**车辆激励载荷的识别算法研究**

刘绍波，宋雪刚

(重庆工商职业学院汽智能制造与汽车学院，重庆，401520)

摘 要：车辆在行驶过程中，由于路面不平产生的激励载荷造成的振动不但影响乘坐的舒适性和行驶的平顺性，还可导致车辆悬架的疲劳损伤以及制约附着性能，从而造成一定程度的安全隐患。通过力传感器测量激励载荷面临着传感器昂贵和安装困难的难题，大多情况下通过系统的响应信息来估计激励载荷。为了实时估计载荷并且抑制噪声对识别结果的影响，本文提出了基于容积卡尔曼滤波器（CKF）和最小二乘算法的激励载荷识别算法。首先根据振动方程和测量原理建立系统状态方程和量测方程，进而用龙格库塔法将连续系统离散化得到非线性离散方程，之后用容积卡尔曼滤波器滤波并利用最小二乘法识别载荷。论文采用受已知特性的白噪声影响下的五自由度非线性车辆振动系统作为仿真对象，以受不同噪声影响下的位移和速度响应作为观测值，依次识别正弦，方波，锯齿波和混合波形的激励载荷。仿真结果表明本文提出的载荷识别算法能够很好的抑制高斯白噪声，具有良好的稳定性能。

关键词：激励载荷识别；五自由度非线性车辆系统；容积卡尔曼滤波器；最小二乘算法

中图分类号：TH113;O32 文献标识码：A

**Research on Recognition Algorithm of Vehicle Excitation Load**

Liu Shaobo, Song Xuegang

（Chongqing Institute of steam intelligent manufacturing and automobile, Career Academy, Chongqing,401520, China）

Abstract:The vibration of a vehicle is most governed by the forces generated of the road roughness, which can affect ride comfort of vehicle and cause fatigue damage of the vehicle suspension. So knowledge of these forces is very important for vehicle control systems to enhance vehicle stability and safety. Forces are hard measured directly because forces transducers are very expensive and not easy to be installed, therefore an alternative method by using displacement and speed was proposed. During the process of the estimation, noises affects the identification accuracy, and maybe cause divergence. The cubature Kalman filter (CKF) has good performance in terms of estimation accuracy, numerical stability and computational costs. So this paper presented a new methodology based on CKF and a recursive least-squares algorithm for estimating wheel-ground contact forces. The state equations and measurement equations were established according to the second order vibration system, and RK4 was employed to discretize the continuous-time equations. The CKF was used to calculate the residual innovation sequences and the residual innovation sequences were used to calculate the vertical forces. To verify the effectiveness of the identification method,numerical simulations of the five degrees of freedom vehicle vibration system subjected to white noises and four types of forces were employed. The estimation process was applied and compared to real forces. Simulation results validate and prove the feasibility of this approach.

Key words:load identification; five degrees of freedom vehicle vibration system; cubature Kalman filter; recursive least-squares algorithm[[1]](#footnote-2)

作者简介：刘绍波（1986.09—），男，重庆大足，汉，学士，助理实验师，研究方向：汽车检测与维修技术。宋雪刚（1989.10—），男，博士，副教授，主要从事机械振动和算法研究。

联系地址：重庆市合川区高校园区思源路15号

邮编：401520 手机号：13008151546 邮箱：y2i4ek@163.com

**引言**

路面不平度造成的激励载荷是车辆振动的主要来源。激励载荷在影响行驶平顺性的同时，通过轮胎、悬架、座椅等传递给乘客，从而影响乘坐的舒适性；激励载荷会影响车辆悬架的力学性能从而导致疲劳损伤；激励载荷造成的车辆垂直振动影响车辆的附着性能和制动距离，造成一定程度的安全隐患。通过估计车辆的垂直激励载荷，不但可以分析路面的不平整度特性实现对路面的评估，而且可以监测车辆的行驶状况进而对车辆进行控制。由于传统的测力传感器有价格昂贵，安装困难以及使用寿命短的缺陷，因此在国内外只有少数复杂情况下使用测力传感器直接测量激励载荷。利用载荷识别技术，通过安装位移，速度，加速度等传感器对激励载荷进行反演识别，可以弥补直接测量的不足，有很大的工程应用价值。

国内，朱涛[1]利用车辆系统的位移响应和加速度响应对垂向轮轨力进行识别。其方法可以准确的识别车辆垂向轮轨力，同时可以较好的预测系统的非测量部位响应。国外，Ward[2]等基于Kalman‐Brucy算法，利用惯性传感器对车辆轮轨接触力进行预测。Xia[3]等建立了25个自由度的模型，利用加速度传感器对16个横向和纵向的轮轨力进行了识别。

在载荷识别问题中，噪声是影识别精度的关键。为了抑制噪声，笔者提出了一种基于容积卡尔曼滤波器的时域载荷识别方法。文章针对五自由度的车辆非线性振动模型，根据车辆振动的位移响应和速度响应，实现了对车辆垂向激励载荷的估计。通过模拟仿真来验证此算法估计激励载荷的性能。

**1 车辆非线性动力学模型**

车辆是一个十分复杂的振动系统，建立一个完整模型全面反映汽车的振动特性比较困难，因此，需要根据具体问题，对振动系统进行简化。通常简化模型有：包含四轮激励输入的整车八自由度振动模型，汽车关于其纵轴线对称的五自由度平面模型，进一步简化的车身与车轮的两自由度振动模型，以及分析车身垂直振动的单自由度车辆模型。本论文为准确描述汽车的振动并同时简化整车振动系统，采用包括人一车系统的五自由度非线性模型，整车振动系统如图1所示。其模型假设[4-5]如下：

 （1）车身、发动机、车架、前后轴为刚性，车身、车架为刚性连接。
 （2）小车结构对于垂直面对称，左右路面轮廓相同，只考虑垂直方向振动和纵向角振动。
 （3）小车悬架刚度、轮胎刚度、座椅刚度均为位移的函数，悬架阻尼、座椅阻尼为相对速度的线性函数。
 （4）轮胎与路面保持接触，无弹跳。
 （5）路面位移输入函数作用在轮胎与路面的接触点中心上。

图1 五自由度车辆动力学模型

Fig.1 Five-degree-freedom vehicle dynamics model

在此车辆振动模型中，由于轮胎的阻尼很小， 因此忽略不计。激励载荷来自路面的不平整度$q\_{1}$和$q\_{2}$[6]。在此文章中，认为车辆系统的弹簧刚度为非线性，为了方便分析，令车辆模型中的5个弹簧的非线性系数相同，统一为$F=k\_{i}z\_{i}+εk\_{i}z\_{i}^{3}$ （*i* = 1，2，…，5），其中*ε*为非线性项系数。

图1中，$z\_{1},z\_{2},z\_{3},z\_{4},z\_{5}$分别为人椅系统位移，车身垂向位移，簧上质量绕质心的角位移，前车轮垂向位移，后车轮垂向位移。$m\_{3}$为座椅质量，*m*为车身质量，$m\_{1}$、$m\_{2}$为前后非悬挂质量。$k\_{5}$、$c\_{5}$为座椅刚度和座椅阻尼，$k\_{1}$、$c\_{1}$为前悬挂刚度和前悬挂阻尼，$k\_{2}$、$c\_{2}$为后悬挂刚度和后悬挂阻尼，$k\_{3}$、$k\_{4}$分别为前轮胎刚度和后轮胎刚度。$I\_{y}$为车身转动惯量，*a*、*b*分别为前悬挂和后悬挂到质心的距离，*L*为轴距，*d*为桌椅至簧上质量质心*m*的距离。$q\_{1}$、$q\_{2}$分别为地面对前轮和后轮的激励，在此被视为关于时间的函数。此系统的非线性动力学方程可表示为[7-8]

 (1)







路面激励函数*Q*( t) =［$q\_{1}$( t)，$q\_{2}$( t)］。方程非线性项体现在矩阵*G*上，该矩阵中的参数*ε*为非线性项系数，其大小表明系统的非线性强弱。

**2 动力学模型的离散化**

龙格库塔法是由[卡尔·龙格](http://baike.sogou.com/lemma/ShowInnerLink.htm?lemmaId=63493534)和马丁·威尔海姆·库塔在1900年左右发明的迭代算法，其中得到广泛认知的四阶龙格库塔法具有精度高，收敛，稳定的优点。在非线性系统的离散化中，四阶龙格库塔法因具有足够高的精度而得到广泛应用[9]。

对于上述非线性模型（2），其状态方程和观测方程描述为：

 (2)

其中：





*x*(t) 是状态向量，由五个自由度的位移和五个自由度的速度组成。*z*(t)是观测向量，由传感器的采集信号组成，在此论文中，以位移和速度作为观测量。函数*f*(•)和*h*(•)与状态向量、载荷向量和时间有关。*w*(t)和*v*(t)代表互不相关的系统白噪声，是造成载荷识别误差的关键。

 应用四阶龙格库塔法将上述方程（2）离散化得到离散化的状态方程，其离散化步骤如下所示：

 (3)

其中：



$x\_{k}$是*k*时刻的状态量估计值，*ΔT*是离散化时间间隔。

通过龙格库塔法得到离散化系统模型：

(4)

其中：*w*和*v*分别为互不相关的系统白噪声序列和观测白噪声序列。将其统计特性描叙为：

$E\left[w\left(k\right)\right]=0，E\left[w\left(k\right)w^{T}\left(l\right)\right]=Q\left(k\right)δ\_{kl}，Q=Q\_{w}I\_{2n\*2n}$，$E\left[v\left(k\right)\right]=0$*，*$E\left[v\left(k\right)v^{T}\left(l\right)\right]=R\left(k\right)δ\_{kl}，R=R\_{v}I\_{2n\*2n}$， $R\_{v}=σ^{2}$。*Q*和*R*是协方差矩阵。之后的噪声特性用参数$σ$和$Q\_{w}$描述，通过设置其不同的值来描述不同大小的高斯白噪声。

**3 基于容积卡尔曼滤波器的载荷识别算法**

**3.1 容积卡尔曼滤波算法**

 针对离散化系统模型（4），应用容积卡尔曼算法进行滤波。容积卡尔曼滤波器采用一组等权值的容积点集解决贝叶斯滤波的积分问题，相对于扩展卡尔曼滤波、无迹卡尔曼滤波等非线性滤波算法，CKF算法具备更优的非线性逼近性能、数值精度以及滤波稳定性[10-11]。

CKF滤波器流程如下所示：

初始化

 (5)

时间更新：

1 分解状态估计误差协方差阵

 (6)

2 计算容积点

 (7)

其中，$\hat{x}\_{k/k-1}$为*k*-1时刻状态估计值；*m*=2*n*，*n*是状态向量*X*维数；$ξ\_{i}=\sqrt{m/2}×[1]\_{i}$，$[1]\_{i}$是点集$[i]$的第*i*列。

3 计算传播容积点

 (8)

4 状态一步预测值和一步预测误差协方差矩阵

 (9)

 (10)

量测更新 ：

1 因式分解

 (11)

2 计算容积点

 (12)

3 计算传播容积点

 (13)

4 量测一步预测值，方差，协方差

 (14)

 (15)

 (16)

5 计算增益矩阵，信息值，状态向量及协方差矩阵

 (17)

 (18)

 (19)

 (20)

**3.2 基于CKF滤波结果的最小二乘估计算法**

Ma[12-13]提出基于卡尔曼滤波器和递归最小二乘法的载荷识别算法，该方法利用卡尔曼滤波器来抑制噪声，并将卡尔曼滤波器的信息，协方差和最小二乘算法结合起来估计载荷，具有很高的应用价值。在Ma的基础上，Lin[14-15]利用扩展卡尔曼滤波器将非线性问题转化为线性问题，从而解决了卡尔曼滤波器在非线性系统中识别载荷的问题。但是扩展卡尔曼滤波器存在着精度不高、稳定性差、对目标机动反应迟缓等缺点。本论文针对扩展卡尔曼滤波器的缺陷，成功的将CKF与最小二乘算法结合起来。此估计算法基于CKF滤波器产生的一步估计值$\hat{x}\_{k/k-1}$，增益矩阵$K\_{k}$,协方差矩阵$P\_{zz,k/k-1}$和新息序列$ε\_{k}$，利用最小二乘算法估计载荷大小。其基于最小二乘法的估计器步骤如下所示：

 (21)

 (22)

 (23)

 (24)

 (25)

 (26)  (27)

(28) (29)

 (30)

其中，$B\_{s}$(k)和$M\_{s}$(k)是敏感系数矩阵，$\hat{F}$*(k)*是载荷估计值。*γ*是调节参数，用来协调自适应能力和估计精度，通常被设置为0到1之间的常数。*γ*值越小，其快速跟踪能力越强，但其相应的抑制噪声的能力下降，在此设为0.3。

**4 数值仿真和结果讨论**

**4.1 仿真参数及方案**

 针对汽车五自由度非线性振动模型，其参数设置如下表1所示。为了充分描述载荷识别算法的特性，在此将路面不平度函数$q\_{1}$或$q\_{2}$依次设为正弦激励，方波激励，锯齿波激励和混合波形激励。将龙格库塔法求得的系统响应（位移和速度）加上高斯白噪声作为观测值，应用本文提出的载荷识别算法反求载荷。为了更好的反映载荷识别效果，量化识别误差。本文将均方根误差作为量化指标。均方根误差（*RMSE*）是指观测值与真值偏差的平方和观测次数*n*比值的平方根，它能够很好的反映出测量的精密度**，**其定义公式如下所示：

  (31)

表1 模型参数表

Tab.1 Model parameter

|  |
| --- |
| 名称 变量 数值 |
| 车身质量（Kg）  | *m* | 1540 |
| 人椅质量（Kg）  | $$m\_{3}$$ | 75 |
| 前轮簧下质量（Kg）  | $$m\_{1}$$ | 215 |
| 后轮簧下质量（Kg）  | $$m\_{2}$$ | 188 |
| 俯仰转动惯量（Kg\*m2）  | $$I\_{y}$$ | 1314.5 |
| 前悬架垂向阻尼（N\*s/m）  | $$c\_{1}$$ | 4523 |
| 后悬架垂向阻尼（N\*s/m）  | $$c\_{2}$$ | 7023 |
| 前排座椅垂向阻尼（N\*s/m）  | $$c\_{5}$$ | 2500 |
| 前悬架垂向刚度（N/m）  | $$k\_{1}$$ | 106145 |
| 后悬架垂向刚度（N/m）  | $$k\_{2}$$ | 7023 |
| 前排左座椅垂向刚度（N/m）  | $$k\_{5}$$ | 80000 |
| 前轮胎垂向刚度（N/m）  | $$k\_{3}$$ | 1204727 |
| 后轮胎垂向刚度（N/m）  | $$k\_{4}$$ | 1354707 |
| 车身质心到人椅的纵向距离（m） | *d* | 0.7 |
| 车身质心到前轮的纵向距离（m）  | *a* | 1.15 |
| 车身质心到后轮的纵向距离（m）  | *b* | 1.15 |

**4.2 仿真实验结果**

 （1）图2、3是系统在不同噪声下的正弦载荷识别结果。图2是系统在采样频率为1000HZ，噪声系数$σ$=1e-4,$Q\_{w}$=1e-8下识别10HZ正弦激励的结果。图3是系统在采样频率为1000HZ，噪声系数$σ$=1e-3,$Q\_{w}$=1e-6下识别10HZ正弦激励的结果。其激

励以不平度函数表示。

图2 正弦载荷识别结果（$σ$=1e-4,$Q\_{w}$=1e-8）

Fig.2Identification results of sinusoidal force（$σ$=1e-4,$Q\_{w}$=1e-8）



图3 正弦载荷识别结果（$σ$=1e-3,$Q\_{w}$=1e-6）

Fig.3Identification results of sinusoidal force（$σ$=1e-3,$Q\_{w}$=1e-6）

 （2）图4、5是系统在不同噪声下的方波载荷识别结果。图4是系统在采样频率为1000HZ，噪声系数$σ$=1e-4,$Q\_{w}$=1e-8下识别10HZ方波载荷的结果。图5是系统在采样频率为1000HZ，噪声系数$σ$=1e-3,$Q\_{w}$=1e-6下识别10HZ方波载荷的结果。激励以不平度函数表示。



图4 方波载荷识别结果（$σ$=1e-4,$Q\_{w}$=1e-8）

Fig.4Identification results of rectangular force（$σ$=1e-4,$Q\_{w}$=1e-8）

图5 方波载荷识别结果（$σ$=1e-3,$Q\_{w}$=1e-6）

Fig.5Identification results of rectangular force（$σ$=1e-3,$Q\_{w}$=1e-6）

 （3）图6、7是系统在不同噪声下的锯齿波形载荷识别结果。图6是系统在采样频率为1000HZ，噪声系数$σ$=1e-4,$Q\_{w}$=1e-8下识别10HZ锯齿波载荷的结果。图7是系统在采样频率为1000HZ，噪声系数$σ$=1e-3,$Q\_{w}$=1e-6下识别锯齿波载荷的结果。其激励以不平度函数表示。



图6 锯齿载荷识别结果（$σ$=1e-4,$Q\_{w}$=1e-8）

Fig.6Identification results of triangular force（$σ$=1e-4,$Q\_{w}$=1e-8）



图7 锯齿载荷识别结果（$σ$=1e-3,$Q\_{w}$=1e-6）

Fig.7Identification results of triangular force（$σ$=1e-3,$Q\_{w}$=1e-6）

 （4）图8、9是系统在不同噪声下的混合波形载荷识别结果。图8是系统在采样频率为1000HZ，噪声系数$σ$=1e-4,$Q\_{w}$=1e-8下识别混合波形载荷的结果。图9是系统在采样频率为1000HZ，噪声系数$σ$=1e-3,$Q\_{w}$=1e-6下识别混合波形载荷的结果。其激励以不平度函数表示。



图8 混合载荷识别结果（$σ$=1e-4,$Q\_{w}$=1e-8）

Fig.8Identification results of mixed force（$σ$=1e-4,$Q\_{w}$=1e-8）



图9 混合载荷识别结果（$σ$=1e-3,$Q\_{w}$=1e-6）

Fig.9Identification results of mixed force（$σ$=1e-3,$Q\_{w}$=1e-6）

 （5）表2是在上述条件下识别四种载荷的平均误差和均方根误差，其数值以百分比形式列出。

表2 估计误差

Tab.2 Identification errors

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | 平均误差(%) | RMSE(%) |
| 图2 | 0.0011 | 0.759 |
| 图3 | 0.0045 | 0.768 |
| 图4 | 0.0122 | 1.052 |
| 图5 | 0.0100 | 1.065 |
| 图6 | 0.0103 | 0.639 |
| 图7 | 0.0123 | 0.641 |
| 图8 | 0.0072 | 3.010 |
| 图9 | 0.0019 | 3.022 |

**4.3 仿真结果讨论**

 （1）基于容积卡尔曼滤波器的车辆激励载荷识别算法无需大量的存储数据，它利用前一时刻的载荷估计值和当前时刻位移和速度的观测值来估计当前时刻的激励载荷，具有良好的实时性。

 （2）仿真数据结果显示：本文提出的载荷识别算法在初始四至五个时刻之后能够快速收敛到理想状态，在之后时间段，系统保持稳定。由误差表格所示：载荷识别算法具有良好的识别精度。由图2、3，图4、5，与图6、7对比说明：正弦波形的识别结果要优于方波载荷和锯齿波载荷。

 （3） 通过对系统施加不同大小的高斯白噪声，识别结果说明，系统识别结果虽然受白噪声影响，但具有良好的稳定性和抗干扰能力。当噪声较大情况下，识别载荷在理论值附近波动，并未造成系统发散和误差扩大的情况。

**5 结论**

 本文针对车辆系统的激励载荷识别问题，提出了基于容积卡尔曼滤波器和最小二乘算法的估计算法，此算法应用位移传感器和速度传感器的数据作为观测值，利用前一时刻的估计值和当前时刻的观测值来估计当前时刻的激励载荷。为了验证算法的估计性能，进行了基于五自由度非线性系统的仿真实验。在不同高斯白噪声的影响下，分别识别四种激励载荷，实验数据表明：该实时算法识别精度高，抗干扰性好，具有良好的收敛性能。

**参考文献**

[1 ] 朱涛, 肖守讷, 阳光武等. 车辆垂向轮轨力识别方法与试验[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(5):892-896.

Zhu Tao;Xiao Shoune;Yang Guangwu;Hu Guangzhong; Vertical Wheel/Rail Force Identification Method for Railway Vehicle and Its Test Validation[J]. Journal of Vibration,Measurement & Diagnosis,2015, 35(5):892-896.

[2] Ward C P, Goodall R M, Charles R D G A. Adhesion estimation at the wheel–rail interface using advanced model-based filtering[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(12):1-20.

[3] Xia F. The estimation of wheel-rail interaction forces from wagon accelerations[J]. Advances in applied mechanics : proceedings of the fourth Australasian Congress on Applied Mechanics, Melbourne, Australia, 16-18 February 2005 / edited by Mike Xie. [et. al.] Melbourne, Vic. : Institure of Materials Engineering Australasia Ltd, 2005. p, 2005.

[4] 严世榕. 影响汽车振动特性的几个参数研究[J]. 机械强度, 2006, 28(s1):22-25.

YAN ShiRong. INVESTIGATION OF SOME PARAMETERS AFFECTING THE VIBRATIONAL CHARACTERISTICS OF AUTOMOTIVES[J]. Journal of Mechanical Strength, 2006, 28(s1):22-25.

[5] 陈翠彪. 基于多人载的汽车三维动力学平顺性仿真分析[D]. 合肥工业大学, 2007.

[6] 陈翠彪, 刘正士, 彭敏,等. 双轴汽车受路面作用的动载荷分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(2):185-187.

[7] 张立军, 何辉. 车辆行驶动力学理论及应用[M]. 国防工业出版社, 2011.

[8] 贾爱芹, 蒋志强, 陈建军,等. 五自由度随机参数结构车辆的振动响应分析[J]. 机械强度, 2015(3):387-392.

JIA AiQin;JIANG ZhiQiang;CHEN JianJun;WEN ZhenHua;VIBRATION RESPONSE ANALYSIS OF FIVE-DEGREE-FREEDOM VEHICLE WITH STOCHASTIC STRUCTURAL PARAMETERS[J]. Journal of Mechanical Strength, 2015(3):387-392.

[9] 王世元. 非线性卡尔曼滤波器原理及应用[M]. 电子工业出版社, 2015.

[10] Arasaratnam I, Haykin S. Cubature Kalman Filters[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2009, 54(6):1254-1269.

[11] Arasaratnam I, Haykin S, Hurd T R. Cubature Kalman Filtering for Continuous-Discrete Systems: Theory and Simulations[J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2010, 58(10):4977-4993.

[12] C.-K. M A, Chang J M, Lin D C. INPUT FORCES ESTIMATION OF BEAM STRUCTURES BY AN INVERSE METHOD[J]. Journal of Sound & Vibration, 2003, 259(259):387-407.

[13] CHIH-KAO MA, PAN-CHIO TUAN, DONG-CHERNG LIN, et al. A study of an inverse method for the estimation of impulsive loads[J]. International Journal of Systems Science, 1998, 29(6):663-672.

[14] Dong-Cherng Lin. Input estimation for nonlinear systems[J]. Inverse Problems in Science and Engineering, 2010, 18(5):673-689.

[15] DongCherng Lin. Adaptive weighting input estimation for nonlinear systems[J]. International Journal of Systems Science, 2012, 43(1):31-40.

1. [↑](#footnote-ref-2)