

具有双层控制结构的馈能悬架 输出反馈控制策略

于树友^{1,2}, 曹瑞丽², 刘清宇², 曲 婷¹, 陈 虹^{1,2}

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130022; 2. 吉林大学 通信工程学院, 长春 130022)

摘 要: 针对悬架系统是一个复杂的多变量振动系统, 单一的控制算法难以满足悬架系统的性能要求的不足, 采用了双层结构控制策略, 上层控制器产生下层控制器的期望输出, 下层控制器跟踪上层控制器的输出。本文将馈能悬架的控制器设计问题归结为时域硬约束下的干扰抑制问题和能量回收效率的问题, 上层控制器采用多目标 H_∞ /广义 H_2 输出反馈控制策略, 即用广义 H_2 范数描述系统时域约束, 用 H_∞ 范数度量系统的性能。下层采用状态反馈积分控制策略实现执行机构对上层控制输出的跟踪。仿真验证了设计的 1/4 车馈能悬架具有干扰抑制能力和能量回收能力。

关键词: 自动控制技术; 馈能悬架; 输出反馈; H_∞ /广义 H_2 控制; 能量回收

中图分类号: TP273 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2020)04-1191-10

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb20190795

Two-layered output feedback control of energy-regenerative suspensions

YU Shu-you^{1,2}, CAO Rui-li², LIU Qing-yu², QU Ting¹, CHEN Hong^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. College of Communication Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China)

Abstract: In general, a single control algorithm is difficult to meet the conflict requirements of a complicate suspension system. In this paper, a control system is designed to have a hierarchical structure and consists of an upper level controller and a lower level controller. The upper level controller generates the desired control output of the lower level controller and the lower level controller tracks the output of the upper layer. The upper level controller is designed to use H_∞ /generalized H_2 output feedback control strategy for attenuating disturbances and improving energy regeneration efficiency. The generalized H_2 norm is used to describe constraints and the H_∞ norm is adopted to measure output performance. The lower level controller is designed to use state feedback integral strategy to track the output of the upper level

收稿日期: 2019-08-08.

基金项目: 国家自然科学基金项目 (6171101085, 61573165, 61703178); 吉林省省校共建计划专项项目 (SXGJSF2017-2-1-1).

作者简介: 于树友 (1974-), 男, 教授, 博士. 研究方向: 预测控制, 鲁棒控制. E-mail: shuyou@jlu.edu.cn

通信作者: 曲婷 (1982-), 女, 副教授, 博士. 研究方向: 汽车动力系统控制, 驾驶员行为建模.
E-mail: quting@jlu.edu.cn

controller. Numerical simulations are conducted to illustrate that the proposed method can attenuate disturbances and regenerate energy effectively.

Key words: automatic control technology; energy-regenerative suspension; output feedback; H_∞ /generalized H_2 control; energy regeneration

0 引言

汽车悬架的主要功能是传递作用在车轮和车架之间的各种力和力矩;衰减路面不平导致的车辆振动,提高汽车行驶的平顺性;增加轮胎与地面的附着力,提高行驶安全性。悬架一般由弹性元件、减震器、导向机构和稳定杆组成,其中减震器通过粘性摩擦将车辆振动的动能转化为热能耗散掉,从而降低和减弱车身振动。馈能悬架能够将原本传统减震器耗散掉的能量转化为电能储存并且再利用,同时可以通过作动器的调节来衰减车身振动,改善车辆的动力学性能^[1]。馈能悬架所回收的能量可直接用于控制悬架,也可存储到车载电池中用于驱动车辆行驶,降低油耗和尾气排放,增加续航。

目前馈能悬架研究中主要存在以下问题:能量回收效率不高,动力学性能下降;设计馈能悬架控制器时忽略了馈能电机的特性等。天地棚阻尼控制馈能悬架不需要建立复杂的数学模型,可靠性高,缺点是只能解决乘坐舒适性的问题,不能进行能量回收^[2]。设计馈能悬架最优控制算法时必须采用对象的理想数学模型,然而实际的悬架系统存在非线性、时变等因素,导致很难达到最优^[3]。采用模糊算法的馈能悬架控制系统无需获得悬架的精确数学模型,但过分依赖专家经验^[4]。基于自适应控制算法的馈能悬架系统具有一定的自适应能力,对模型的依赖性小,在外部扰动变化较大时也能保证较高的性能,缺点是过于复杂,而且实现成本较高^[5]。悬架系统受路面扰动输入的影响较大,且路面扰动存在较大的不确定性。鲁棒控制的馈能悬架能考虑系统动态的不确定性,在大扰动情况下,依然可以保持一定的鲁棒性和稳定性^[6]。为了兼顾乘坐舒适性和馈能效率,可以选择鲁棒控制算法设计馈能悬架控制器。

本文采用具有双层结构的馈能悬架输出反馈控制策略。上层采用引入松弛变量的 H_∞ /广义 H_2 输出反馈控制方法。为了更好地协调乘坐舒适性与能量回收的关系,同时尽可能地降低鲁棒

控制设计带来的保守性,本文提出3种性能方案:①仅考虑乘坐舒适性;②考虑影响能量回收因素,优化乘坐舒适性;③考虑影响能量回收因素,优化乘坐舒适性和能量消耗。下层采用状态反馈积分控制实现执行机构对上层控制器输出的无差跟踪。本文设计得到的输出反馈控制器具有易于物理实现、兼顾乘坐舒适性与能量回收的特点。

1 模型建立

为了设计馈能悬架的鲁棒控制器,首先对悬架模型和电机模型进行分析,根据其运行特点和动力学特性建立相应的数学模型。

1.1 馈能悬架

馈能悬架是由弹簧、阻尼、作动器、导向机构和稳定杆组成,1/4车馈能悬架二自由度模型如图1所示。馈能悬架作动器由滚珠丝杠、电机及连接结构组成,用于输出作动力兼回收能量,其中滚珠丝杠与电机 M 串联。图1中, m_s 和 m_u 分别为

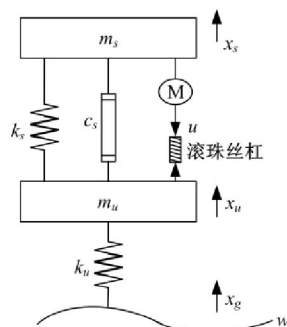


图1 1/4车馈能悬架

Fig. 1 Energy-regenerative suspension of quarter-vehicle

悬架簧载质量和非簧载质量; x_s 、 x_u 和 x_g 分别为簧载质量位移、非簧载质量位移和路面垂向位移; k_s 、 k_u 和 c_s 分别为悬架刚度、轮胎刚度和悬架阻尼系数; u 为作动力; w 为路面速度输入, $w = \dot{x}_g$ 。根据牛顿运动学定律,得到1/4车馈能悬架动力学方程^[7,8]为:

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s = k_s(x_u - x_s) + c_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) + u \\ m_u \ddot{x}_u = k_s(x_s - x_u) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + k_u(x_g - x_u) - u \end{cases}$$

选取状态变量 $x = [x_s - x_u \quad \dot{x}_s \quad x_u - x_g \quad \dot{x}_u]^T$, 得:

$$\dot{x} = Ax + B_1 w + B_2 u \quad (1)$$

式中: $x_s - x_u$ 为悬架动行程; $\dot{x}_s$ 为簧载质量的速度; $x_u - x_g$ 为轮胎形变; $\dot{x}_u$ 为非簧载质量的速度。

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{k_u}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix};$$

$$B_1 = [0 \quad 0 \quad -1 \quad 0]^T;$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_s} & 0 & -\frac{1}{m_u} \end{bmatrix}^T。$$

选取悬架动行程和簧载质量速度作为测量输出:

$$y = [x_s - x_u \quad \dot{x}_s]^T \quad (2)$$

1.2 作动器

作动器是馈能悬架的核心装置,是实现协调“主动减振”和“回馈能量”两种矛盾性能的重要部件。目前,馈能悬架作动器的作动力产生方式主要有以下3种:电磁式、空气式、液压式。由于电磁式作动器可灵活工作于电动状态输出主动力,或工作于发电状态回收系统振动能量,本文馈能悬架作动器选择电磁式。

电磁式馈能悬架作动器的结构主要有以下3种:旋转电机结合滚珠丝杠式、旋转电机结合齿轮齿条式、直线电机式^[9]。旋转电机结合滚珠丝杠式作动器具有尺寸较小、安装简单和传动效率高的优点^[10],且可以实现悬架直线运动与电机旋转运动的相互转换。本文采用旋转电机结合滚珠丝杠设计馈能悬架作动器。旋转电机结合滚珠丝杠式作动器输出的作动力为:

$$u = \varphi I \quad (3)$$

式中: I 为电机电流; φ 为作动器的丝杠电机常数, $\varphi = k/l$, 其中 k 为电机常数, l 为滚珠丝杠导程。

由式(3)可知,馈能悬架作动器的作动力与电机电流呈线性关系^[11]。

1.3 电机等效电路及馈能原理

由于馈能悬架的作动器需要在有限的空间进行往复的直线运动与旋转运动的转换,需要该作动器的电机不仅可以工作在电动机状态,还要工作在发电机状态。作动器的电机需要拥有结构简单、运行效率高、维护方便的特点,本文选用无刷直流电机。

1.3.1 电机等效电路

将作动器的电机等效成如图2所示的电路。根据基尔霍夫定律,电枢电路的电压平衡方程可以写为:

$$U = RI + E + L\dot{I} \quad (4)$$

式中: R 为电机电枢电阻; L 为电枢电感; I 为电枢电流; E 为电机电动势; U 为电源电压。

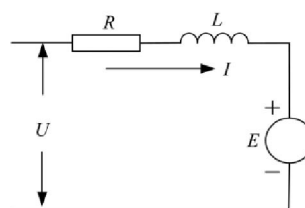


图2 电机等效电路

Fig. 2 Equivalent circuit of motor

1.3.2 电机的馈能原理

能量回收的核心装置是电机,根据电机的运行规律,可以得到馈能悬架的馈能原理^[12]。

定义转矩 T_m 和转速 n 逆时针时为正方向。以电机转速为纵坐标轴,以转矩为横坐标轴建立坐标系,根据电机运行时的转矩和转速的方向,将坐标系分为4个象限,如图3所示。第一象限表示电机提升重物,电机工作在电动机状态。第三象限表示放下重物,在下落时,电机输出转矩,工作在电动机状态。第四象限表示电机提升重物,电机输出逆时针转矩 T_m 抵抗重物下落,电机工作在发电机状态。在第二象限不可能有平衡状态,但在过渡过程中电机可以工作在第二象限,即电机在第一象限工作时,欲使转速从 a 点快速降到 b 点,由于惯性,电机转速不能突变,只能过渡到第二象限运行,电机的工作点从 a 点移到第二象限的 a' 点,电机工作在发电机状态,电机减速,过渡到 b 点,最终稳定在 b 点运行。在第四象限低速运行的电机欲急速地从 c 点升到 d 点,运行状态要沿着 $c \rightarrow c' \rightarrow d$ 的路线变化,因而在过渡过程中亦可在第三象限运行^[13]。

在第一和第三象限,电机工作在电动机状态,可利用其进行悬架系统的主动控制,将电机产生的扭矩经滚珠丝杠机构转换成垂直方向的作动力,抑制或衰减车身振动。在第二和第四象限,电机工作在发电机状态,悬架处于随动状态:车轮的垂直方向振动经滚珠丝杠转换为旋转运动,带动电机转子转动,电机发电;将车身的振动能量转化为电能回收,且在回收能量的同时产生作动力^[14,15]。

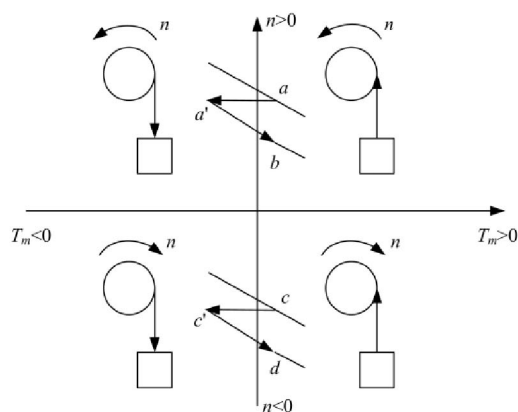


图 3 电机四象限运行图

Fig. 3 Four quadrant operation diagram of motor

2 控制方案

馈能悬架设计的总体目标是尽量减小路面不平引起的振动,提高乘坐舒适性;回收由路面不平引起车身振动产生的能量;保持悬架动行程在允许范围内,避免撞击限位块。

2.1 控制问题描述

车身的垂向加速度是影响乘客乘坐舒适性的直接因素,车辆动能变化量、弹性元件吸收的能量和轮胎消耗的能量是对馈能效果影响较大的 3 个因素,其中轮胎消耗的能量可以用轮胎形变速度来衡量。

基于上述分析,为了改善乘坐舒适性并且尽可能回收能量,可选择如下 3 个目标函数:

(1) 选择车身垂向加速度 $\ddot{x}_s$ 作为一组性能输出,优化乘坐舒适性,即定义性能输出为:

$$z_1 = [\ddot{x}_s]$$

(2) 选择将车身的垂向加速度 $\ddot{x}_s$ 和轮胎的形变速度 $\dot{x}_u - \dot{x}_g$ 作为一组性能输出,这样既能优化乘坐舒适性,又能减少内部能量消耗,提升馈能效果,定义对应的性能输出 z_2 为:

$$z_2 = \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \dot{x}_u - \dot{x}_g \end{bmatrix}$$

(3) 为了提高乘坐舒适性,馈能悬架作动器

需要提供较大的作动力来抵抗由路面不平造成的振动;作动力增大会导致作动器电机消耗电流偏高,这显然不利于能量回收。因此,将车身的垂向加速度 $\ddot{x}_s$ 、电机电流 I 和轮胎的形变速度 $\dot{x}_u - \dot{x}_g$ 作为另一组性能输出 z_3 :

$$z_3 = \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ I \\ \dot{x}_u - \dot{x}_g \end{bmatrix} \quad (5)$$

将车辆行驶安全性、悬架的机械结构限制和执行机构的物理限制归结为如下的约束条件^[13]:

(1) 轮胎动载荷 $k_u(x_u - x_g)$ 不能超过静载荷 $(m_s + m_u)g$, 即:

$$\left| \frac{k_u(x_u - x_g)}{(m_s + m_u)g} \right| \leq 1$$

式中: g 为重力加速度, $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ 。

(2) 悬架动行程要限制在一定范围内,以避免撞击限位块,其中限位块最大距离设为 $h_{\max}$:

$$\frac{|x_s - x_u|}{h_{\max}} \leq 1$$

(3) 考虑作动器饱和,设作动器输出作动力的最大值为 $u_{\max}$,作动器输出作动力的实际值为 u :

$$\left| \frac{u}{u_{\max}} \right| \leq 1$$

综上所述,定义馈能悬架的约束输出 z_4 如下:

$$z_4 = \begin{bmatrix} \frac{x_s - x_u}{h_{\max}} \\ \frac{k_u(x_u - x_g)}{(m_s + m_u)g} \\ \frac{u}{u_{\max}} \end{bmatrix} \quad (6)$$

2.2 控制结构

系统控制结构图如图 4 所示。对馈能悬架系统采用双层控制结构。为了达到兼顾乘坐舒适性与能量回收的目的,上层设计基于输出反馈的鲁棒控制器;为了使电机跟踪上理想电流,下层选择

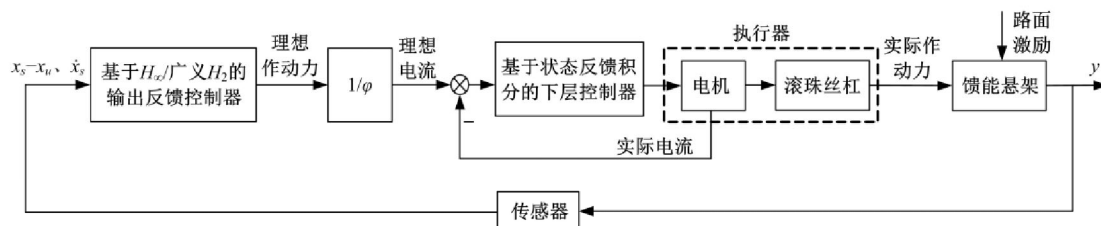


图 4 控制结构图

Fig. 4 Structure of control

状态反馈积分控制器。

3 系统控制器设计

本文采用双层控制结构,上层控制器是悬架系统控制器,采用 H_∞ /广义 H_2 输出反馈控制。下层控制器是跟踪控制器,跟踪上层控制输出的理想电流,采用状态反馈积分控制。

3.1 H_∞ /广义 H_2 输出反馈控制

根据目标函数 z_1 、 z_2 和 z_3 ,分别设计控制器,比较控制效果,以得到最佳的控制方案。本节给出以 z_3 为目标函数时的控制器设计方法。

考虑馈能悬架系统:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + B_1 w + B_2 u \\ z_3 = C_1 x + D_{11} w + D_{12} u \\ z_4 = C_2 x + D_{21} w + D_{22} u \\ y = C_3 x + D_{31} w \end{cases} \quad (7)$$

式中: z_3 和 z_4 分别为2.1节定义的性能输出和约束输出。结合式(1)(2)(3)(5)(6),得出:

$$C_1 = \begin{bmatrix} -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$C_2 = \begin{bmatrix} \frac{1}{h_{\max}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_u}{(m_s + m_u)g} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$C_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$D_{11} = [0 \ 0 \ -1]^T, \quad D_{12} = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_s} & \frac{1}{\varphi} & 0 \end{bmatrix}^T,$$

$$D_{21} = [0 \ 0 \ 0]^T, \quad D_{22} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{1}{u_{\max}} \end{bmatrix}^T,$$

$$D_{31} = [0 \ 0]^T$$

馈能悬架的控制问题可以描述为:设计一个稳定的控制器,使得系统的性能输出最小,且满足时域约束条件。即从 w 到 z_3 的闭环传递函数的 H_∞ 范数尽可能的小,同时使得从 w 到 z_4 的闭环传递函数的广义 H_2 范数小于1。

设系统的输出反馈控制器具有如下形式:

$$\begin{cases} \dot{\xi} = A_k \xi + B_k y \\ u = C_k \xi + D_k y \end{cases}$$

将输出反馈控制器应用于馈能悬架系统(7),可以

得到闭环系统:

$$\begin{cases} \dot{x}_{cl} = A_{cl} x_{cl} + B_{cl} w \\ z_3 = C_{1,cl} x_{cl} + D_{1,cl} w \\ z_4 = C_{2,cl} x_{cl} + D_{2,cl} w \end{cases}$$

式中:

$$x_{cl} = [x^T, \xi^T]^T$$

$$A_{cl} = \begin{bmatrix} A + B_2 D_k C_3 & B_2 C_k \\ B_k C_3 & A_k \end{bmatrix}$$

$$B_{cl} = \begin{bmatrix} B_1 + B_2 D_k D_{31} \\ B_k D_{31} \end{bmatrix}$$

$$C_{1,cl} = [C_1 + D_{12} D_k C_3 \quad D_{12} C_k]$$

$$C_{2,cl} = [C_2 + D_{22} D_k C_3 \quad D_{22} C_k]$$

$$D_{1,cl} = D_{11} + D_{12} D_k D_{31}$$

$$D_{2,cl} = D_{21} + D_{22} D_k D_{31}$$

由有界实引理^[16]可知, A_{cl} 内部稳定,从 w 到 z_3 的 H_∞ 性能小于某个给定的正数 γ ,等价于存在正定对称矩阵 P_∞ 使如下不等式存在。

$$\begin{bmatrix} A_{cl}^T P_\infty + P_\infty A_{cl} & P_\infty B_{cl} & C_{1,cl}^T \\ B_{cl}^T P_\infty & -I_I & D_{1,cl}^T \\ C_{1,cl} & D_{1,cl} & -\gamma^2 I_I \end{bmatrix} < 0 \quad (8)$$

从 w 到 z_4 的广义 H_2 范数小于1等价于存在正定对称矩阵 P_2 满足:

$$\begin{bmatrix} A_{cl}^T P_2 + P_2 A_{cl} & P_2 B_{cl} \\ B_{cl}^T P_2 & -I_I \end{bmatrix} < 0 \quad (9a)$$

$$\begin{bmatrix} P_2 & C_{2,cl}^T \\ C_{2,cl} & I_I \end{bmatrix} > 0, D_{2,cl} = 0 \quad (9b)$$

式中: I_I 为适当维度的单位矩阵。

令 $P_\infty = P_2 = P$,则式(8)内蕴式(9a),设 $P = \begin{bmatrix} Y & N \\ N^T & * \end{bmatrix}$, $P^{-1} = \begin{bmatrix} X & M \\ M^T & * \end{bmatrix}$, $X, Y \in \mathbb{R}^{n \times n}$ 为对称正定矩阵,*表示任意的块。令^[17] $F_1 = \begin{bmatrix} X & I_I \\ M^T & 0 \end{bmatrix}$, $F_2 = \begin{bmatrix} I_I & Y \\ 0 & N^T \end{bmatrix}$,由 $PP^{-1} = I_I$,推出 $PF_1 = F_2$ 。记

$$\begin{cases} \hat{A} := N(A_k M^T + B_k C_3 X) + \\ \quad Y(B_2 C_k M^T + AX + B_2 D_k C_3 X) \\ \hat{B} := NB_k + YB_2 D_k \\ \hat{C} := C_k M^T + D_k C_3 X \\ \hat{D} := D_k \end{cases}$$

式(8)左乘 $\text{diag}[F_1^T \ I_I \ I_I]$,右乘 $\text{diag}[F_1 \ I_I \ I_I]$,则式(8)等价于:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & \# & \# & \# \\ A_{21} & A_{22} & \# & \# \\ (B_1 + B_2 \hat{D}_{31})^T & (YB_1 + \hat{B}D_{31})^T & -I_I & \# \\ C_1 X + D_{12} \hat{C} & C_1 + D_{12} \hat{D}_{31} & A_{43} & -\gamma^2 I_I \end{bmatrix} < 0 \quad (10)$$

其中: #表示沿对角线对称位置块矩阵的转置。

$$A_{11} = AX + XA^T + B_2 \hat{C} + (B_2 \hat{C})^T$$

$$A_{21} = (\hat{A}^T + A + B_2 \hat{D}_{31})^T$$

$$A_{22} = A^T Y + YA + \hat{B}C_3 + (\hat{B}C_3)^T$$

$$A_{43} = D_{11} + D_{12} \hat{D}_{31}$$

同理(9b)等价于:

$$\begin{bmatrix} X & \# & \# \\ I_I & Y & \# \\ C_2 X + D_{22} C & C_2 + D_{22} \hat{D}_{31} & I_I \end{bmatrix} < 0 \quad (11a)$$

$$D_{21} + D_{22} \hat{D}_{31} = 0 \quad (11b)$$

考虑LMI优化问题:

$$\underset{X, Y, \hat{A}, \hat{B}, \hat{C}, \hat{D}, \gamma}{\text{minimize}} \quad \gamma^2 \quad \text{subject to} \quad (10), (11a), (11b)$$

如果上述优化问题存在最优解 X^* 、 Y^* 和 $\hat{A}^*$ 、 $\hat{B}^*$ 、 $\hat{C}^*$ 、 $\hat{D}^*$,可按如下求解输出反馈控制器:

(1) 根据 $MN^T = I_I - XY$ 寻找非奇异矩阵 M 、 N 。

(2) 将 M 和 N 代入以下方程组求得输出反馈控制器参数。

$$\begin{cases} D_k = \hat{D} \\ C_k = (\hat{C} - D_k C_3 X)(M^T)^{-1} \\ B_k = N^{-1}(\hat{B} - YB_2 D_k) \\ A_k = N^{-1}[\hat{A} - Y(A + B_2 D_k C_3)X](M^T)^{-1} - \\ \quad B_k C_3 X(M^T)^{-1} - N^{-1}YB_2 C_k \end{cases}$$

3.2 跟踪控制器设计

电磁式馈能悬架的执行机构是电机和滚珠丝杠。本文采用上、下层串级控制,上层控制输出的电流是执行电机所需的理想值,下层采用状态反馈积分控制器来跟踪上层控制输出的电流。

电机反电动势 E 与滚珠丝杠轴向速度 v 有如下关系式:

$$E = \varphi v \quad (12)$$

式中: v 为滚珠丝杠轴向速度,亦是馈能悬架簧载质量与非簧载质量之间的相对速度,即 $v = \dot{x}_s - \dot{x}_u$,可通过传感器测量得到。

结合式(4)和(12),得出:

$$L\dot{I} = U - IR - \varphi v$$

选取 $I \in \mathbb{R}^{1 \times 1}$ 为状态变量, $\psi = I$ 为系统输出,得出

系统状态方程和输出方程为:

$$\begin{cases} \dot{I} = aI + b_1 U + b_2 v \\ \psi = cI \end{cases} \quad (13)$$

式中:电源电压 U 为控制输入,滚珠丝杠轴向速度 v 为扰动输入, $a = -R/L$, $b_1 = 1/L$, $b_2 = -\varphi/L$, $c = 1$ 。

定义系统偏差为:

$$e = \psi - I_{\text{ref}} \quad (14)$$

式中: I_{ref} 为上层控制输出的理想电流; I 为实际的电枢电流。

为了使输出电流无差地跟踪上理想电流,下层控制器引入积分作用。滚珠丝杠轴向速度 v 是系统的扰动输入,积分控制能保证在扰动不破坏闭环稳定的条件下实现渐近调节。

对理想电流和实际电流的偏差进行积分:

$$\sigma = \int_0^t e(\tau) d\tau$$

则有

$$\dot{\sigma} = e = cI - I_{\text{ref}} \quad (15)$$

在状态方程中,将偏差 e 的积分选择为状态向量的分量,综合式(14)和(15)可得引入积分作用后的增广系统为:

$$\begin{cases} \dot{\chi} = a_k \chi + b_k U + d \\ \psi = c_k \chi \end{cases} \quad (16)$$

式中: $\chi = [I, \sigma]^T$ 。

$$a_k = \begin{bmatrix} a & 0 \\ c & 0 \end{bmatrix}, b_k = \begin{bmatrix} b_1 & 0 \end{bmatrix}^T, c_k = \begin{bmatrix} c & 0 \end{bmatrix},$$

$$d = \begin{bmatrix} b_2 v & -I_{\text{ref}} \end{bmatrix}^T。$$

对于系统(16),设计一个状态反馈控制器:

$$U = -K\chi \quad (17)$$

式中: $K = [k_1 \quad k_2]$ 。将式(17)代入式(16),得到闭环系统:

$$\begin{cases} \dot{\chi} = (a_k - b_k K)\chi + d \\ \psi = c_k \chi \end{cases} \quad (18)$$

只要保证闭环系统(18)渐近稳定,就能保证系统的输出跟踪上参考输入且没有稳态误差,这就要求闭环系统的状态矩阵 $a_k - b_k K$ 的所有特征值均位于左半开复平面中。因此,状态反馈积分控制器的参数 k_1 和 k_2 选择为使矩阵 $a_k - b_k K$ 的所有特征值均位于左半开复平面中。

将上层控制输出的理想电流与实际电流的偏差作为下层控制器的输入,经过状态反馈积分控制实现对理想电流的“无静差”跟踪,电机等效电

路中相应元件参数如表1所示。下层控制器输出实际电流给执行电机,由式(3)可得到作动器输送给馈能悬架的实际控制力。

表1 基本参数

Table 1 Fundamental parameters	
名称	数值
簧载质量/kg	320
非簧载质量/kg	40
轮胎刚度/(N·m ⁻¹)	200 000
悬架刚度/(N·m ⁻¹)	18 000
悬架阻尼/(N·s·m ⁻¹)	1 000
限位块最大距离/m	0.08
最大作动力/N	1 000

4 设计与仿真

为了使馈能悬架作动器具有传统减震器同样的减振性能,本节将通过传统减震器对馈能悬架作动器进行参数匹配,并在此基础上进行仿真分析以验证所提出的控制器的有效性。

4.1 馈能悬架参数设计

某款传统悬架的基本参数如表1所示,本节将以该1/4车辆模型为对象设计馈能悬架作动器。

减震器直线运动速度(簧载质量与非簧载质量之间的相对速度)可近似分成三级^[18]:① $v < 0.1$ m/s,汽车相当于在平坦路面上行驶;② 0.1 m/s $< v < 1$ m/s,汽车承受中等强度的振动,减震器速度主要在该区间;③ $v > 1$ m/s,汽车受到强烈的冲击。本文虽然是在非极端路面输入下考虑振动能量的回收,但是馈能悬架作动器需要按照极端工况来设计,以防止电机受损。

国标规定特殊情况下减震器最高速度为1.572 m/s。为了避免极端情况出现时作动器电机转速超过最高转速而损坏电机,本文选定1.572 m/s作为馈能电机最高转速对应的速度要求,即作动器最大直线速度 $v_{\max} = 1.572$ m/s。由表1可知,作动器电机输出最大的力为1000 N,由式(19)可计算出电机所需最大功率为1572 W。

$$P_0 = u_i v \quad (19)$$

式中: P_0 为电机功率; u_i 为作动器输出的力; v 为作动器直线运动速度。

电机转速 n 与作动器直线运动速度 v 有以下关系^[11]:

$$n = \frac{60}{l} v \quad (20)$$

电机转矩 T 与输出力 u_f 之间的关系为:

$$u_i = \frac{2\pi}{l} T \quad (21)$$

结合式(20)和(21)可以得出电机转矩 T 与电机转速 n 满足:

$$nT = \frac{30}{\pi} u_i v \quad (22)$$

由作动器电机输出最大的力 $u_{\max} = 1000$ N,作动器最大直线速度 $v_{\max} = 1.572$ m/s,根据式(22)计算出电机输出转矩与额定转速的乘积满足 $nT > \frac{30}{\pi} u_{\max} v_{\max} \approx 15011$ (N·m·r/min)。

综上所述,选取作动器电机时考虑如下因素:

①电机的额定功率要大于524 W;②电机的额定转速与输出转矩的乘积要大于15011(N·m·r/min)。根据以上几点,采用广州市德马克电机有限公司生产的直流无刷电机D110BLD2000-48A-30S,该电机能够满足馈能悬架作动器的工作需求,其主要参数如表2所示。

表2 D110BLD2000-48A-30S型号电机主要参数

Table 2 Main parameters of D110BLD2000-48A-30S motor

参数	值	参数	值
电压/V	48	输出功率/W	2 000
额定转速/(r·min ⁻¹)	3000	额定转矩/(N·m)	6.37
额定电流/A	52.08	最大转矩/(N·m)	19.1
等效电路电阻/ Ω	0.92	等效电路电感/H	0.3
丝杠电机常数/(N·A ⁻¹)	90		

4.2 馈能悬架仿真分析

为了更好地测试 H_{∞} /广义 H_2 输出反馈控制器的性能,在进行控制器设计时本文针对不同的性能指标进行仿真分析。考虑不同的设计方案:

S_1 :以乘坐舒适性为最优化性能。

S_2 :以垂向加速度、轮胎形变速度为最优化性能。

S_3 :以垂向加速度、作动器电机电流和轮胎的形变速度为最优化性能。

4.2.1 动力学性能

车辆的动力学性能包含车身垂向加速度、悬架动行程和轮胎动静载荷比。车辆行驶在极限工况下,往往导致悬架撞击限位块或者轮胎脱离地面,为验证提出的控制算法的有效性,本文采用凸包路面输入作为悬架系统的干扰输入,测试所设计的馈能悬架的动力学响应。

假设在考虑不平度系数^[19]为 $G_0 = 2.56 \times$

10^{-6} m^3 的路面上有一个长坡形凸块,该凸快的轮廓为:

$$\frac{A_m}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{L} l \right), \quad 0 \leq l \leq L$$

式中:高度 $A_m = 0.1 \text{ m}$, 长度 $L = 5 \text{ m}$, 车辆行驶速度为 30 km/h , 悬架系统的参数如表 1 所示。

图 5~图 7 所示为 S_1 情况下, 馈能悬架与被动悬架的垂向加速度、悬架动行程和轮胎动静载荷比的对比仿真。

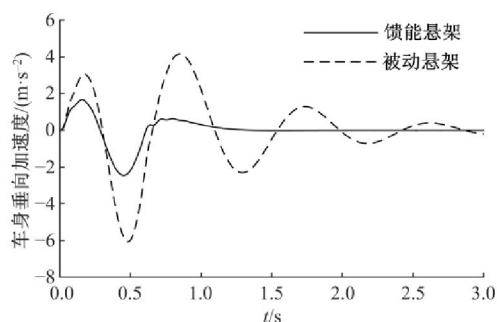


图 5 S_1 车身垂向加速度

Fig. 5 Vertical accelerations of S_1 body

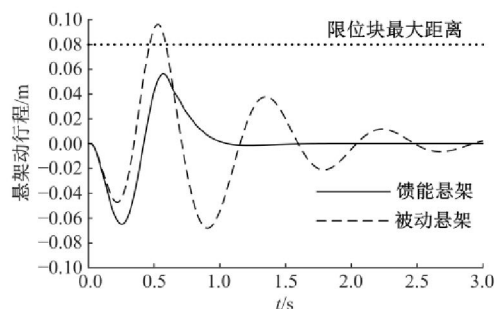


图 6 S_1 悬架动行程

Fig. 6 Suspension stroke of S_1

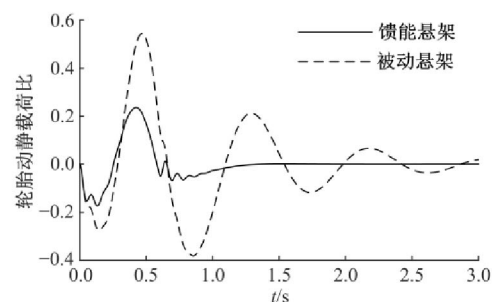


图 7 S_1 轮胎动静载荷比

Fig. 7 Ratio between tire dynamic load and stable load of S_1

方案 S_2 馈能悬架与被动悬架的垂向加速度、悬架动行程和轮胎动静载荷比仿真如图 8~图 10 所示。

通过对比以上仿真, S_1 、 S_2 情况下, 被动悬架

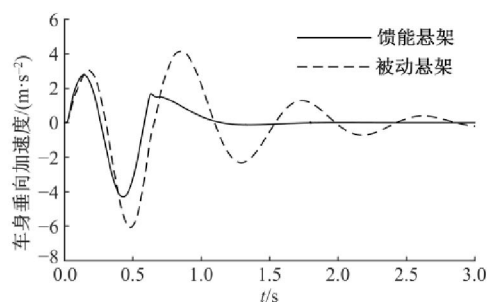


图 8 S_2 车身垂向加速度

Fig. 8 Vertical accelerations of S_2 body

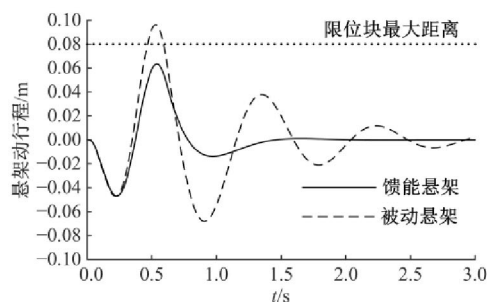


图 9 S_2 悬架动行程

Fig. 9 Suspension stroke of S_2

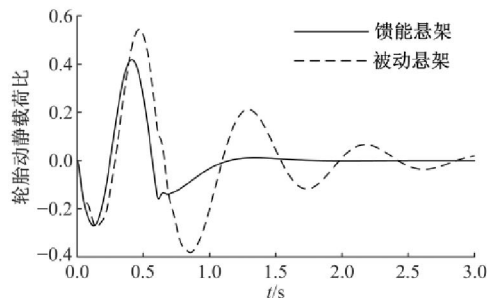


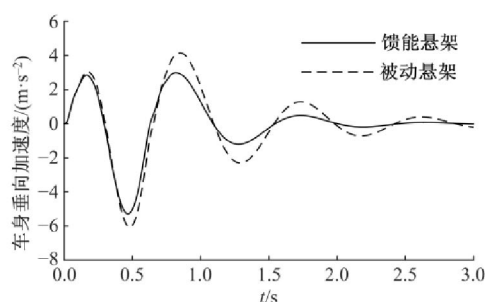
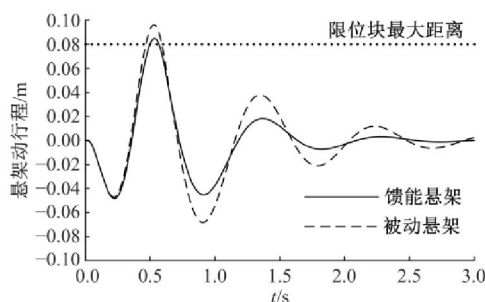
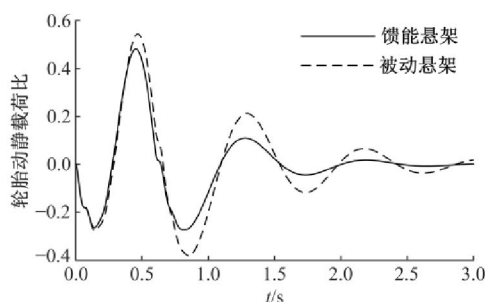
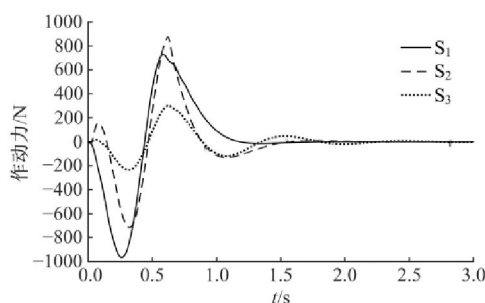
图 10 S_2 轮胎动静载荷比

Fig. 10 Ratio between tire dynamic load and stable load of S_2

已经撞击限位块, 而馈能悬架的响应依然满足约束输出的要求; 且被动悬架的响应在扰动消失很长时间后仍然有明显的震荡, 相比之下馈能悬架能更快地进入稳态。另外, 方案 S_1 和 S_2 馈能悬架的垂向加速度差不多同时进入稳态, 而 S_1 加速度峰值小于 S_2 , 因此方案 S_1 的乘坐舒适性优于 S_2 。

方案 S_3 馈能悬架与被动悬架的垂向加速度、悬架动行程和轮胎动静载荷比仿真如图 11~图 13 所示。仿真结果表明, S_3 情况下馈能悬架已经违背约束, 且车身垂向加速度、悬架动行程和轮胎动静载荷比均有明显震荡。

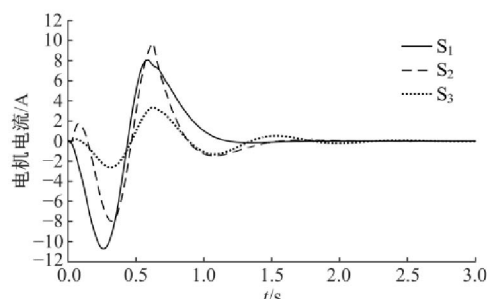
方案 S_1 、 S_2 和 S_3 的作动力如图 14 所示。显然, S_1 、 S_2 和 S_3 的作动力均满足约束要求, 方案 S_3 将作动器电机电流作为一项性能输出, 由式 (3)

图 11 S_3 车身垂向加速度Fig. 11 Vertical accelerations of S_3 body图 12 S_3 悬架动行程Fig. 12 Suspension stroke of S_3 图 13 S_3 轮胎动静载荷比Fig. 13 Ratio between tire dynamic load and stable load of S_3 图 14 S_1 、 S_2 、 S_3 馈能悬架作动力Fig. 14 Active force of energy-regenerative suspension of S_1 , S_2 , S_3

知,作动器电机电流与作动力呈线性关系,即方案 S_3 求得的作动力很小,作用到悬架上之后产生的效果不明显,导致 S_3 情况下馈能悬架的响应特

别差。

方案 S_1 、 S_2 和 S_3 馈能电机的电流如图 15 所示。

图 15 S_1 、 S_2 、 S_3 电机电流Fig. 15 S_1 , S_2 , S_3 current of motor

4.2.2 馈能效果

本文以 C 级路面随机路况为激励的条件下研究馈能悬架回收能量的问题。

回收能量时电机工作在发电机状态,定义发电机工作状态下的电源电压为 U_r ,此时:

$$U_r = E - IR \quad (23)$$

设 P_r 为馈能悬架回收能量的功率,馈能功率定义为:

$$P_r = U_r I \quad (24)$$

结合式(3)(12)(23)(24)可得:

$$P_r = uv - u^2 R / \varphi^2 \quad (25)$$

车辆行驶速度 30 km/h 时,馈能悬架 60 s 内 S_1 、 S_2 、 S_3 回收能量的平均功率分别为 80.64 W、10.07 W、1.78 W,通过对比可以发现,相同路况相同时间内,方案 S_1 馈能效果最好。

5 结束语

馈能悬架控制问题要求最小化垂向加速度,最大化能量回收,并且保证悬架动行程和动静载荷比在允许的范围内(约束满足)。为了有效地提高馈能效率并尽可能改善乘坐舒适性,分别选取①乘坐舒适性、②乘坐舒适性和轮胎的形变速度、③垂向加速度和作动器电机电流以及轮胎的形变速度为最优化性能。仿真结果表明,以垂向加速度为最优化性能的控制器的能够使馈能悬架在保证较好的乘坐舒适性的同时,达到良好的馈能效果。

参考文献:

- [1] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 北京:机械工业出版社, 2005.
- [2] 江洪,刘如奎. 磁流变半主动空气悬架混合天地棚

- 控制策略研究[J]. 科学技术与工程, 2014, 14(28): 135-139.
- Jiang Hong, Liu Ru-kui. Research on the mixed sky-hook and ground-hook control strategy based on magneto-rheological semi-active air suspension[J]. Science Technology and Engineering, 2014, 14(28): 135-139.
- [3] 陈亚伟, 邵一鸣. 车辆主动悬架系统的最优控制研究[J]. 汽车工业研究, 2018 (8): 47-52.
- Chen Ya-wei, Shao Yi-ming. Research on optimal control of vehicle active suspension system[J]. Automotive Industry Research, 2018 (8): 47-52.
- [4] 林晨. 馈能型主动悬架控制算法研究[D]. 青岛: 青岛理工大学机械工程学院, 2015.
- Lin Chen. Research on feeder active suspension control algorithm[D]. Qingdao: School of Mechanical Engineering, Qingdao University of Technology, 2015.
- [5] 高小林, 曹青松. 考虑控制时滞的主动悬架离散系统最优控制[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(增刊 1): 326-329.
- Gao Xiao-lin, Cao Qing-song. Optimal control of active suspension discrete systems with control delay[J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(Sup. 1): 326-329.
- [6] 姜伟, 王宏力, 陆敬辉, 等. 连续时间多胞线性变参数系统变增益 H_∞/H_2 输出反馈控制[J]. 控制理论与应用, 2016, 33(9): 1225-1235.
- Jiang Wei, Wang Hong-li, Lu Jing-hui, et al. Gain-scheduled H_∞/H_2 output feedback controller synthesis for continuous-time polytopic linear parameter varying systems[J]. Control Theory and Application, 2016, 33(9): 1225-1235.
- [7] Jang S M, Choi J Y, Cho H W, et al. Dynamic characteristic analysis and experiments of moving-magnet linear actuator with cylindrical Halbach array[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2005, 41(10): 3814-3816.
- [8] Lofberg J. YALMIP: a toolbox for modeling and optimization in MATLAB[C]//IEEE International Conference on Robotics and Automation, New Orleans, USA, 2004: 1-6.
- [9] Goldner R B, Zerigian P, Hull J R. A preliminary study of energy recovery in vehicles by using regenerative magnetic shock absorbers[R]. Boston: Tufts University, Department of Electrical Engineering and Computer Science (US), 2001.
- [10] 王庆年, 刘松山, 王伟华, 等. 滚珠丝杠式馈能型减振器的结构设计及参数匹配[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2012, 42(5): 1100-1106.
- Wang Qing-nian, Liu Song-shan, Wang Wei-hua, et al. Structure design and parameter matching of ball-screw regenerative damper[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2012, 42(5): 1100-1106.
- [11] ISO 2631-2. Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration[S].
- [12] Casavola A, di Iorio F, Tedesco F. Gain-scheduling control of electromagnetic regenerative shock absorbers for energy harvesting by road unevenness[C]//IEEE American Control Conference, Portland, OR, USA, 2014: 2114-2119.
- [13] Chen H, Guo K H. Constrained H_∞ control of active suspensions: an LMI approach[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2005, 13(3): 412-421.
- [14] di Iorio F, Casavola A. A multiobjective H_∞ control strategy for energy harvesting while damping for regenerative vehicle suspension systems[C]//IEEE American Control Conference, Montreal, QC, Canada, 2012: 491-496.
- [15] Doumiani M, Victorino A, Charara A, et al. Estimation of road profile for vehicle dynamics motion: experimental validation[C]//American Control Conference, San Francisco, CA, USA, 2011: 5237-5242.
- [16] Pires L, Smith M C, Houghton N E, et al. Design trade-offs for energy regeneration and control in vehicle suspensions[J]. International Journal of Control, 2013, 86(11): 2022-2034.
- [17] Scherer C, Gahinet P, Chilali M. Multiobjective output-feedback control via LMI optimization[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1997, 42(7): 896-911.
- [18] 黄胜. 汽车双筒式减震器阻尼特性仿真[D]. 武汉: 华中科技大学机械科学与工程学院, 2007.
- Huang Shen. Simulation of damping characteristics in automotive double-tube shock absorbers[D]. Wuhan: School of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, 2007.
- [19] Sammier D, Senname O, Dugard L. H_∞ control of active vehicle suspensions[C]//IEEE International Conference on Control Applications, Anchorage, AK, USA, 2000: 976-981.