

基于控制律重组的汽车半主动悬架容错控制与试验*

杨柳青^{1,2} 陈无畏² 张荣芸² 黄 鹤²

(1. 安徽交通职业技术学院汽车与机械工程系, 合肥 230051; 2. 合肥工业大学机械与汽车工程学院, 合肥 230009)

摘要: 基于控制律重组思想提出了一种汽车半主动悬架主动容错控制方法。建立了2自由度1/4车半主动悬架和故障悬架模型。通过设计鲁棒观测器, 获得输出残差信息, 实现半主动悬架故障检测和悬架作动器故障增益在线诊断。在LQG控制器和在线诊断基础上, 基于控制律重组调整LQG控制律设计容错控制器, 实现故障悬架主动容错控制。Matlab/Simulink仿真及台架试验结果表明, 基于控制律重组的主动容错控制能使汽车故障悬架舒适性指标经0.5~2.0s滞后迅速恢复至与无故障状态时半主动悬架性能相接近水平, 消除了作动器故障影响, 提高了悬架控制可靠性。

关键词: 汽车 半主动悬架 作动器故障 主动容错 控制律重组 试验与仿真

中图分类号: U463 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)10-0001-09

Fault-tolerant Control and Experiment on Vehicle Semi-active Suspension System Based on Control Law Reconfiguration

Yang Liuqing^{1,2} Chen Wuwei² Zhang Rongyun² Huang He²

(1. Department of Automotive and Mechanical Engineering, Anhui Communications Vocational and Technical College, Hefei 230051, China

2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: An active fault-tolerant control strategy based on control law reconfiguration was put forward for vehicle semi-active suspension system. A 2-DOF quarter vehicle semi-active suspension system model and fault suspension model were built. Semi-active suspension fault detection and on-line diagnosis of suspension actuator's fault gain were realized by output residual error obtained from designing robust observer. Then, on the basis of LQG controller and on-line diagnosis, active fault-tolerant control was realized on fault suspension through adjusting LQG control law to design fault-tolerant controller based on control law reconfiguration. The results of simulation under Matlab/Simulink and bench experiment showed that active fault-tolerant control strategy based on control law reconfiguration could rapidly restore the comfort performance of fault suspension system to the level close to that of semi-active suspension in the absence of fault after 0.5 to 2.0 s delay, eliminate the effects caused by actuator fault, and increase the reliability of suspension control.

Key words: Vehicle Semi-active suspension Actuator fault Active fault-tolerant Control law reconfiguration Experiment and simulation

引言

汽车半主动悬架系统 (Semi-active suspension

system, SASS) 由汽车悬架、传感器、控制器和可调机构 (作动器) 组成。目前, 对汽车半主动悬架研究均是在各部件完好无故障基础上进行的^[1~5]。但传感

收稿日期: 2013-04-22 修回日期: 2013-05-03

* 国家自然科学基金资助项目(51075112)和安徽省高等学校省级自然科学基金资助项目(KJ2012B050、KJ2013B069)

作者简介: 杨柳青, 副教授, 合肥工业大学博士生, 主要从事车辆动力学及其控制和汽车检测技术研究, E-mail: ahhfylq@126.com

通讯作者: 陈无畏, 教授, 博士生导师, 主要从事车辆动力学和汽车集成控制研究, E-mail: cww@mail.hf.ah.cn

器或作动器甚至控制器一旦出现故障,都将造成完好无故障情况下设计的控制器误控制,出现控制效果部分或完全丧失,达不到原预期控制效果而影响汽车乘坐舒适性。容错控制(Fault tolerant control, FTC)能在悬架系统发生故障时,维持故障悬架性能在可接受范围内或保持故障悬架性能与完好无故障悬架性能相一致。

文献[6]是基于作动器完好设计的输出反馈 H_∞ 控制器。Abbas 等^[7]针对传感器故障实现悬架容错控制。Peter 等^[8]仅对作动器完全损坏故障通过制动控制策略调整,提升主动悬架控制效果。目前,被动容错可离线设计容错控制器,实现悬架容错控制^[9],但针对汽车半主动悬架作动器故障进行故障检测、在线诊断以及主动容错控制,尚鲜有文献涉及。

本文采用阻尼可调 2 自由度 1/4 车半主动悬架模型,考虑作动器常见增益变化故障,建立故障悬架(Fault semi-active suspension system, FSASS)模型。设计一种鲁棒观测器对汽车半主动悬架进行故障检测与诊断(Fault detection and diagnosis, FDD)。在此基础上,针对作动器增益变化故障,基于控制律重组思想设计主动容错控制器,即在不改变控制器结构前提下,在线调整控制律,补偿故障作动器输出,实现半主动悬架主动容错控制。对容错控制效果进行仿真和台架试验验证。

1 系统建模与控制

1.1 2 自由度半车主动悬架模型

考虑减振器阻尼可调的汽车半主动悬架车身和非簧载质量垂向运动,建立 2 自由度 1/4 车半主动悬架动力学模型^[10-12],如图 1 所示。

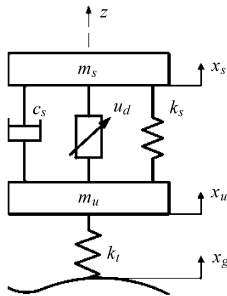


图 1 2 自由度 1/4 车半主动悬架模型

Fig. 1 2-DOF quarter vehicle SASS model

车身与非簧载质量垂向运动方程分别为

$$m_s \ddot{x}_s + k_s(x_s - x_u) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + u_d = 0 \quad (1)$$

$$m_u \ddot{x}_u - k_s(x_s - x_u) - c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - u_d + k_t(x_u - x_g) = 0 \quad (2)$$

其中

$$u_d = c_{semi}(\dot{x}_s - \dot{x}_u)$$

式中 x_s ——车身质量位移

x_u ——非簧载质量位移

x_g ——路面输入 u_d ——可调阻尼力

c_{semi} ——可调阻尼系数

m_s ——车身质量 m_u ——非簧载质量

k_s ——悬架刚度 c_s ——阻尼系数

k_t ——轮胎刚度

定义状态向量 $\mathbf{X} = [x_s - x_u \quad \dot{x}_s \quad x_u - x_g \quad \dot{x}_u]^T$, 干扰输入 $\mathbf{W} = [\dot{x}_g]$, 控制输入 $\mathbf{U} = [u_d]$ 。定义输出向量 $\mathbf{Y} = [\dot{x}_s \quad x_s - x_u \quad x_u - x_g]^T$ 。建立汽车半主动悬架状态空间表达式为

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U} + \mathbf{F}\mathbf{W} \quad (3)$$

$$\mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{X} + \mathbf{D}\mathbf{U} \quad (4)$$

$$\text{其中 } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{m_s} \\ 0 \\ \frac{1}{m_u} \end{bmatrix} \quad \mathbf{F} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{D} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{m_s} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

1.2 故障悬架模型

常见作动器故障行为有卡死、增益变化和恒偏差^[13]。不失一般性,本文仅考虑汽车半主动悬架作动器发生增益变化故障^[8]。此情况下,汽车半主动悬架故障作动器故障输出为

$$\mathbf{U}_f = [\delta u_d] = \delta \mathbf{U} \quad (5)$$

式中 δ ——反映悬架作动器增益变化故障程度大小的故障增益

其中, $\delta \in [0 \quad 1]$ 。当 $\delta = 0$ 时表示作动器发生完全损失故障,当 $\delta = 1$ 时表示作动器完好无故障, $0 < \delta < 1$ 表示作动器发生增益变化故障。作动器发生增益变化故障后,故障悬架状态空间表达式为

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\delta\mathbf{U} + \mathbf{F}\mathbf{W} \quad (6)$$

$$\mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{X} + \mathbf{D}\delta\mathbf{U} \quad (7)$$

1.3 半主动悬架控制

汽车半主动悬架采用 LQG 控制器。考虑改善

汽车行驶平顺性、操纵稳定性和降低能量损耗,取车身垂直加速度 $\ddot{x}_s$ 、悬架动挠度 $x_s - x_u$ 、轮胎动载荷 $x_u - x_g$ 和控制输入 u_d 作为性能评价指标。LQG 控制器目标性能指标 J 表示为

$$J = \lim_{T_0 \rightarrow \infty} \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} [q_1 \ddot{x}_s^2 + q_2 (x_s - x_u)^2 + q_3 (x_u - x_g)^2 + q_4 u_d^2] dt \quad (8)$$

式中 q_1, q_2, q_3, q_4 ——性能加权系数

根据最优控制理论,整理成标准二次型形式^[14]

$$J = \lim_{T_0 \rightarrow \infty} \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} [X^T \quad U^T] \begin{bmatrix} Q & N \\ N^T & R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ U \end{bmatrix} dt \quad (9)$$

其中 $Q = C^T \bar{Q} C$ $N = C^T \bar{Q} D$ $R = \bar{R} + D^T \bar{Q} D$
 $\bar{Q} = \text{diag}\{q_1, q_2, q_3\}$ $\bar{R} = \text{diag}\{q_4\}$

在 Matlab/Simulink 环境下根据性能控制效果确定合适的性能加权系数 q_1, q_2, q_3, q_4 ,无故障状态下设计 LQG 控制律为

$$U = -K_s X \quad (10)$$

其中 $K_s = -R^{-1}(B^T P + N^T)$ (11)

式中 K_s ——LQG 控制器反馈增益矩阵

将 LQG 反馈增益矩阵 K_s 称为控制律 I,其中 P 是下列 Ricatti 方程的解

$$PA + A^T P - (PB + N)R^{-1}(B^T P + N^T) + Q = 0 \quad (12)$$

2 主动容错控制设计

2.1 主动容错控制策略

图 2 是汽车半主动悬架作动器发生增益变化故障时主动容错控制策略框图。无故障汽车半主动悬架通过 LQG 控制器控制可获得良好的控制效果。作动器发生增益变化故障时,无故障状态下设计的 LQG 控制器将达不到原预期控制效果。汽车半主动悬架出现性能降低、可靠性变差现象。基于 Robust 观测器的估计输出和半主动悬架系统实际输出获得系统输出残差 r ,以输出残差 r 为信号设计半主动悬架故障检测系统,检测故障发生时刻。再以输出残差 r 和控制输入 U 为信号设计半主动悬架在线诊断系统,实时在线诊断作动器故障增益。再基于控制律重组思想和诊断信息实现主动容错控制器设计。主动容错控制决策机构将根据故障检测与诊断信息结果,在 LQG 控制器和主动容错控制器间进行切换,对故障悬架实行主动容错控制,使其仍具有良好行驶平顺性、或具有与无故障汽车半主动悬架性能相接近的性能,提高控制可靠性。

2.2 FDD 系统设计

2.2.1 鲁棒观测器设计

由于 2 自由度汽车半主动悬架模型存在路面干

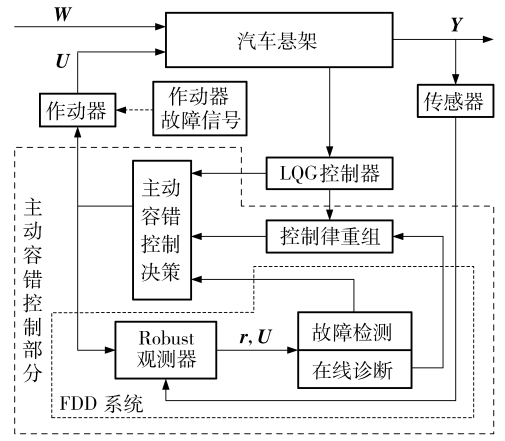


图 2 汽车半主动悬架主动容错控制策略框图

Fig. 2 Active fault tolerant control strategy chart of SASS

扰输入影响,为抑制其对状态观测影响,设计鲁棒观测器为^[15]

$$\dot{z} = Tz + GBU + KY \quad (13)$$

$$\hat{X} = z + HY \quad (14)$$

式中 z ——鲁棒观测器状态向量

$\hat{X}$ ——汽车半主动悬架状态估计向量

T, G, K, H ——鲁棒观测器适维参数矩阵

定义状态误差 $\bar{X} = X - \hat{X}$,输出残差 $r = Y - \hat{Y}$,其中 $\hat{Y}$ 是汽车半主动悬架估计输出。

结合式(3)、(4),无故障汽车半主动悬架状态误差方程为

$$\begin{aligned} \dot{\bar{X}} &= \dot{X} - \dot{\hat{X}} = (I - HC)(AX + BU + FW) - \\ &\quad Tz - GBU - KY - HD\dot{U} \end{aligned} \quad (15)$$

取 $K = K_1 + K_2$,式(15)整理后得

$$\begin{aligned} \dot{\bar{X}} &= (A - HCA - K_1 C)\bar{X} + [(A - HCA - K_1 C) - \\ &\quad T]z + [(A - HCA - K_1 C)H - K_2]Y + (I - \\ &\quad HC)FW + [(I - HC)B - GB - K_1 D]U - HD\dot{U} \end{aligned} \quad (16)$$

由式(16)知,鲁棒观测器参数矩阵满足以下 6 个设计条件:① $(I - HC)F = 0$ 。② $HD = 0$ 。③ $A - HCA - K_1 C = T$ 。④ $TH = K_2$ 。⑤ $(I - HC)B - GB = K_1 D$ 。⑥矩阵 T 的特征值具有负实部时,则可保证观测器稳定、具有准确的状态估计性能,而且状态估计结果对干扰输入具有很好的干扰抑制作用。按以下步骤计算鲁棒观测器参数矩阵。

步骤 1:根据条件① $(I - HC)F = 0$ 算出 H 。

步骤 2:按照条件②验证矩阵 H 的计算值。

步骤 3:根据条件⑥,设矩阵 $T = -\lambda I, \lambda > 0, I$ 为适维单位矩阵,可保证鲁棒观测器特征值具有负实部。

步骤 4:依次按照条件③、④计算 K_1, K_2, K 。

步骤 5:按照条件⑤计算矩阵 G 。

步骤 6:在 Matlab/Simulink 中对设计的观测器进行仿真,根据状态观测效果对 λ 进行调整和修正。如观测效果不良,则重复步骤 3~步骤 6。直到设计出稳定、良好状态观测效果、良好干扰输入抑制的鲁棒观测器。

2.2.2 故障检测

当鲁棒观测器参数矩阵满足上述 6 个条件时,完好无故障汽车半主动悬架状态误差方程可写为

$$\dot{\bar{X}} = \bar{T}\bar{X} \quad (17)$$

输出残差可写为

$$r = C\bar{X} \quad (18)$$

由式(17)、(18)可看出,当时间 $t \rightarrow \infty$ 时,状态误差 $\bar{X}$ 趋向于零向量,输出残差 r 亦趋向于零向量。

而当汽车半主动悬架作动器发生增益变化故障时,结合故障悬架模型式(6)、(7)和鲁棒观测器模型,状态误差方程整理变为

$$\dot{\bar{X}} = \dot{X} - \dot{\hat{X}} = (I - HC)(AX + B\delta U + FW) -$$

$$Tz - GBU - KY - HD\delta\dot{U} = (A - HCA - K_1C)\bar{X} + [(A - HCA - K_1C) - T]z + [(A - HCA - K_1C)H - K_2]Y + (I - HC)FW + [(I - HC)B\delta - GB - K_1D\delta]U - HD\delta\dot{U} \quad (19)$$

结合满足上述 6 个条件而设计的鲁棒观测器,由式(19)知,故障悬架状态误差方程和输出残差可写为

$$\dot{\bar{X}} = T\bar{X} + GB(\delta - I)U \quad (20)$$

$$r = C\bar{X} + D(\delta - I)U \quad (21)$$

由式(20)、(21)可见,当时间 $t \rightarrow \infty$ 时,因作动器增益变化故障存在,状态误差 $\bar{X}$ 受作动器故障影响,不再趋向于零向量。输出残差 r 也不再趋向于零向量,而出现大幅波动。据此可以检测出汽车半主动悬架故障发生时刻^[16],为主动容错控制决策机构提供容错控制切换依据。

2.2.3 故障实时诊断

由式(20)、(21)可得输出残差表达式为

$$r = C \int_0^t e^{T(t-\sigma)} (\delta - I)GBU(\sigma) d\sigma + D(\delta - I)U(t) \quad (22)$$

式中 σ ——积分变量

由式(22)知,在利用鲁棒观测器获得半主动悬架输出残差基础上,作动器故障增益 δ 估计值为

$$\hat{\delta} = \left[\int_0^t C e^{T(t-\sigma)} GBU(\sigma) d\sigma + DU(t) \right]^+ r + I \quad (23)$$

式中 $\hat{\delta}$ ——作动器故障增益估计值

$$\left[\int_0^t C e^{T(t-\sigma)} GBU(\sigma) d\sigma + DU(t) \right]^+ \text{——伪逆矩阵}$$

由式(23)可实时诊断出汽车半主动悬架故障增益估计值 $\hat{\delta}$,为控制律重组提供信息依据。

2.3 基于控制律重组主动容错控制设计

控制律重组是在汽车半主动悬架作动器发生故障后,无需改变汽车半主动悬架 LQG 控制器结构,而只需根据故障检测与诊断结果对原 LQG 控制器参数或增益矩阵进行调整,自动修正控制器增益,补偿故障作动器输出,改善故障悬架平顺性。控制律重组由于无需改变控制器结构,所以相对既需要改变控制器结构又需要调整控制器参数的控制律重构方法来说,更易于工程实现。而且,对阻尼可调 2 自由度 1/4 车半主动悬架而言,具有调节可调阻尼力补偿故障作动器输出的优势。若对整车悬架而言,利用控制律重组亦可在 4 个作动器间进行控制力重新分配。

无故障汽车半主动悬架在控制律 I 控制下,闭环系统为

$$\dot{X} = (A - BK_s)X + FW \quad (24)$$

$$Y = (C - DK_s)X \quad (25)$$

而当半主动悬架作动器发生增益变化故障时,故障悬架主动容错控制律需重新设计为

$$U = -K_{sf}X \quad (26)$$

式中 K_{sf} ——故障悬架的主动容错控制反馈增益矩阵

本文称主动容错控制反馈增益矩阵 K_{sf} 为控制律 II。所以,在主动容错控制律控制下,故障悬架故障闭环系统为

$$\dot{X} = (A - B\delta K_{sf})X + FW \quad (27)$$

$$Y = (C - D\delta K_{sf})X \quad (28)$$

由此可见,无故障汽车半主动悬架闭环系统的闭环特征极点由 $A - BK_s$ 决定,而故障悬架故障闭环系统的闭环特征极点由 $A - B\delta K_{sf}$ 决定。保持故障悬架性能水平不降低或与无故障汽车半主动悬架性能相接近,则要求^[13]

$$\lambda_i(A - BK_s) = \lambda_{if}(A - B\delta K_{sf}) \quad (29)$$

式中 λ_i ——闭环系统闭环特征极点

λ_{if} ——故障闭环系统闭环特征极点

根据式(29)有

$$BK_s = B\delta K_{sf} \quad (30)$$

在式(30)中,取 b_i 为矩阵 B 第 i 行 ($i = 1, 2, 3, 4$), k_{sj} 为矩阵 K_s 第 j 列, k_{sfj} 为矩阵 K_{sf} 第 j 列 ($j = 1, 2, 3, 4$)。式(30)写为

$$\begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{s1} & k_{s2} & k_{s3} & k_{s4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix} \delta \begin{bmatrix} k_{sf1} \\ k_{sf2} \\ k_{sf3} \\ k_{sf4} \end{bmatrix}^T \quad (31)$$

基于控制律重组思想对故障悬架主动容错控制律 K_{sf} 进行重组设计^[13,17],以相应地补偿作动器增益变化故障情况下故障输出。设

$$k_{sfj} = k_{sj} + \Delta_j \quad (32)$$

式中 Δ_j ——故障情况下主动容错控制律重组增量的第 j 个分量

结合式(31)、(32)有

$$\begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{s1} & k_{s2} & k_{s3} & k_{s4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix} \delta \begin{bmatrix} k_{s1} + \Delta_1 \\ k_{s2} + \Delta_2 \\ k_{s3} + \Delta_3 \\ k_{s4} + \Delta_4 \end{bmatrix}^T \quad (33)$$

$$\begin{bmatrix} \Delta_1 & \Delta_2 & \Delta_3 & \Delta_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta b_1 \\ \delta b_2 \\ \delta b_3 \\ \delta b_4 \end{bmatrix}^+ \begin{bmatrix} (1 - \delta) b_1 \\ (1 - \delta) b_2 \\ (1 - \delta) b_3 \\ (1 - \delta) b_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{s1} \\ k_{s2} \\ k_{s3} \\ k_{s4} \end{bmatrix}^T \quad (34)$$

$$\begin{bmatrix} \delta b_1 \\ \delta b_2 \\ \delta b_3 \\ \delta b_4 \end{bmatrix}^+ \quad \text{——伪逆矩阵}$$

用故障增益估计值 $\hat{\delta}$ 取代式(34)中故障增益 δ ,主动容错控制律重组增量为

$$\Delta = \begin{bmatrix} \Delta_1 & \Delta_2 & \Delta_3 & \Delta_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{\delta} b_1 \\ \hat{\delta} b_2 \\ \hat{\delta} b_3 \\ \hat{\delta} b_4 \end{bmatrix}^+ \begin{bmatrix} (1 - \hat{\delta}) b_1 \\ (1 - \hat{\delta}) b_2 \\ (1 - \hat{\delta}) b_3 \\ (1 - \hat{\delta}) b_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{s1} \\ k_{s2} \\ k_{s3} \\ k_{s4} \end{bmatrix}^T \quad (35)$$

式中 Δ ——主动容错控制律重组增量

所以,对于故障悬架基于控制律重组思想设计主动容错控制律 K_{sf} 为

$$\begin{aligned} K_{sf} &= K_s + \Delta = \\ & \begin{bmatrix} k_{s1} + \Delta_1 & k_{s2} + \Delta_2 & k_{s3} + \Delta_3 & k_{s4} + \Delta_4 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (36)$$

3 仿真计算及结果分析

采用装配电磁阀式阻尼可调减振器的奇瑞 G6 车半主动悬架参数: $m_s = 576 \text{ kg}$, $m_u = 83 \text{ kg}$, $k_s = 40\,000 \text{ N/m}$, $c_s = 1\,360 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, $k_t = 350\,000 \text{ N/m}$ 。在 Matlab/Simulink 中确定性能加权系数 $q_1 = 2 \times 10^7$ 、

$q_2 = 2 \times 10^3$ 、 $q_3 = 10^6$ 、 $q_4 = 4$,在无故障状态下设计控制性能良好的 LQG 控制器,控制律 $K_s = [14\ 346.1\ -2\,024.1\ -5\,436.5\ -467.31]$ 。

按照鲁棒观测器计算方法,取矩阵 $T = -0.42I$ (其中, I 为 4×4 维单位矩阵),鲁棒观测器参数矩阵 G 、 H 、 K 分别计算为

$$\begin{aligned} G &= \begin{bmatrix} 1 & 0.008\,6 & 0 & -0.059\,8 \\ 0 & 0.981\,5 & 0 & 0.128\,6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.139\,4 & 0 & 0.032\,9 \end{bmatrix} & H &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ K &= \begin{bmatrix} -0.423\,5 & -28.992\,0 & 0 \\ 0.911\,1 & -6.176\,5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -6.850\,8 & 6.176\,5 & -4\,216.9 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

考虑文章篇幅限制,在正弦和随机两种路面输入下各选择作动器增益变化故障一例进行仿真分析。故障设置如表 1 所示。

表 1 故障设置情况

Tab.1 Fault setup

故障	路面输入	故障时刻 t_f/s	故障增益 δ	容错控制时刻 t_r/s
1	正弦激励路面	1	0.1	4
2	随机路面	1	0.3	4

3.1 正弦激励路面输入仿真与分析

故障 1 情况下,路面输入为正弦激励路面,振幅为 0.03 m ,激振频率为 2 Hz 。作动器输出发生 90% 损失即发生故障增益 $\delta = 0.1$ 的增益变化故障。经仿真计算,主动容错控制律重组增量 $\Delta = [129\,110\ -18\,217\ -48\,929\ -4\,205.7]$ 。容错控制仿真结果如图 3~6 所示。图 3 为输出残差和故障增益估计值曲线。图 4~6 为半主动悬架故障性能对比。实线表示无故障汽车半主动悬架在控制律 I 控制下(简记为 SASS/I)效果,虚线表示故障悬架于容错控制时刻 t_r 前在控制律 I 控制下和容错控制时刻 t_r 后在控制律 II 控制下(简记为 FSASS/(I + II))效果。

由图 3 可看出,故障时刻 $t_f = 1 \text{ s}$ 前,汽车半主动悬架处于无故障状态,基于鲁棒观测器所得两个输出残差分量(两分量 r_1 、 r_2 分别对应车身垂直加速度和悬架动挠度输出)均为零,故障增益估计值 $\hat{\delta} = 1$ 。在故障时刻 $t_f = 1 \text{ s}$ 后,因半主动悬架作动器开始出现故障增益 $\delta = 0.1$ 的增益变化故障,两个输出残差分量不再为零,出现明显波动,根据残差波动情况清晰地检测出汽车半主动悬架系统故障发生时刻。在线诊断系统估算的故障增益估计值为 $\hat{\delta} =$

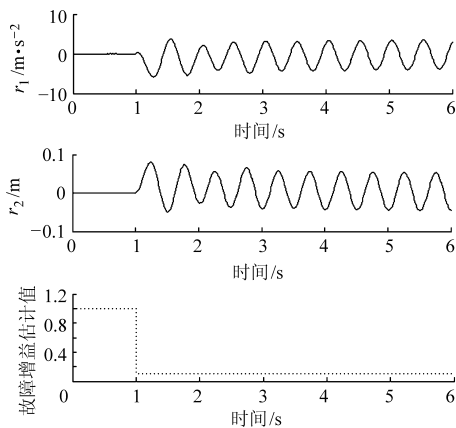


图3 输出残差与故障增益估计值(正弦激励路面)

Fig.3 Output residual error and fault gain estimation value

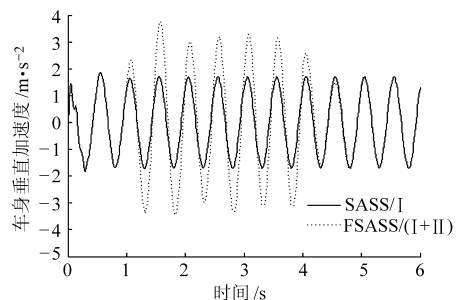


图4 车身垂直加速度响应曲线(正弦激励路面)

Fig.4 Curves of vehicle body vertical acceleration response

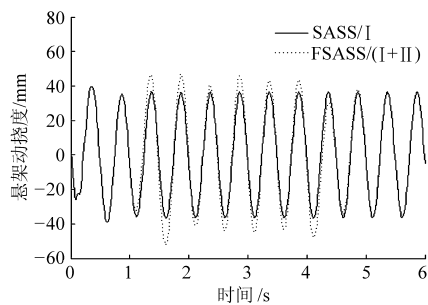


图5 悬架动挠度响应曲线(正弦激励路面)

Fig.5 Curves of suspension working space response

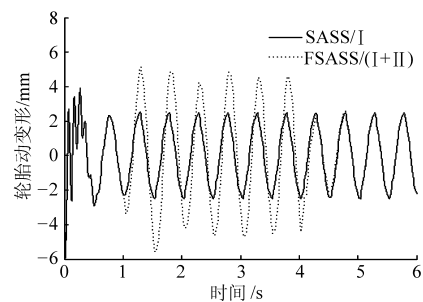


图6 轮胎动变形响应曲线

Fig.6 Curves of dynamic tire deflection response

0.1,较为准确地反映了汽车半主动悬架作动器故障信息。

在图4~6中,无故障汽车半主动悬架在控制律I控制下,具有很好控制效果如图中实线所示。而当作动器在故障时刻 $t_f = 1$ s时发生增益变化故障,

故障悬架若仍由控制律I控制,相对无故障半主动悬架性能来说,车身垂直加速度、悬架动挠度、轮胎动变形均方根值将分别增加83.78%、17.46%、82.05%,悬架性能不断恶化下去,如图中虚线所示。当在容错时刻 $t_r = 4$ s时采取主动容错控制,切换至控制律II后,半主动悬架经0.5 s短暂时滞,各性能响应开始逐渐恢复,最终和无故障半主动悬架性能响应相接近。如图所示,控制律II控制下的故障悬架性能曲线(虚线所示)逐渐和控制律I控制下的无故障半主动悬架性能曲线(实线所示)重合。

仿真结果表明,正弦激励路面输入下,采取主动容错控制后故障悬架性能接近完好无故障半主动悬架性能水平。

3.2 随机路面输入仿真与分析

故障2情况下,随机路面采用滤波白噪声路面。车辆以64 km/h速度经过B级路面,路面不平度系数为 $6.4 \times 10^{-5} \text{ m}^3$,下截止频率为0.1 Hz。作动器输出发生70%损失即发生故障增益 $\delta = 0.3$ 增益变化故障。经仿真计算,主动容错控制律重组增量 $\Delta = [33\ 473 \quad -4\ 723 \quad -12\ 685 \quad -1\ 090.4]$ 。容错仿真结果如图7~9所示。

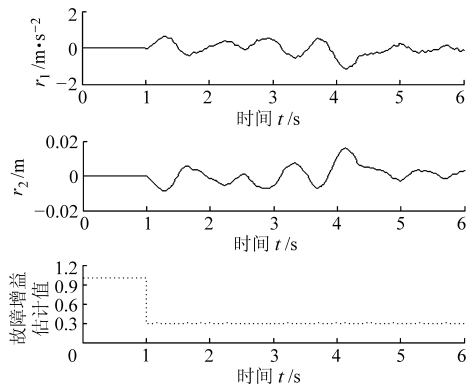


图7 输出残差与故障增益估计值(随机路面)

Fig.7 Output residual error and fault gain estimation value

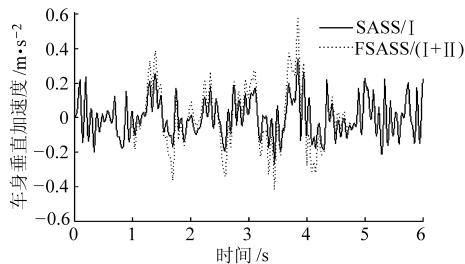


图8 车身垂直加速度响应曲线(随机路面)

Fig.8 Curves of vehicle body vertical acceleration response

由图7可看出,在随机路面输入下,当汽车半主动悬架在故障时刻 $t_f = 1$ s发生作动器增益变化故障时,两个输出残差分量不再为零,出现明显波动,同样可检测出故障发生时刻。在线诊断系统亦准确地估计出故障增益估计值 $\hat{\delta} = 0.3$ 。

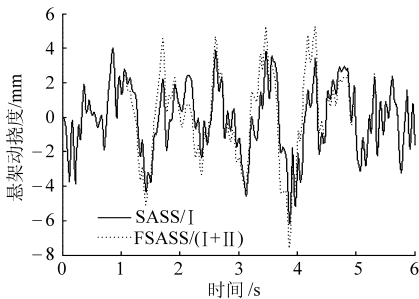


图 9 悬架动挠度响应曲线(随机路面)
Fig. 9 Curves of suspension dynamic deflections

图 8、图 9 显示,无故障汽车半主动悬架在控制律 I 控制下具有良好的控制性能,如图中实线(SASS/I)所示。而自故障时刻 $t_f = 1\text{ s}$ 始,作动器发生增益变化故障,故障悬架若仍在控制律 I 控制下,相对无故障汽车半主动悬架,其车身垂直加速度、悬架动挠度、轮胎动变形均方根值将分别增加 55.66%、20.26%、7.54%,性能必将变差。但在容错时刻 $t_r = 4\text{ s}$ 时切换至主动容错控制律 II 后,经 0.5~1.0 s 短暂时滞,故障悬架性能开始恢复,并逐渐同控制律 I 控制下的完好无故障半主动悬架性能相接近,如图中虚线(FSASS/(I+II))所示。在随机路面输入下,汽车半主动悬架主动容错控制亦取得明显效果。

由仿真计算与分析可知,两种路面输入仿真结果表明,设计的鲁棒观测器可准确地获得汽车半主动悬架系统输出残差和状态估计,可准确地估算汽车半主动悬架作动器故障增益。而且,基于控制律重组设计的主动容错控制律对故障悬架具有良好的容错控制效果。

4 试验验证及结果分析

4.1 容错控制试验系统

采用奇瑞 G6 车用电磁阀式阻尼可调减振器、悬架组件和轮胎装配成电磁阀式汽车半主动悬架系统。利用 4 个压电传感器、电荷放大器、CDSP 数据采集仪、自制驱动电路板、美国 NI 公司 PXI8196 主机、电位器、稳压电源、配重块及装有 LabView 和 Vibsys 软件的 PC 机,在日本产单通道电液伺服悬架动态性能试验台上进行主动容错控制试验。容错控制试验系统结构示意图如图 10 所示。

主动容错控制试验系统采用与仿真相同悬架参数。为了获得减振器速度特性,首先按照汽车行业标准《汽车筒式减振器台架试验方法》(QC/T 545—1999),采用多工况法进行电磁阀式阻尼可调减振器速度特性试验。利用试验数据绘制可调阻尼力 u_d 、自制驱动电路板输入端控制输入电压 U_i 、减振

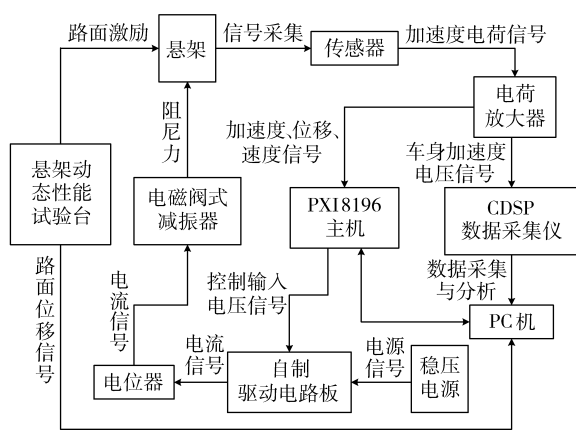


图 10 主动容错控制系统结构示意图
Fig. 10 Structural diagram of active fault tolerant control system

器活塞杆相对运动速度 v_i 的关系 $u_d = F_u(U_i, v_i)$ 曲线,再利用插值法在 LabView 中编制查表程序。在 PC 机中利用 LabView 编制信号采集、滤波、查表等相关程序,下载到 PXI8196 主机中运行。3 个压电传感器采集车身和非簧载质量的速度及位移信号送至 PXI 主机中经信号滤波后作为控制信号使用。由 DAQ6289 卡产生控制电压作为自制驱动电路板的驱动电路控制输入电压。试验中通过自制驱动电路板输出回路上串接的电位器设置作动器故障,自故障时刻 $t_{fe} = 5\text{ s}$ 始,使作动器输出发生 $\delta = 0.1$ 的增益变化故障,在容错时刻 $t_{re} = 10\text{ s}$ 时进行容错控制器切换。

4.2 试验结果与分析

电磁阀式阻尼可调减振器速度特性试验数据结果如图 11 所示。

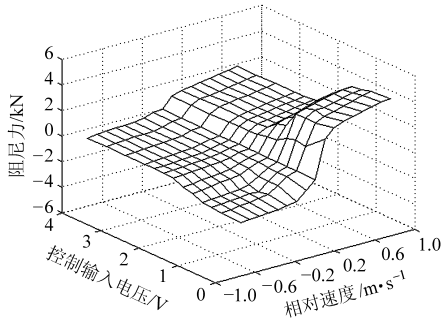


图 11 减振器可调阻尼力曲面
Fig. 11 Curve of damper's adjustable damping force

通过单通道电液伺服悬架动态性能试验台控制软件设定路面输入振幅 30 mm,激振频率 2.0 Hz,用控制律 I 对电磁阀式汽车半主动悬架进行主动控制,分别用控制律 I 与 II 对故障悬架故障前后进行容错控制试验,CDSP 数据采集仪采集车身垂直加速度,响应对比如图 12a 所示。

由图 12a 可看出,在故障时刻 $t_{fe} = 5\text{ s}$ 前,汽车半主动悬架未发生故障,在控制律 I 控制下悬架车

身垂直加速度响应(虚线)与完好无故障汽车半主动悬架车身垂直加速度响应(实线)基本接近。但自故障时刻 $t_{fe} = 5\text{ s}$ 始,故障悬架在控制律 I 控制下车身垂直加速度响应(虚线)开始出现异常,最大值相对主动悬架增加了 71.12%,仅比被动悬架小 8.31%。在容错时刻 $t_{re} = 10\text{ s}$ 进行容错控制切换,故障悬架系统经 2 s 左右时滞后,车身垂直加速度响应(虚线)逐渐恢复至与控制器 I 控制的完好无故障半主动悬架性能相接近水平(实线)。

设定路面输入振幅 30 mm,激振频率 1.5 Hz 试验,车身垂直加速度响应对比如图 12b 所示。

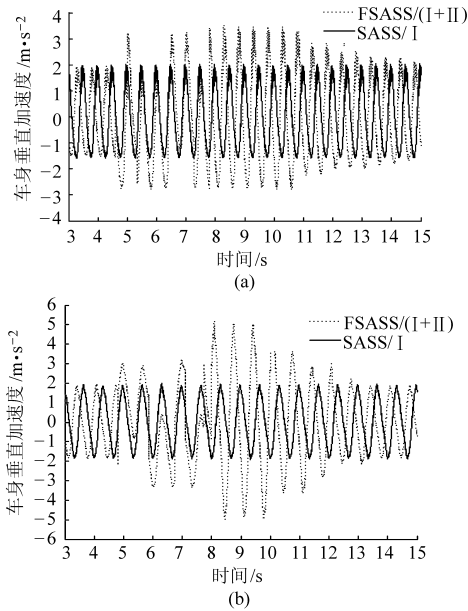


图 12 车身垂直加速度试验曲线
Fig. 12 Experimental curves of vehicle body vertical acceleration
(a) 激振频率 2.0 Hz (b) 激振频率 1.5 Hz

在图 12b 中,改变路面输入激振频率后,故障悬架在主动容错控制后车身垂直加速度性能响应(虚线)亦具有明显恢复趋势,容错控制效果显著。

对比试验与仿真结果:无故障半主动悬架在 LQG 控制下,车身垂直加速度响应仿真数值与试验数值基本吻合。故障悬架在主动容错律控制下,车身垂直加速度试验数值同仿真数值亦基本吻合,见表 2。

台架试验和仿真一样在容错控制效果改观上均有时滞现象,且台架试验时滞时间相比仿真延长 1.5 s 左右。台架试验中,由于扰动输入通道中各连接件间隙导致的时滞,控制输入通道中电磁阀电压

或电流上升、电磁阀响应、减振器阻尼液响应的时滞,传感器信号测量通道中信号测量与传输时滞,控制器中控制律计算和切换及控制策略决策的时滞,所以试验结果出现时滞。仿真中,在传感器、作动器、悬架各仿真模块中均未刻意加入时滞环节,所以时滞只受控制器中控制律计算和切换及控制策略决策时滞的影响,故时滞相比台架试验短。

表 2 车身垂直加速度仿真结果与试验结果对比

Tab.2 Comparative analysis of simulation and experimental results of vehicle body vertical acceleration

控制方式	对比指标	30 mm、2.0 Hz 正弦输入		30 mm、1.5 Hz 正弦输入	
		仿真	试验	仿真	试验
LQG 控制 (控制律 I)	最大值	1.868	2.050	1.829	1.976
	均方根值	1.156	1.169	1.156	1.227
主动容错控制 (控制律 I + II)	最大值	3.776	3.516	5.303	5.145
	均方根值	1.817	1.490	2.277	1.813

在减振器出现故障瞬间,车身垂直加速度响应曲线出现一定幅度瞬时跳变,在实际中需进一步考虑淡化环节加以处理。

5 结论

(1)视路面输入为干扰输入时,设计的鲁棒观测器针对汽车半主动悬架和故障悬架均能有效抑制干扰输入影响,准确估计悬架状态和输出,对悬架故障进行有效检测。同时在鲁棒观测器设计基础上利用系统输出残差和控制输入可精确实现作动器故障增益在线诊断。

(2)在汽车半主动悬架控制器基础上,基于控制律重组思想可不改变控制器结构而对控制律进行调整,设计半主动悬架主动容错控制器,使故障悬架的故障闭环系统与无故障半主动悬架闭环系统具有相同闭环极点或相接近系统性能。

(3)台架试验与仿真结果均表明:故障悬架在主动容错控制器控制下经 0.5 ~ 2.0 s 时滞后其各项性能水平可迅速恢复至与无故障汽车半主动悬架性能相接近水平。且仿真试验与台架试验的结果基本吻合。基于控制律重组思想设计汽车半主动悬架主动容错控制策略,可有效实现汽车半主动悬架主动容错控制,提高悬架控制品质和可靠性,优化悬架设计。

参 考 文 献

1 陈杰平,冯武堂,郭万山,等. 整车磁流变减振器半主动悬架变论域模糊控制策略[J]. 农业机械学报,2011,42(5):8 ~ 13.
Chen Jieping,Feng Wutang,Guo Wanshan,et al. Whole vehicle magnet orheological fluid damper semi-active suspension variable universe fuzzy control simulation and test[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(5):8 ~ 13. (in Chinese)
2 陈一锴,何杰,张卫华,等. 多轴重型货车悬架系统改进天棚控制策略[J]. 农业机械学报,2011,42(6):16 ~ 22.

- Chen Yikai, He Jie, Zhang Weihua, et al. Modified skyhook damping control of multi-axial heavy truck suspension system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(6): 16 ~ 22. (in Chinese)
- 3 汪若尘, 江浩斌, 张效良, 等. 阻尼非线性半主动悬架的建模与控制[J]. 农业机械学报, 2008, 39(12): 14 ~ 17. Wang Ruochen, Jiang Haobin, Zhang Xiaoliang, et al. Modeling and control of semi-active suspension with nonlinear damping [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(12): 14 ~ 17. (in Chinese)
- 4 Chen Shian, He Ren, Liu Hongguang, et al. An optimal design for suspension based on LQG control[C]//International Conference on Electric Information and Control Engineering Proceedings, Wuhan, 2011: 1 987 ~ 1 992.
- 5 Zheng Ling, Li Yinong, Chen Bingkui. A new semi-active suspension control strategy through mixed H_2/H_∞ robust technique[J]. Journal of Central South University of Technology, 2010, 17(2): 332 ~ 339.
- 6 Ahmad A, Milad G, Boris L. Output feedback constrained H_∞ control of active vehicle suspensions[C]//2010 2nd International Conference Advanced Computer Control, Shenyang, 2010: 399 ~ 404.
- 7 Abbas C, Hassan N, Mustapha O. Sensor fault detection, identification and fault tolerant control: application to active suspension [C]//Proceedings of the 2006 American Control Conference Minneapolis, Minnesota, USA, 2006: 2 351 ~ 2 356.
- 8 Peter G, Zoltan S, Jozsef B. Design of reconfigurable and fault-tolerant suspension systems based on LPV methods [C]//Proceedings of the 47th IEEE Conference on Decision and Control, Cancun, Mexico, 2008: 5 384 ~ 5 389.
- 9 杨柳青, 陈无畏, 汪洪波. 基于 H_2/H_∞ 控制的汽车主动悬架最优鲁棒容错控制[J]. 中国机械工程, 2012, 23(24): 3 013 ~ 3 019. Yang Liuqing, Chen Wuwei, Wang Hongbo. Optimal robust fault tolerant control for vehicle active suspension system based on H_2/H_∞ approach[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(24): 3 013 ~ 3 019. (in Chinese)
- 10 Crolla D, 喻凡. 车辆动力学及其控制[M]. 北京: 人民交通出版社, 2003.
- 11 Dirman H. PID controller design for semi-active car suspension based on model from intelligent system identification[C]//2010 Second International Conference on Computer Engineering and Applications, Bali Island, 2010: 60 ~ 63.
- 12 Yu Fan, Crolla D A. An optimal self-tuning controller for an active suspension[J]. Vehical System Dynamics, 1998, 29(1): 51 ~ 65.
- 13 闻新, 张洪钺, 周露. 控制系统的故障诊断与容错控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- 14 李国勇. 最优控制理论与应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.
- 15 Zhou Kemin, Ren Zhang, Wang Wei. On the design of unknown input observers and fault detection filters[C]//Proceedings of the 6th World Congress on Intelligent Control and Automation, Dalian, China, 2006: 5 638 ~ 5 642.
- 16 杨柳青, 陈无畏, 汪洪波. 基于残差信息的汽车液压主动悬架故障诊断与隔离研究[J]. 中国机械工程, 2012, 23(14): 1 746 ~ 1 752. Yang Liuqing, Chen Wuwei, Wang Hongbo. Vehicle hydraulic active suspension fault diagnosis and isolation based on residual error information[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(14): 1 746 ~ 1 752. (in Chinese)
- 17 Wang Dejun, Li Yuanchun. Estimation of effectiveness factor on-line and fault tolerant control[C]//Proceedings of the Second International Conference on Machine Learning and Cybernetics, Xi'an, 2003: 765 ~ 770.

(上接第 14 页)

- 6 朱学斌, 高峰. 多轴车辆半主动悬架控制技术分析与仿真[J]. 农业机械学报, 2008, 39(8): 33 ~ 37. Zhu Xuebin, Gao Feng. Simulation and analysis on semi-active control technology of multi-axle vehicle suspension [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(8): 33 ~ 37. (in Chinese)
- 7 董小闵, 余淼, 廖昌荣, 等. 冲击载荷下磁流变刚度变阻尼缓冲系统减振控制[J]. 农业机械学报, 2010, 41(3): 20 ~ 24. Dong Xiaomin, Yu Miao, Liao Changrong, et al. Absorbing control of magneto-rheological variable stiffness and damping system under impact load[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3): 20 ~ 24. (in Chinese)
- 8 Griffin S, Gussy J, Lane S A, et al. Virtual skyhook vibration isolation system[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2002, 124(1): 63 ~ 67.
- 9 Wang Fucheng, Liao Minkai, Liao Bohuai, et al. The performance improvements of train suspension systems with mechanical networks employing inerters[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(7): 805 ~ 830.
- 10 Papageorgiou C, Smith M C. Positive real synthesis using matrix inequalities for mechanical networks: application to vehicle suspension [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2006, 14(3): 423 ~ 435.
- 11 Scheibe F, Smith M C. Analytical solutions for optimal ride comfort and tyre grip for passive vehicle suspensions[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(10): 1 229 ~ 1 252.
- 12 Kuznetsov A, Mammadov M, Sultan I, et al. Optimization of improved suspension system with inerter device of the quarter-car model in vibration analysis[J]. Archive of Applied Mechanics, 2011, 81(10): 1 427 ~ 1 437.
- 13 Su Weijun. The nonlinearities of Inerter models and their impact on vehicle suspension design[D]. Taipei: National Taiwan University, 2005.
- 14 Matamoros-Sanchez A Z, Goodall R M, Zolotas A C, et al. Stability control of a railway vehicle using absolute stiffness and inerters [C]//UKACC International Conference on Control, Cardiff, UK, 2012: 120 ~ 127.
- 15 姚仲兴, 姚维. 电路分析原理: 上册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 279 ~ 280.