

文章编号:1006-1355(2022)04-0172-05

动态减振轮毂驱动电动车半主动悬架系统 优化控制

王小龙, 刘广璞, 黄晋英, 郭彦青

(中北大学 机械工程学院, 太原 030051)

摘要:为抑制轮毂电机所导致的电动车悬架系统振动负效应问题,基于动态减振半主动悬架构型,在最优控制理论框架下,分别设计全状态反馈二次最优(LQR)控制器和部分状态反馈 H_∞ 最优控制器,并分别以簧上质量加速度、电机所受最大动态力、电机垂向振动加速度、悬架位移和轮胎动载荷最小为目标,利用非支配排序遗传算法(NSGA-II)对加权系数进行优化。仿真分析结果表明:通过合理参数优化设计,部分状态反馈 H_∞ 最优控制可具有与全状态反馈LQR控制基本相当的控制性能。

关键词:振动与波;电动车;轮毂驱动;半主动悬架;优化控制

中图分类号:U463.33

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2022.04.028

Optimal Control for Semi-active Suspension Systems of in-wheel Motor Driven Electric Vehicles with Dynamic Damping

WANG Xiaolong, LIU Guangpu, HUANG Jinying, GUO Yanqing

(School of Mechanical Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China)

Abstract: The problem to suppress the negative effect of the suspension system vibration of the electric vehicle caused by the in-wheel motor was studied. Under the framework of the optimal control theory, the full state feedback quadratic optimal LQR controller and the partial state feedback H_∞ optimal controller were designed respectively based on the semi-active suspension of the in-wheel motor driven electric vehicle with dynamic damping. The weighting coefficients were optimized by the non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA-II) with the least sprung mass acceleration, the least maximum dynamic force of the motor, the least vertical vibration acceleration of the motor, the least suspension displacement and the minimum tire dynamic load as the goal. The simulation results show that through reasonable parameter optimization design, the partial state feedback H_∞ optimal controller has almost the same performance as the full state feedback LQR controller.

Key words: vibration and wave; electric vehicle; in-wheel motor; semi-active suspension; optimal control

随着能源危机问题日益突出,轮毂驱动电动车因其结构紧凑、驱动效率高和无污染等优点,成为目前国内外电动车技术的研究热点^[1-4]。然而,由于轮毂电机造成的簧下质量增大,电机转矩波动和不平衡电磁力会导致汽车乘坐舒适性和行驶平顺性急剧恶化^[5-6]。

为解决轮毂电机导致的振动负效应问题,

Bridgestone公司^[4]利用减振机构将轮毂电机悬置,从而建立了将电机作为吸振器的动态减振悬架构型。Shao等^[1]针对动态减振轮毂驱动电动车主动悬架,设计了一种基于悬架系统全状态反馈的模糊 H_∞ 控制策略。张云等^[7]针对动态减振轮毂驱动电动车主动悬架系统,设计了全状态反馈滑模控制器。胡一明等^[8]基于动态吸振的主被动一体化悬架构型,设计了悬架系统全状态反馈多目标粒子群优化线性二次最优(MOPSO-LQR)控制器,通过控制参数优化,实现了车辆平顺性、操纵稳定性及悬架效率的全局最优。

电动车动态减振悬架系统全状态反馈控制系统相比传统悬架,增加了电机悬置位移和电机振动速度两个状态,因此需要两个额外传感器或观测器,显著提高了系统成本和复杂度。半主动悬架具有结构

收稿日期:2021-10-11

基金项目:国家自然科学基金资助项目(61803348);山西省高等学校科技创新资助项目(2019L0578);可靠性与环境工程技术国防科技重点实验室开放基金资助项目(202010152);中国兵器工业试验测试研究院资助项目(2110200004HX)

作者简介:王小龙(1989-),男,甘肃省天水市人,博士,讲师,主要研究方向为汽车悬架振动与控制。

E-mail: xiaolongzhiwang@nuc.edu.cn

简单、响应快速、成本较低的优点,在电动车领域具有广阔的应用前景^[9-10]。本文在最优控制理论框架下,考察全状态反馈和部分状态反馈控制电动车半主动悬架的性能差异。研究结果为电动车悬架系统部分状态反馈控制策略设计提供理论依据。

1 半主动悬架系统动力学模型

动态减振轮毂驱动电动车半主动悬架系统的动力学模型如图1^[1,4]所示。其中: m_s 、 m_u 和 m_d 分别为簧上质量、轮胎质量和电机质量; k_s 、 k_d 和 k_t 分别为悬架刚度、电机悬置刚度和轮胎刚度; C_s 和 C_d 分别为悬架和电机悬置阻尼系数; x_s 、 x_u 、 x_d 和 x_r 分别为悬架簧上质量、轮胎、电机和路面垂向激励位移; F_{sa} 为半主动作动力。

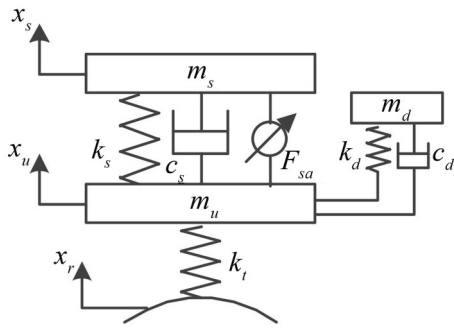


图1 动态减振半主动悬架动力学模型

利用牛顿第二定律,可得动态减振轮毂驱动电动车半主动悬架的动力学方程:

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + k_s(x_s - x_u) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + F_{sa} = 0 \\ m_d \ddot{x}_d + k_d(x_d - x_u) + c_d(\dot{x}_d - \dot{x}_u) = 0 \\ m_u \ddot{x}_u - k_s(x_s - x_u) - c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - k_d(x_d - x_u) - c_d(\dot{x}_d - \dot{x}_u) + k_t(x_u - x_r) - F_{sa} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

若选取全状态变量

$$x = [x_s - x_u \quad \dot{x}_s \quad x_d - x_u \quad \dot{x}_d \quad x_u - x_r \quad \dot{x}_u]^T$$

则系统状态空间模型可写为:

$$\dot{x} = Ax + B_1 w + B_2 u \quad (2)$$

其中:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & 0 & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -\frac{k_d}{m_d} & -\frac{c_d}{m_d} & 0 & \frac{c_d}{m_d} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & \frac{k_d}{m_u} & \frac{c_d}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & -\frac{c_s + c_d}{m_u} \end{bmatrix},$$

$$B_1 = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad -1 \quad 0]^T, \quad w = \dot{x}_r, \quad B_2 = [0 \quad -\frac{1}{m_s} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \frac{1}{m_u}]^T, \quad u = F_{sa}.$$

若令 $d(t) = k_d(x_d - x_u) + c_d(\dot{x}_d - \dot{x}_u)$,并选取部分状态变量 $\bar{x} = [x_s - x_u \quad x_u - x_r \quad \dot{x}_s \quad \dot{x}_u]^T$,则系统状态空间模型可写为:

$$\dot{\bar{x}} = \bar{A}\bar{x} + \bar{B}_1 d + \bar{B}_2 u + \bar{B}_3 w \quad (3)$$

$$\text{其中: } \bar{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & 0 & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ \frac{k_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix}, \quad \bar{B}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{m_d}{m_u} \end{bmatrix},$$

$$\bar{B}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{m_s} & \frac{1}{m_u} \end{bmatrix}^T, \quad \bar{B}_3 = [0 \quad -1 \quad 0 \quad 0]^T.$$

2 悬架系统优化控制

簧上质量加速度、悬架动行程、轮胎动载荷(动变形)、电机垂向加速度和电机所受最大动态力是评价轮毂驱动电动车行驶平顺性、操纵稳定性和电机振动的重要评价指标,选取如下输出控制变量:

$$\begin{cases} z_1 = \ddot{x}_s \\ z_2 = x_s - x_u \\ z_3 = x_u - x_r \\ z_4 = \ddot{x}_d \\ z_5 = F_{\text{dynamic}} = k_s(x_s - x_u) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + k_d(x_d - x_u) + c_d(\dot{x}_d - \dot{x}_u) + u \end{cases} \quad (4)$$

则悬架系统的控制可转化为在可行域 U 内寻求控制序列 u 使得 $z_i(i=1\sim5)$ 最小的多目标优化问题,即:

$$\min_{u \in U} \{z_1, z_2, z_3, z_4, z_5\} \quad (5)$$

选取悬架系统全状态进行控制时,若定义如下二次性能指标:

$$J_1 = \int_0^\infty [q_1 \ddot{x}_s^2 + q_2 (x_s - x_u)^2 + q_3 (x_u - x_r)^2 + q_4 \ddot{x}_d^2 + ru^2] dt = \int_0^\infty (x^T Q x + 2x^T N u + u^T R u) dt \quad (6)$$

其中: q_1 、 q_2 、 q_3 、 q_4 和 r 分别为簧上质量加速度、悬架位移、轮胎动变形、电机振动加速度和执行器的加权系数, Q 为状态变量的加权矩阵, R 为控制变量的加权矩阵, N 为控制与状态变量交叉项的加权矩阵。对于给定的加权系数,最小化二次性能指标即为求解如下HJB方程^[11]:

$$PA + A^T P - (PB_2 + N)R^{-1}(B_2^T P + N^T) + Q = 0 \quad (7)$$

最优反馈控制律为:

$$u_{01} = -R^{-1}(N^T + B^T P)x = -Kx \quad (8)$$

通过加权系数优化,即可得到期望的悬架系统控制性能。

选取悬架系统部分状态进行控制时,定义如下二次性能指标:

$$J_2 = \int_0^\infty [q_1 \ddot{x}_s^2 + q_2 (x_s - x_u)^2 + q_3 (x_u - x_r)^2 + ru^2 - \gamma^2 d^T d] dt = \int_0^\infty (\bar{x}^T \bar{Q} \bar{x} + 2\bar{x}^T \bar{N} u + u^T \bar{R} u - \gamma^2 d^T d) dt \quad (9)$$

其中: γ 为干扰抑制系数。则控制问题转化为寻求控制律, 在给定干扰抑制能力的同时使得悬架系统性能最优。求解该 H_∞ 最优控制问题即为求解如下 HJI 方程^[11]:

$$\bar{P} \bar{A} + \bar{A}^T \bar{P} - (\bar{P} \bar{B}_2 + \bar{N}) R^{-1} (\bar{B}_2^T \bar{P} + \bar{N}^T) + \bar{Q} + \frac{1}{\gamma^2} \bar{P} \bar{B}_1 \bar{B}_1^T \bar{P} = 0 \quad (10)$$

对于给定的干扰抑制系数 γ , 最优反馈控制律为:

$$u_{02} = -\bar{R}^{-1} (\bar{N}^T + \bar{B}_2^T \bar{P}) \bar{x} = -\bar{K} \bar{x} \quad (11)$$

考虑到半主动作动器只能耗散能量, 忽略作动器的迟滞特性和响应时间等动力学特性, 则式(8)和式(11)对应的最终的半主动控制律为:

$$F_{sa} = \begin{cases} u_{0i} & u_{0i} \cdot (\dot{x}_s - \dot{x}_u) \geq 0 \\ 0 & u_{0i} \cdot (\dot{x}_s - \dot{x}_u) < 0 \end{cases} \quad (12)$$

其中 $i = 1, 2$ 。

3 仿真分析

加权系数对悬架系统的控制性能具有重要的影响。在 B 级随机路面下分别以单目标最小, 其他目标与被动悬架和开环悬架性能大致相当为约束, 利用 NSGA-II 对加权系数在 $(0, 10^6]$ 范围内进行优化。基于如表 1 所示的汽车悬架系统参数, 得到电动车悬架系统的控制性能和优化控制增益如表 2 所示, 其中 $k_i (i = 1 \sim 6)$ 为控制增益参数, 分别对应 $x_s - x_u$ 、 \dot{x}_s 、 $x_d - x_u$ 、 \dot{x}_d 、 $x_u - x_r$ 和 \dot{x}_u 。

从表 2 可以看出, 将簧上质量加速度与电机最大动态力最小作为控制目标时, 全状态 LQR 控制和部分状态 H_∞ 控制具有相同的控制性能; 将悬架位移与轮胎动载荷最小作为控制目标时, 全状态 LQR 控

表 1 汽车动力学模型参数^[1]

参数	数值	单位
m_s	340	kg
m_u	40	kg
m_d	30	kg
k_t	360 000	N/m
k_s	32 000	N/m
c_s (被动)	1 496	N·s/m
c_s (半主动)	600	N·s/m
k_d	41 000	N/m
c_d	1 000	N·s/m

制略优于部分状态 H_∞ 控制; 将电机振动加速度最小作为控制目标时, 全状态 LQR 控制优于部分状态 H_∞ 控制, 但对应的簧上质量加速度有所增大。

簧上质量加速度与电机最大动态力和电机振动加速度优化的散点(Scatter)图分别如图 2 和图 3 所示。由图中可以得出, 簧上质量加速度与电机最大动态力大致呈正相关, 而与电机振动加速度大致呈负相关。如图 4 所示的簧上质量加速度与电机最大动态力和振动加速度的传递特性也表明: 在全频域内簧上质量加速度与电机最大动态力呈正相关性; 对于电机振动加速度, 虽然在低频和低频与簧上质量加速度呈正相关性, 但在中低频降低簧上质量加速度不会显著改变电机的振动加速度, 因此图 3 中在簧上质量加速度较小的区域呈现出电机振动加速度与簧上质量加速度的正相关性。

全状态 LQR 控制与部分状态 H_∞ 控制在控制律结构上的区别在于引入了电机悬置刚度项 k_3 与电机振动速度项 k_4 。由于 k_3 的变化范围相对电机悬置刚度较小, 因此对悬架系统簧上质量加速度、电机动态力和电机振动加速度的影响也相对较小, 在设计过程中可通过被动优化实现。

图 5 至图 7 为其他控制参数为 0 时 k_4 对簧上质量加速度、电机所受动态力和轮胎动变形的影响, 其

表 2 悬架系统控制性能及控制增益

控制算法	目标	$z_1/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	z_2/mm	z_3/mm	$z_4/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	z_5/N	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6
全状态 LQR 控制	z_1	0.437	4.41	1.46	4.93	798	20 200	-1 925	60	45	-6 128	-196
	z_2	0.560	3.64	1.37	4.26	960	8 390	-2 584	-2 214	210	793	876
	z_3	0.625	5.20	1.37	4.07	953	9 054	-2 552	-1 944	197	230	806
	z_4	0.661	5.92	1.37	4.01	960	31 420	-28	-7 853	280	3 374	1 275
	z_5	0.461	4.24	1.46	4.94	740	3 080	-2 574	219	5	-11 290	-122
部分状态 H_∞ 控制	z_1	0.438	4.40	1.47	4.97	795	16 592	-2 175	-	-	-9 118	-322
	z_2	0.550	4.02	1.43	4.71	922	-12 892	-2 354	-	-	-5 822	123
	z_3	0.550	4.02	1.43	4.71	922	-12 977	-2 350	-	-	-5 786	125
	z_4	0.550	4.02	1.43	4.71	923	-12 986	-2 350	-	-	-5 782	125
	z_5	0.458	4.22	1.46	4.93	742	3 894	-2 581	-	-	-11 241	-193
被动	-	0.688	5.10	1.41	4.25	1 011	-	-	-	-	-	-
未控制	-	0.818	8.20	1.60	5.11	960	-	-	-	-	-	-

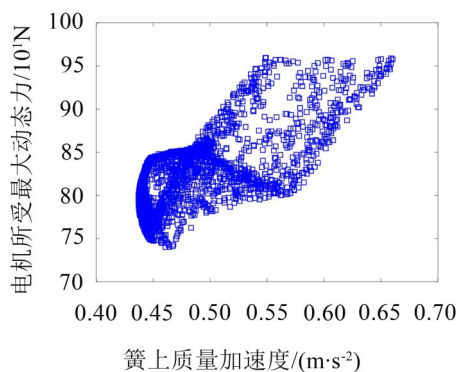


图2 电机最大动态力与簧上质量加速度 scatter 图

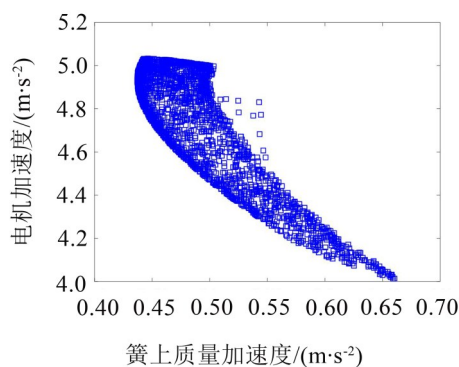
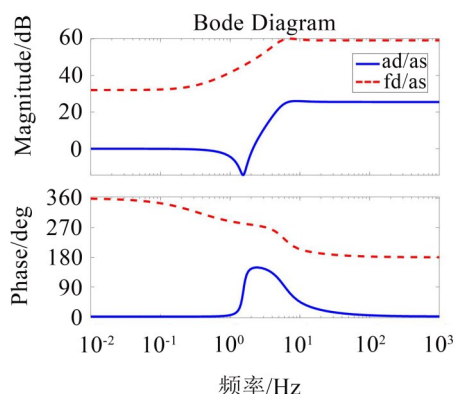


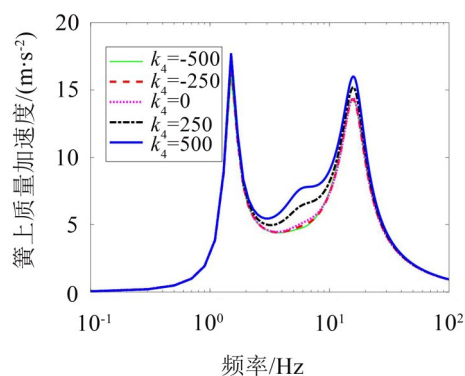
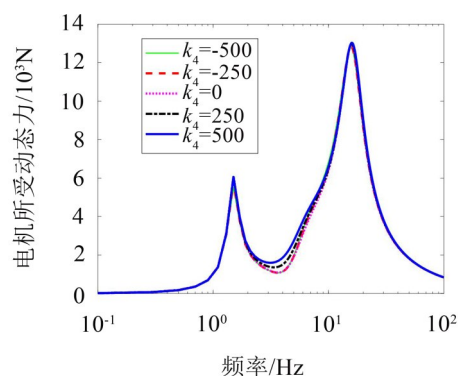
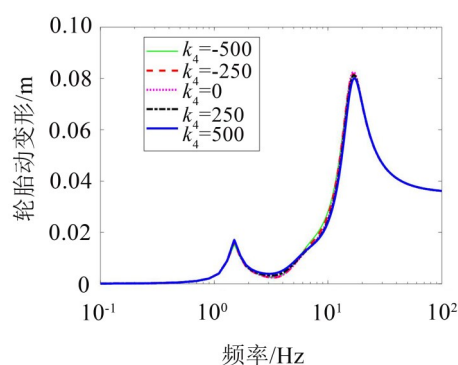
图3 电机加速度与簧上质量加速度 scatter 图

图4 簧上质量加速度与电机最大动态力和
振动加速度的传递特性

中路面激励信号为振幅为0.05 m 的频率范围为0.1 Hz~100 Hz 的正弦信号。

从图中可以看出,当 k_4 取负值时,其对悬架系统性能的影响较小;当 $k_4>0$ 时,随着 k_4 的增大簧上质量加速度和电机所受动态力都有所增大;而轮胎动变形在低频有所增大,但在高频时有一定减小。因此, k_4 在汽车的操纵稳定性与平顺性和电机所受动态力方面的取值存在一定的矛盾性。

然而,当以乘坐舒适性为主要控制目标时(控制增益见表2中 z_1 对应的参数),在凸包激励和随机路面激励^[9]下,部分状态 H_∞ 控制与全状态LQR控制都具有基本相同的控制性能(如图8和图9所示),因此可显著降低悬架系统复杂度和成本。

图5 k_4 对簧上质量加速度的影响图6 k_4 对电机所受动态力的影响图7 k_4 对轮胎动变形的影响

4 结 语

针对轮毂电机导致的电动车悬架系统振动负效应问题,基于动态减振半主动悬架构型,在最优控制理论框架下,分别设计了悬架系统全状态反馈LQR控制器和部分状态反馈 H_∞ 最优控制器,并分别以簧上质量加速度、电机所受最大动态力、电机垂向振动加速度、悬架位移和轮胎动载荷最小为目标,利用NSGA-II对加权系数进行了优化。仿真分析结果表明:

(1) 电机悬置刚度控制项对悬架系统性能影响相对较小,其值可通过优化被动实现,在控制策略设计时可以略去;

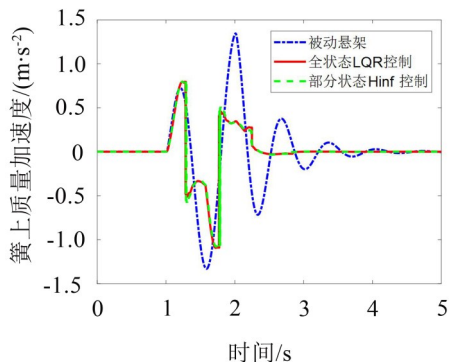


图8 凸包激励下簧上质量加速度响应

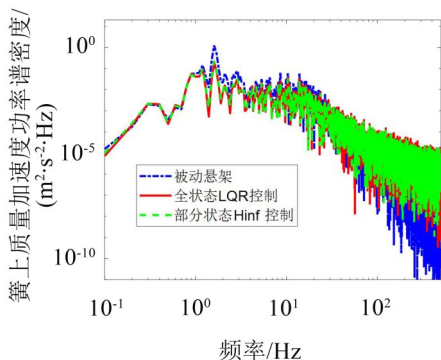


图9 随机路面激励下簧上质量加速度功率谱密度

(2) 增大电机速度项不利于改善乘坐舒适性和电机工作环境;

(3) 车身加速度与电机所受最大动态力基本呈正相关性,而与电机加速度基本呈负相关性,因此在悬架控制策略设计时需要进行折中考虑;

(4) 当以乘坐舒适性为主要目标时,通过合理参数优化设计,部分状态反馈 H_∞ 最优控制可具有与全状态反馈LQR控制基本相当的控制性能,从而可显著降低系统成本和复杂度。

参考文献:

[1] SHAO X, NAGHDY F, DU H. Reliable fuzzy H_∞ control

for active suspension of in-wheel motor driven electric vehicles with dynamic damping[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 87: 365-383.

[2] AHMAD I, GE X, HAN Q L. Decentralized dynamic event-triggered communication and active suspension control of in-wheel motor driven electric vehicles with dynamic damping[J]. IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica, 2021, 8(5): 971-986.

[3] LIU M, ZHANG Y, HUANG J, et al. Optimization control for dynamic vibration absorbers and active suspensions of in-wheel-motor-driven electric vehicles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(9): 2377-2392.

[4] NAGAYA G, WAKAO Y, ABE A. Development of an in-wheel drive with advanced dynamic-damper mechanism [J]. JSAE review, 2003, 24(4): 477-481.

[5] 汪若尘, 俞峰, 邵凯, 等. 集成电磁悬架的轮毂驱动电动车垂向振动抑制方法研究[J]. 农业机械学报, 2018, 49(7): 382-389.

[6] 李佩琳, 方明霞. 轮毂驱动电动汽车主动悬架的时滞控制[J]. 噪声与振动控制, 2020, 40(4): 137-141+182.

[7] 张云, 孙劭泽, 金贤建, 等. 轮毂式电机驱动电动汽车主动悬架滑模控制研究[J]. 动力学与控制学报, 2021, 19(3): 89-94.

[8] 胡一明, 李以农, 李哲, 等. 主被动一体悬架构型的多目标粒子群最优控制[J]. 控制理论与应用, 2020, 37(3): 574-583.

[9] 王小龙. 车辆磁流变悬架系统执行器不确定性估计与最优控制理论研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2018.

[10] 白先旭, 邓学才, 沈升. 磁流变减振器的可控特性标定方法研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2021, 44(8): 1026-1032+1050.

[11] VRABIE D, VAMVOUDAKIS K G, LEWIS F L. Optimal adaptive control and differential games by reinforcement learning principles[M]. London: IET Press, 2012.

(上接第171页)

[11] 周敏. 差分进化算法的改进及其应用研究[D]. 银川: 北方民族大学, 2021.

[12] ZHANG J, SANDERSON A C. JADE: Adaptive differential evolution with optional external archive[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2009, 13(5): 945-958.

[13] 朱琳. 差分进化算法的改进研究[D]. 兰州: 西北师范大学, 2018.

[14] WU Z, HUANG N E. Ensemble empirical mode decomposition: A noise assisted data analysis method[J]. Advances

in Adaptive Data Analysis, 2009, 1(1): 1-41.

[15] 刘永强, 李翠省, 廖英英. 基于EEMD和自相关函数峰态系数的轴承故障诊断方法[J]. 振动与冲击, 2017, 36(2): 111-116.

[16] 李俊, 刘永葆, 余又红. 卷积神经网络和峭度在轴承故障诊断中的应用[J]. 航空动力学报, 2019, 34(11): 2423-2431.

[17] 朱可恒. 滚动轴承振动信号特征提取及诊断方法研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2013.