mathrm{A}}}{f[\ddot{z}_{\mathrm{b}}]_{\mathrm{P}}}+\alpha_2\frac{f[\ddot{\varphi}]_{\mathrm{A}}}{f[\ddot{\varphi}]_{\mathrm{P}}}+\alpha_3\frac{f[\ddot{\theta}]_{\mathrm{A}}}{f[\ddot{\theta}]_{\mathrm{P}}}+\\&\alpha_4\frac{f[z_{si}-z_i]_{\mathrm{A}}}{f[z_{si}-z_i]_{\mathrm{P}}}+\alpha_5\frac{f[z_i-z_{ri}]_{\mathrm{A}}}{f[z_i-z_{ri}]_{\mathrm{P}}},i=1,2,3,4\end{aligned}$$

$$\text{s.t.}\begin{cases}f[\ddot{z}_{\mathrm{b}}]_{\mathrm{A}}<f[\ddot{z}_{\mathrm{b}}]_{\mathrm{P}}\\f[\ddot{\varphi}]_{\mathrm{A}}<f[\ddot{\varphi}]_{\mathrm{P}}\\f[z_{si}-z_i]_{\mathrm{A}}<40\ \mathrm{mm}\\f[k_{ti}(z_i-z_{ri})]_{\mathrm{A}}<\dfrac{1}{3}\dfrac{\left(m_{\mathrm{s}}+\sum m_i\right)}{4}g\\i=1,2,3,4\end{cases}\tag{18}$$

式中：α_1~α_5为适应度函数中各性能指标的加权系数；$f[\ddot{z}_{\mathrm{b}}]_{\mathrm{A}}$、$f[\ddot{\varphi}]_{\mathrm{A}}$、$f[\ddot{\theta}]_{\mathrm{A}}$、$f[z_{si}-z_i]_{\mathrm{A}}$、$f[z_i-z_{ri}]_{\mathrm{A}}$分别为主动悬架的车身垂向加速度、侧倾角加速度、俯仰角加速度均方根、4个悬架动行程均方根、4个轮胎动载荷均方根，$f[\ddot{z}_{\mathrm{b}}]_{\mathrm{P}}$、$f[\ddot{\varphi}]_{\mathrm{P}}$、$f[\ddot{\theta}]_{\mathrm{P}}$、$f[z_{si}-z_i]_{\mathrm{P}}$、$f[z_i-z_{ri}]_{\mathrm{P}}$分别为被动悬架的车身垂向加速度、侧倾角加速度、俯仰角加速度均方根、4个悬架动行程均方根、4个轮胎动载荷均方根。

使用RBMO算法[9]求解LQR控制的权重系数，

设置搜索代理规模 N=50个、终止迭代次数 T=50次。搜索代理分为小团体和集群，通过寻找食物、攻击猎物与存储求解权重系数，如图5所示。

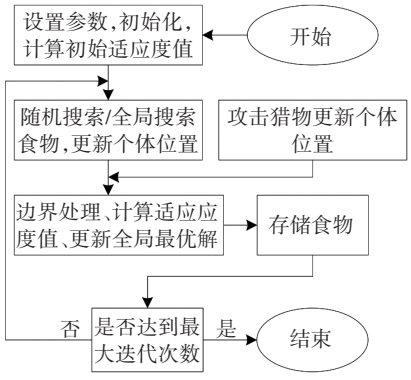


图5　RBMO算法优化LQR控制流程

5.2　适应度函数加权系数的确定

按照层次分析法的要求[10]，针对车身垂向加速度、侧倾角加速度、俯仰角加速度、悬架动行程、悬架动载荷5个指标，根据各模式下的判断矩阵得到相应的适应度函数加权系数[8]，如表2所示。

表2　各模式下的适应度函数加权系数

模式	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5
安全	0.05	0.37	0.03	0.15	0.40
舒适	0.50	0.13	0.26	0.07	0.04
综合	0.18	0.18	0.18	0.10	0.36

6　仿真分析

6.1　MATLAB/Simulink仿真分析

在3种模式下，设置对应的适应度函数加权系数，采用PSO算法、RBMO算法优化LQR控制器权重系数，在MATLAB/Simulink仿真软件中建立七自由度主动悬架模型，车辆模型参数参考文献[11]。

由滤波白噪声模型搭建的随机路面输入为[12]：

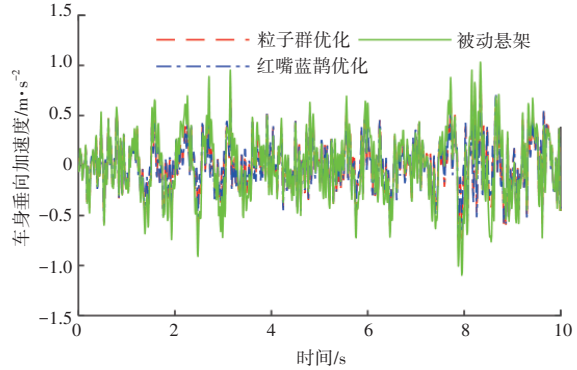
$$\dot{z}_r(t)+2\pi v n_1 z_r(t)=2\pi n_0\sqrt{G_q(n_0)v}\,w(t) \quad (19)$$

式中：$z_r(t)$为路面垂向位移；v为车速；n_1=0.01 m^{-1}为空间截止频率下限；$G_q(n_0)$为路面不平度系数，B、C级路面的路面不平度系数分别为256×10^{-6}、64×10^{-6}；n_0=0.1 m^{-1}为参考空间频率；$w(t)$为均值为0、方差为1的标准高斯白噪声。

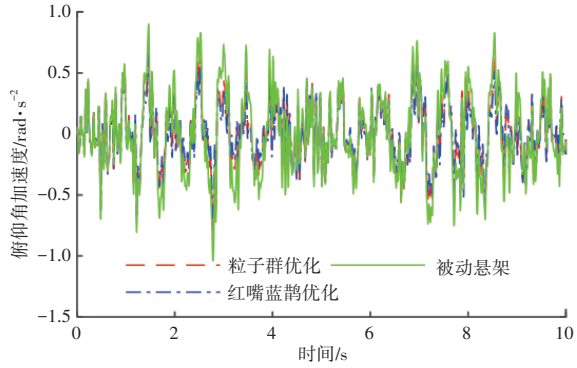
选取B级路面，分别在36 km/h、90 km/h、72 km/h的车速条件下进行仿真分析，由表1可知，上述3种工况相对应的模式分别为舒适性、安全性、综合性模式。使用PSO算法、RBMO算法求解出3种模式下的适应度值和权重系数，如表3所示。根据各模式的权重系数得到反馈矩阵 $\boldsymbol{K}$，实现对悬架系统输出的优化控制，3种工作模式下的性能指标仿真结果如图6~图8所示。

表3　多模式下LQR权重系数优化结果

模式	车速/km·h^{-1}	算法	适应度值	q_1	q_2	q_3	q_4	q_5	q_6	q_7	q_8	q_9	q_{10}	q_{11}	r_1	r_2	r_3	r_4
舒适	36	PSO	1.053	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	0.001	1 000	0.001	0.001	0.001
		RBMO	1.011	1 000	1 000	1 000	999	999	999	999	75.8	6.2	750	198	0.001	0.001	0.001	0.001
安全	90	PSO	124	0.001	1 000	1 000	1 000	1 000	0.001	0.001	0.001	1 000	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	1 000
		RBMO	78	0.002	1 000	999	0.406	998	999	941	24.23	0.56	13.34	13.18	0.001	0.001	0.001	0.001
综合	72	PSO	539	0.001	1 000	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	1 000
		RBMO	467	802	1 000	1 000	748	332	845	998	414	2	25	150	0.01	0.01	0.01	0.01

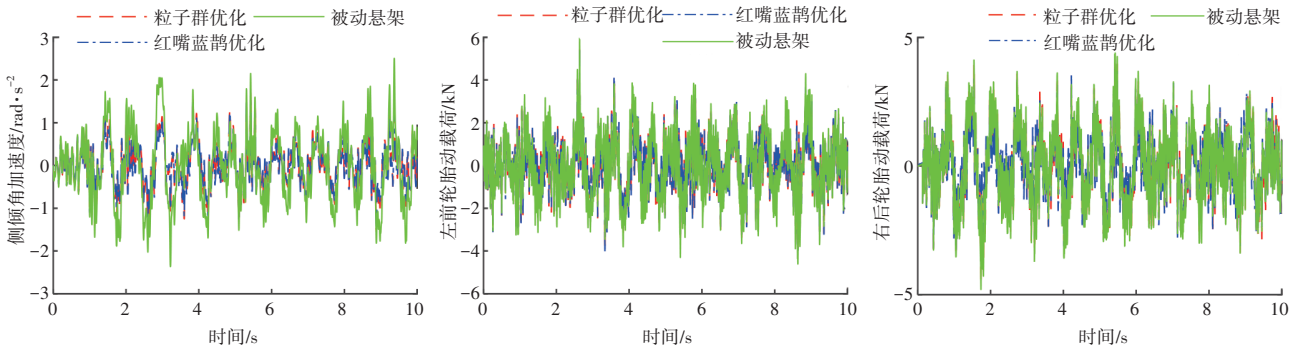


(a)车身垂向加速度



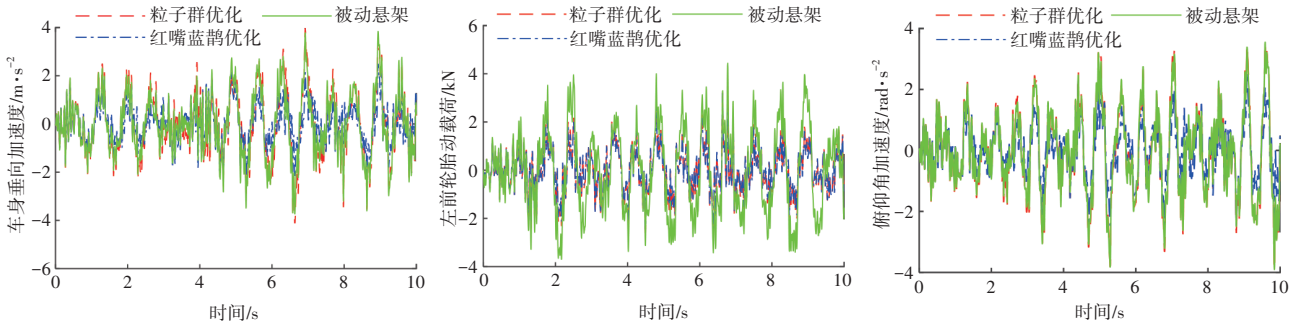
(b)俯仰角加速度

图6　舒适性模式下的仿真结果



(a)侧倾角加速度　(b)左前车轮动载荷　(c)右后车轮动载荷

图7　安全性模式下的仿真结果



(a)车身垂向加速度　(b)侧倾角加速度　(c)俯仰角加速度

图8　综合性模式下的仿真结果

由图6~图8可以看出，RBMO算法优化的主动悬架控制策略在舒适性模式下能够有效降低车身垂向加速度和俯仰角加速度，在综合性模式下能够有效降低车身垂向加速度、侧倾角加速度和俯仰角加速度，实现了舒适性和安全性的兼顾，满足车辆在复杂路况下的综合需求。在安全性模式下，该策略使侧倾角加速度和左前、右后车轮的轮胎动载荷均明显下降。根据各模式仿真结果得到悬架性能指标均方根值，如表4所示。

由上述仿真结果可知，相较于被动悬架，采用RBMO算法优化LQR控制的主动悬架在不同工作模式下的性能指标均显著改善。

6.2　CarSim/Simulink主动悬架联合仿真

为进一步验证控制策略的工程适用性，采用

表4　多模式下悬架性能指标的均方根值

参数	舒适性模式			安全性模式			综合性模式		
	PSO算法	RBMO算法	被动悬架	PSO算法	RBMO算法	被动悬架	PSO算法	RBMO算法	被动悬架
车身垂向加速度均方根/m·s^{-2}	0.25	0.24	0.33	0.71	0.65	0.66	1.31	0.83	1.28
侧倾角加速度均方根/rad·s^{-2}	0.27	0.26	0.34	0.52	0.48	0.81	0.94	0.87	1.68
俯仰角加速度均方根/rad·s^{-2}	0.26	0.23	0.33	0.52	0.47	0.75	1.33	0.88	1.29
右前悬架动行程均方根/mm	3.65	3.80	4.60	5.75	5.66	7.29	12.94	10.37	14.70
左前悬架动行程均方根/mm	4.55	4.30	5.02	8.02	7.89	9.64	14.01	12.72	16.56
左后悬架动行程均方根/mm	3.33	3.24	3.54	9.15	8.01	10.28	20.97	13.68	22.48
右后悬架动行程均方根/mm	2.93	3.04	3.57	8.93	7.41	10.08	18.40	12.50	16.89
右前车轮动载荷均方根/N	670.24	660.66	752.10	1 022.86	1 007.84	1 186.49	2 134	1 905	2 307
左前车轮动载荷均方根/N	711.70	689.18	785.13	1 178.32	1 181.61	1 439.38	2 221	2 082	2 496
左后车轮动载荷均方根/N	644.82	637.33	644.26	1 361.14	1 276.96	1 505.92	2 798	2 118	3 114
右后车轮动载荷均方根/N	644.08	640.63	667.59	1 343.96	1 217.15	1 459.67	2 675	2 048	2 522

CarSim/Simulink 联合仿真进行整车动力学性能分析。通过将所设计的控制器与 CarSim 中的高精度车辆模型相结合，可在更真实的仿真环境中评估其综合性能，如图 9 所示。

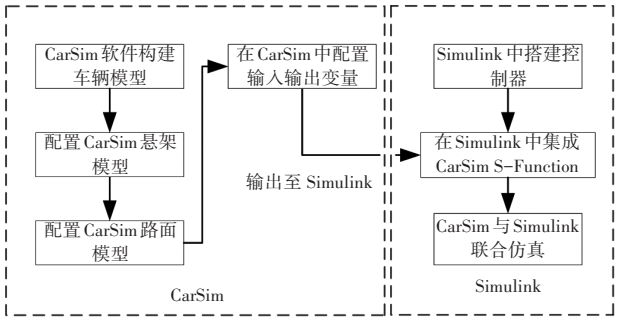


图 9　联合仿真原理

CarSim 的输入变量选择 4 个主动悬架的阻尼力，输出选择车辆质心的位移、加速度，侧倾角、侧倾角速度、侧倾角加速度，俯仰角、俯仰角速度、俯仰角加速度，4 个车轮的垂向速度、轮胎动载荷，以及 4 个悬架的动行程。

联合仿真时长设置为 30 s，前 10 s 在 A 级路面以 36 km/h 行驶（舒适性模式），第 10~20 s 在 C 级路面以 72 km/h 行驶（综合性模式），第 20~30 s 在 B 级路面以 100 km/h 行驶（安全性模式），路面激励如图 10 所示，仿真结果如图 11~图 13 所示。

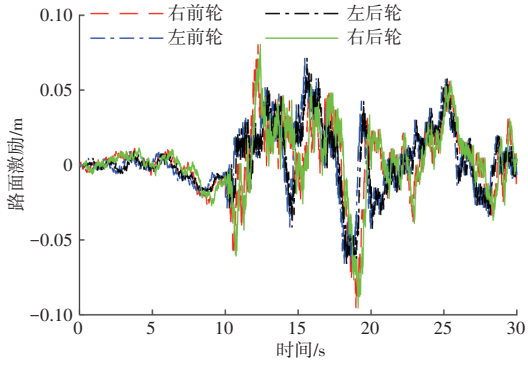
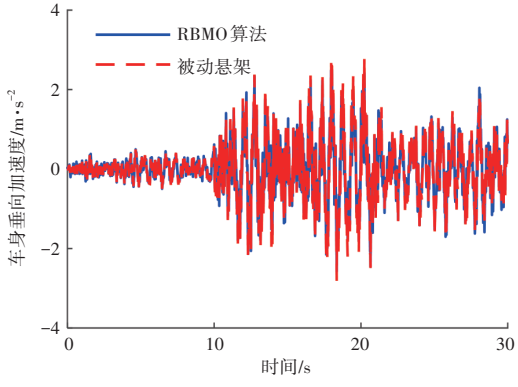
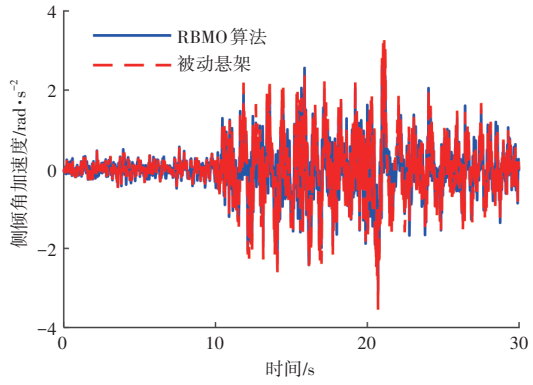


图 10　联合仿真路面激励

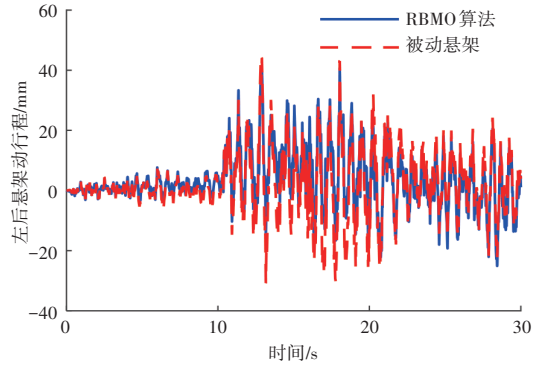


（a）车身垂向加速度

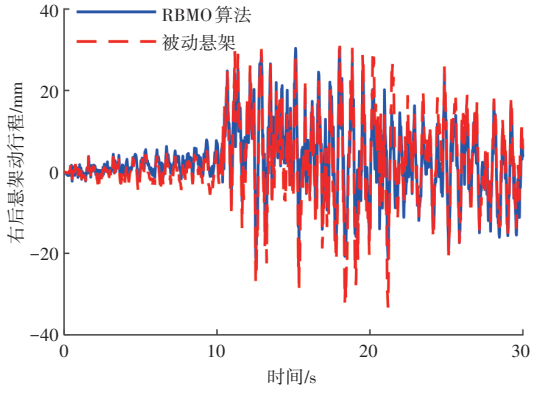


（b）侧倾角加速度

图 11　加速度仿真结果

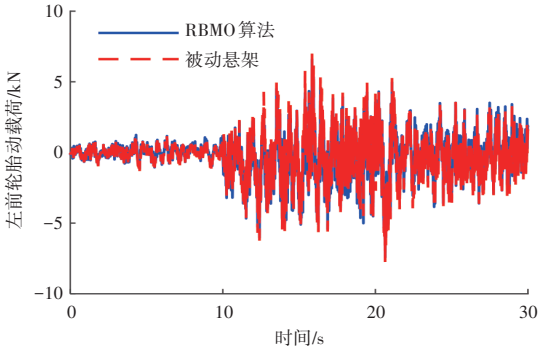


（a）左后悬架

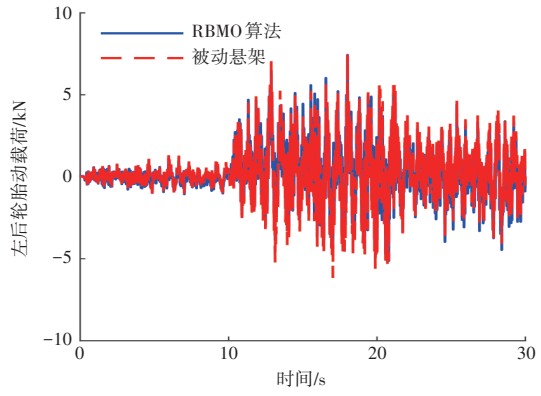


（b）右后悬架

图 12　悬架动行程仿真结果



（a）左前轮



(b)左后轮

图13　轮胎动载荷仿真结果

由上述仿真结果可知，相较于被动悬架，采用RBMO算法优化变权重系数LQR控制策略的车辆悬架性能指标显著改善：在舒适性模式下，车身垂向加速度改善了4.76%，侧倾角加速度改善了1.94%，俯仰角加速度改善了16.32%；在安全性模式下，侧倾角加速度改善了15.80%，左前、左后侧轮胎动载荷分别改善了8.82%、9.67%；在综合性模式下，车身垂向加速度改善了11.30%，侧倾角加速度改善了12.72%，左前、右后侧轮胎动载荷分别改善了5.90%、9.38%。

7　结束语

本文建立了直线电机作动器、七自由度车辆模型和状态空间方程，设计了主动悬架LQR控制器，并设置了多种工作模式及其切换策略，通过建立适应度函数，使用层次分析法确定各模式下适应度函数中的加权系数，然后使用红嘴蓝鹊优化算法求解各模式下LQR控制器的权重系数，基于MATLAB/Simulink及CarSim/Simulink开展仿真，对主动悬架的LQR控制和被动悬架各性能指标进行比较和分析，在3种模式下对应性能指标均得到有效改善，在各种工况下根据不同的需求获得了相应的性能提升。

参　考　文　献

[1] 李刚，谢淼锦，胡国良，等. 车辆磁流变半主动悬架GSA-LQG控制研究[J]. 现代制造工程，2022(11)：48-54.
LI G，XIE M J，HU G L，et al. Research on GSA-LQG Control for Vehicle Magnetorheological Semi-Active Suspension[J]. Modern Manufacturing Engineering，2022(11)：48-54.

[2] 耿玺钧，崔立堃，冯绪永，等. 基于线性递减权值PSO算法优化LQR控制的主动悬架性能研究[J]. 现代制造工程，2023(1)：43-49.
GENG X J，CUI L K，FENG X Y，et al. Study on the Performance of Active Suspension Based on LQR Control PSO Algorithm[J]. Modern Manufacturing Engineering，2023(1)：43-49.

[3] 陈潇凯，陈丰，刘向，等. 基于扰动观测器的主动悬架切换控制算法研究[J]. 汽车工程，2024，46(10)：1744-1754.
CHEN X K，CHEN F，LIU X，et al. Research on Switching Control Algorithm for Active Suspension Based on Disturbance Observer[J]. Automotive Engineering，2024，46(10)：1744-1754.

[4] 王雅璇，罗建南，罗小桃，等. 基于改进人工蜂群算法的主动悬架LQR控制器设计[J]. 噪声与振动控制，2021，41(3)：61-66.
WANG Y X，LUO J N，LUO X T，et al. Design of the Active Suspension LQR Controller Based on an Improved Artificial Swarm Algorithm[J]. Noise and Vibration Control，2021，41(3)：61-66.

[5] 陆柯伟，徐晓美，秦勇杰，等. 半挂汽车列车挂车转向PSO-LQR控制器设计[J]. 重庆理工大学学报(自然科学)，2024，38(1)：41-49.
LU K W，XU X M，QIN Y J，et al. Design of PSO-LQR Controller for Trailer Steering in Semi-Trailer Trains[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science)，2024，38(1)：41-49.

[6] 段源博，李靖玮，罗建南. 一种用于主动悬架LQG控制器设计权重优化的改进遗传算法[J]. 振动与冲击，2023，42(11)：278-283.
DUAN Y B，LI J W，LUO J N. An Improved Genetic Algorithm for Weight Optimization in LQG Controller Design of Active Suspension[J]. Journal of Vibration and Shock，2023，42(11)：278-283.

[7] 寇发荣，武大鹏，许家楠，等. 电磁混合主动悬架多模式协调切换控制[J]. 振动.测试与诊断，2023，43(3)：467-475+617-618.
KOU F R，WU D P，XU J N，et al. Multi-Mode Coordinated Switching Control for Electromagnetic Hybrid Active Suspension[J]. Journal of Vibration，Testing and Diagnosis，2023，43(3)：467-475+617-618.

[8] 朱爱鑫，袁春元，陶振兴. 制动工况下含预瞄信息的主动悬架变权重LQG控制[J]. 噪声与振动控制，2024，44(4)：211-217+277.
ZHU A X，YUAN C Y，TAO Z X. Variable-Weight LQG Control of Active Suspension with Preview Information under Braking Conditions[J]. Journal of Noise and Vibration Control，2024，44(4)：211-217+277.

(下转第36页)

[5] 王明祥. 基于长短期记忆神经网络的汽车主动悬架优化控制研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2023.
WANG M X. Research on Optimization Control of Automotive Active Suspension Based on Long ShortTerm Memory Neural Networks[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2023.

[6] 孙凤, 邢大壮, 周冉, 等. 考虑能耗的电磁主动悬架LQR控制策略[J]. 西南交通大学学报, 2023, 58(4): 754-760+798.
SUN F, XING D Z, ZHOU R, et al. LQR Control Strategy for Electromagnetic Active Suspension Considering Energy Consumption[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2023, 58(4): 754-760+798.

[7] 李登科, 冯晶晶, 王忠玉, 等. 基于改进鲸鱼优化算法的主动悬架控制策略[J]. 动力学与控制学报, 2024, 22(11): 20-27.
LI D K, FENG J J, WANG Z Y, et al. Active Suspension Control Strategy Based on Improved Whale Optimization Algorithm[J]. Journal of Dynamics and Control, 2024, 22 (11): 20-27.

[8] 张昕, 彭瑞祥, 张宏远. 基于改进粒子群算法优化PID控制的主动悬架性能研究[J]. 沈阳理工大学学报, 2024, 43 (6): 13-19.
ZHANG X, PENG R X, ZHANG H Y. Research on Active Suspension Performance Optimization of PID Control Based on Improved Particle Swarm Optimization Algorithm[J]. Journal of Shenyang University of Technology, 2024, 43(6): 13-19.

[9] 李长艺, 刘壮壮, 李亚洁, 等. 基于改进粒子群算法的刚柔耦合模型车辆平顺性研究[J]. 齐鲁工业大学学报, 2024, 38(3): 74-80.
LI C Y, LIU Z Z, LI Y J, et al. Research on Vehicle Smoothness of Rigid Flexible Coupling Model Based on Improved Particle Swarm Optimization Algorithm [J]. Journal of Qilu University of Technology, 2024, 38(3): 74-80.

[10] 韩乐. 基于动力学模型与改进GA算法的车辆主动悬架控制方法研究[J]. 自动化与仪器仪表, 2024(5): 110-114.
HAN L. Research on Active Suspension Control Method for Vehicles Based on Dynamic Model and Improved GA Algorithm[J]. Automation and Instrumentation, 2024(5): 110-114.

[11] 顾黄一, 汪石农, 陈德政. 基于灰狼算法的半主动悬架模糊PID控制研究[J]. 安徽工程大学学报, 2024, 39(2): 24-31.
GU H Y, WANG S N, CHEN D Z. Research on Fuzzy PID Control of Semi Active Suspension Based on Grey Wolf Algorithm[J]. Journal of Anhui Engineering University, 2024, 39(2): 24-31.

[12] 夏长高, 张凡, 韩江义. 基于EGA优化的农用UTV半主动悬架最优控制[J]. 机械设计与制造, 2024(6): 91-95+101.
XIA C G, ZHANG F, HAN J Y. Optimal Control of Agricultural UTV Semi Active Suspension Based on EGA Optimization[J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2024 (6): 91-95+101.

[13] 伊丽娜, 扎其劳, 套格图桑. 分数阶Riccati方程的Bäcklund变换及其应用[J]. 应用数学, 2024, 37(4): 1121-1132.
IRINA, ZA Q L, TOGTUSAN. The Bäcklund Transform of Fractional Order Riccati Equations and Its Applications[J]. Applied Mathematics, 2024, 37(4): 1121-1132.

[14] 付林凯, 金智林. 自适应多种群遗传优化的SUV防侧翻控制方法[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2023, 37(6): 39-47.
FU L K, JIN Z L. Adaptive Multi Population Genetic Optimization for SUV Anti Rollover Control Method[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2023, 37(6): 39-47.

（责任编辑　王　一）
修改稿收到日期为2025年2月18日。

（上接第30页）

[9] FU S W, LI K, HUANG H S, et al. Red-Billed Blue Magpie Optimizer: A Novel Metaheuristic Algorithm for 2D/3D UAV Path Planning and Engineering Design Problems[J]. Artificial Intelligence Review, 2024, 57(6).

[10] 陈齐平, 魏佳成, 罗玉峰, 等. 轮边驱动电动汽车主动悬架LQG控制仿真研究[J]. 现代制造工程, 2020(3): 7-13+92.
CHEN Q P, WEI J C, LUO Y F, et al. Simulation Study on LQG Control of Active Suspension for Wheel-Side Driven Electric Vehicles[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2020(3): 7-13+92.

[11] TAN B, WU Y, ZHANG N, et al. Improvement of Ride Quality for Patient Lying in Ambulance with a New Hydro-Pneumatic Suspension[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2019, 11(4).

[12] 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.
LU F, CHEN S Z. Modeling and Simulation of Road Surface Excitation on Vehicle in Time Domain[J]. Automotive Engineering, 2015, 37(5): 549-553.

（责任编辑　斛　畔）
修改稿收到日期为2025年12月18日。