

非平稳路面激励下车辆振动动力学建模与仿真

胡启国, 钱 凯, 李力克, 岳光杰, 司红建

(重庆交通大学 机电与汽车工程学院, 重庆 400074)

摘 要: 为研究非平稳路面激励下车辆振动特性, 建立了非平稳路面时域模型及 1/2 车身的五自由度汽车振动模型. 运用 Margenau-Hill 时频分析方法, 对非平稳路面汽车前后轮激励进行时频特性分析, 结果表明非平稳路面激励具有低频波动特性. 最后以第二类拉格朗日法为理论基础, 建立振动动力学方程, 并借助 MATLAB/simulink 建立振动仿真模型, 得出在非平稳路面激励下, 分别适当减小汽车座椅悬架与后悬架刚度以及提高汽车座椅悬架与后悬架阻尼, 可以提高驾驶员的乘坐舒适性.

关键词: 非平稳路面激励; Margenau-Hill 时频分析; 第二类拉格朗日法; MATLAB/simulink

中图分类号: U461.3 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2012.06.012

0 引言

来自路面的随机激励会引起汽车的振动, 这种振动将会影响汽车的乘坐舒适性, 所以研究汽车的振动特性是很有必要的^[1]. 目前车辆平顺性分析研究的前提是车辆在匀速的情况下行驶. 这种方法在一定程度上反映了车辆行驶的振动特性, 但研究结果不能客观真实地反映实际的振动特性. 为了研究驾驶员在汽车匀加速过程中的振动情况, 建立了非平稳路面激励模型, 并以此作为汽车前后轮的输入, 建立 1/2 车身五自由度的非匀速行驶的车辆振动模型, 研究路面不平度等级、汽车加速度、汽车悬架系统参数、座椅悬架系统参数对驾驶员乘坐舒适性的影响.

1 路面模型的建立

路面不平度主要用路面功率谱密度描述其统计特性. 路面功率谱密度可以表示为^[2]

$$G_q(n) = G_q(n_0) (n/n_0)^{-W}.$$

式中: n 为空间频率, m^{-1} ; $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$ 为参考空间频率, $G_q(n_0)$ 为参考空间频率 n_0 下的路面功率谱密度值, 称为路面不平度系数, 单位为 $\text{m}^2/\text{m}^{-1} = \text{m}^3$; W 为频率指数, 它决定路面功率谱密度的频率结构, 一般近似取值为 2. 根据路面功率谱密度把路面等级分为 8 级, 表 1 给出了 4 级路面的

相关参数.

表 1 路面不平度分类标准

Tab. 1 Roughness of road surface of rank standard

路面等级	路面不平度 $G_q(n_0)/(10^{-6} \text{ m}^3)$		
	下限	几何平均值	上限
A	8	16	32
B	32	64	128
C	128	256	512
D	512	1 024	2 048

汽车在非匀速行驶时, 汽车前轮受到的路面激励可以表示为^[3]

$$\dot{q}_r(t) + \dot{s}_c \Omega_c q_r(t) = n_0 \sqrt{2\pi s_q(n_0) \dot{s}_c} W_1(t). \quad (1)$$

由于汽车前后轮存在着迟滞性, 所以汽车前后轮激励可以表示为

$$q_r(t) = q_f(t - t_0). \quad (2)$$

通过式(1)和式(2)可以将汽车后轮受到的路面激励表示为式(3):

$$\dot{q}_r(t) = (-2\dot{s}_c/l_c) q_r(t) - \dot{q}_f(t) + (2\dot{s}_c/l_c) q_f(t). \quad (3)$$

式中: $q_f(t)$ 、 $q_r(t)$ 分别为汽车前后轮的路面激励的时域表达式; \dot{s}_c 为汽车前轮的水平位移; $\Omega_c = 2\pi n_c$ 为路面空间截止角频率; $W_1(t)$ 是平稳白噪声; $l_c = c + d$ 为轴距.

由式(1)与(3)并通过 MATLAB/simulink 模块对初速度为 0 m/s、加速度为 3 m/s², C 级路面,

收稿日期: 2012-06-12; 修订日期: 2012-08-20

基金项目: 重庆市自然科学基金计划资助项目(2008BB3353); 中国石油天然气集团公司资助项目(AJ-11-16)

作者简介: 胡启国(1968-), 男, 重庆人, 重庆交通大学教授, 博士后, 主要从事机械设计、车辆系统动力学, 机械可靠性等方面的研究.

汽车轴距为 2.5 m, 汽车加速行驶 15 s, 进行建模, 仿真结果见图 1~2.

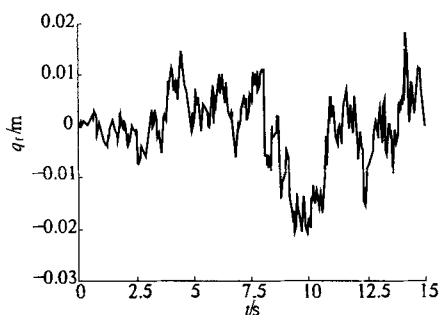


图 1 前轮路面非平稳激励

Fig. 1 The non-stationary road excitation of front wheel

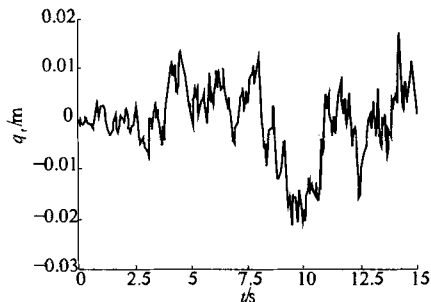


图 2 后轮路面非平稳激励

Fig. 2 The non-stationary road excitation of rear wheel

通过图 1~2 可知, 在 0~5 s 内, 随着车速的增加, 汽车前后轮受到路面激励振幅较小, 即车速在 15 m/s 以内, 汽车受到地面冲击相对较小. 但随着加速时间的增加, 汽车受到的路面激励幅值也在增加. 但当车速增加到一定的程度, 路面的激励幅值基本上在一个稳定的范围内上下波动.

2 非平稳激励的时频分析

采用伪 Margenau-Hill 时频分析对前后轮路面激励进行时频分析^[4]. 假设路面激励信号 $x(t)$ 的时频分布 $p(t, f)$ 一般形式为:

$$p(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} x(u + \frac{\tau}{2}) x \cdot (u - \frac{\tau}{2}) \cdot \phi(\tau, v) e^{-j2\pi(vf + u\tau - uv)} du d\tau dv.$$

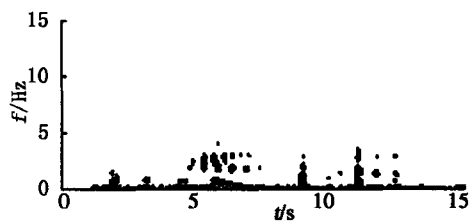
式中: $\phi(\tau, v)$ 是核函数. 当 $\phi \equiv \cos(\pi\tau v)$, 并且对变量 τ 加窗函数 $h(\tau)$, 此时该分布称之为伪 Margenau-Hill 分布, 可表示为:

$$p_{PMH}(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} x(u + \frac{\tau}{2}) x \cdot (u - \frac{\tau}{2}) \cdot h(\tau) \cos(\pi\tau v) e^{-j2\pi(vf + u\tau - uv)} du d\tau dv.$$

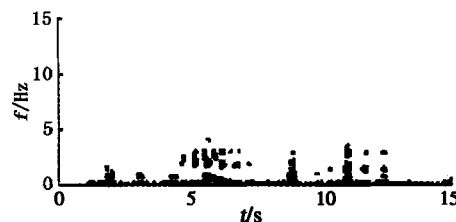
其中, $h(\tau)$ 为窗函数.

图 3(a)、(b) 为前后轮伪 Margenau-Hill 时频分布图. 路面激励瞬态信号在整个时频中呈现出低频信号, 在时频图谱中体现出能量的集中. 结合

图 1~3 可以将路面低频波动特征表征出来.



(a) 前轮



(b) 后轮

图 3 前轮和后轮 Margenau-Hill 时频分布

Fig. 3 The front and rear wheel of the Margenau-Hill time-frequency distribution

3 五自由度汽车振动模型的建立

为研究非平稳路面激励下车辆的振动特性, 将汽车简化为二分之一车身的五自由度振动模型, 模型见图 4: m_z 为汽车座椅质量; Z_c 为座椅位移; K_z 为座椅底座刚度; C_z 为座椅底座阻尼系数; m_b 为簧载质量; Z_b 为簧载质量质心位移; θ_b 为车身的俯仰转角; I_b 为车身转动惯量; Z_2 、 Z_4 为前后轴对应的车身垂直位移; K_{sf} 、 K_{sr} 为前后悬架弹簧刚度; C_{sf} 、 C_{sr} 为前后轴阻尼系数; Z_1 、 Z_3 为前后轮垂直位移; m_{wf} 、 m_{wr} 为前后轮胎质量; K_{tf} 、 K_{tr} 为前后轮胎阻尼系数; q_f 、 q_r 为前后轮路面激励.

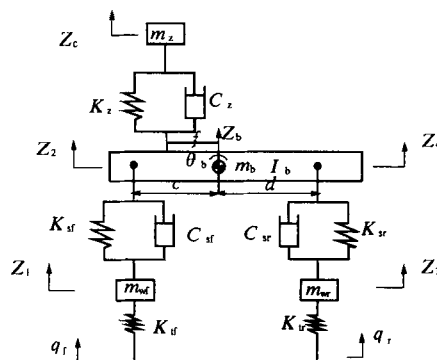


图 4 五自由度汽车动力学模型

Fig. 4 Five DOE dynamics model of the vehicle

根据第二类拉格朗日方程对五自由度汽车振动力学模型建立微分方程, 其拉格朗日方程的形式^[5-9]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i.$$

式中: T 为系统动能; U 为系统势能; D 为系统耗散能; Q_i 为广义激振力。

系统的广义坐标为: $A^T = [Z_1, Z_3, Z_b, Z_c, \theta_b]$;

系统的动能方程为:

$$T = 0.5m_{wf}\dot{Z}_1^2 + 0.5m_{wr}\dot{Z}_3^2 + 0.5m_b\dot{Z}_b^2 + 0.5m_z\dot{Z}_c^2 + 0.5I_p\dot{\theta}_b^2.$$

系统的势能方程:

$$U = 0.5K_{tf}(Z_1 - q_f)^2 + 0.5K_{tr}(Z_3 - q_r)^2 + 0.5K_{sf}(Z_b - Z_2 - Z_1)^2 + 0.5K_{sr}(Z_b + Z_4 - Z_3)^2 + 0.5K_z(Z_c - Z_b - Z_d)^2.$$

式中: $Z_2 = c\theta_b$; $Z_4 = d\theta_b$; $Z_d = f\theta_b$.

系统的耗散方程:

$$D = 0.5C_{sf}(\dot{Z}_b - \dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)^2 + 0.5C_{sr}(\dot{Z}_b + \dot{Z}_4 - \dot{Z}_3)^2 + 0.5C_z(\dot{Z}_c - \dot{Z}_b - \dot{Z}_d)^2.$$

根据系统的动能方程、势能方程、耗散方程, 将上述方程简写为:

$$M\ddot{A} + C\dot{A} + KA = K_tQ. \quad (4)$$

其中, $Q = [q_f \ q_r]^T$;

$$M = \begin{bmatrix} m_{wf} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{wr} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_z & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_p \end{bmatrix}; K_t = \begin{bmatrix} K_{tf} & 0 \\ 0 & K_{tr} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{sf} & 0 & -C_{sf} & 0 & cC_{sf} \\ 0 & C_{sr} & -C_{sr} & 0 & -dC_{sr} \\ -C_{sf} & -C_{sr} & C_{sf} + C_{sr} + C_z & -C_z & dC_{sr} + fC_z - cC_{sf} \\ 0 & 0 & -C_z & C_z & -fC_z \\ cC_{sf} & -dC_{sr} & dC_{sr} + fC_z - cC_{sf} & -fC_z & c^2C_{sf} + d^2C_{sr} + f^2C_z \end{bmatrix};$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{tf} + K_{sf} & 0 & -K_{sf} & 0 & cK_{sf} \\ 0 & K_{tr} + K_{sr} & -K_{sr} & 0 & -dK_{sr} \\ -K_{sf} & -K_{sr} & K_{sf} + K_{sr} + K_z & -K_z & dK_{sr} + fK_z - cK_{sf} \\ 0 & 0 & -K_z & K_z & -fK_z \\ cK_{sf} & -dK_{sr} & dK_{sr} + fK_z - cK_{sf} & -fK_z & c^2K_{sf} + d^2K_{sr} + f^2K_z \end{bmatrix}.$$

将方程式(4)转化为状态方程, 最终的形式为

$$\ddot{A} = M^{-1}(K_tQ - C\dot{A} - KA). \quad (5)$$

4 仿真参数确定与模型建立

某车辆的基本参数如表 2 所示. 根据表 2 的汽车参数和振动动力学方程(5), 运用 MATLAB/simulink 建立五自由度汽车振动动力学模型, 如图 5 所示.

表 2 汽车基本参数

Tab. 2 Basic parameters of vehicle

参数	数值	参数	数值
m_{wf}	40 kg	K_{sr}	24 kN/m
m_{wr}	45.5 kg	K_z	8 kN/m
m_b	690 kg	C_{sf}	1.5 kN · s/m
m_z	70 kg	C_{sr}	1.5 kN · s/m
K_{tf}	195 kN/m	C_z	0.15 kN · s/m
K_{tr}	195 kN/m	c	1.15 m
K_{sf}	20 kN/m	d	1.35 m
I_p	1 222 kg · m ²	f	0.55 m

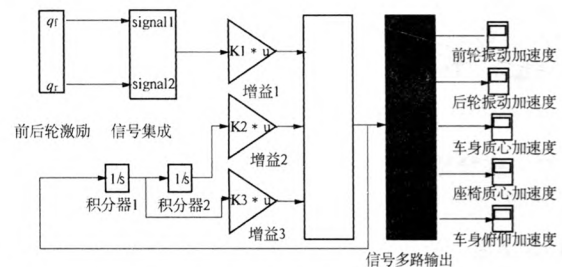


图 5 五自由度汽车动力学 simulink 模型

Fig. 5 Five DOE dynamics model of the vehicle

5 仿真分析

5.1 车辆加速度对座椅垂直振动加速度的影响

汽车以初速度为 0 m/s, 加速度分别为 2, 3, 4 m/s², 加速行驶 377.5 m, 座椅振动加速度曲线见图 6. 在整个加速过程中, 加速度越大, 座椅垂直振动加速度的幅值也相应较大. 这说明汽车加速度对人的乘坐舒适性有很大的影响.

5.2 路面不平度对座椅垂直加速度的影响

在 B、C、D 级 3 种路面上以相同的加速度加速行驶 15 s, 座椅的振动垂直振动加速度最大分别为 1.52, 3.06, 6.13 m/s². 路面不平度对座椅垂直加速度的影响如图 7 所示. 可见路面的好坏程度直接影响到座椅的垂直振动加速度, 从而影响人的乘坐舒适性.

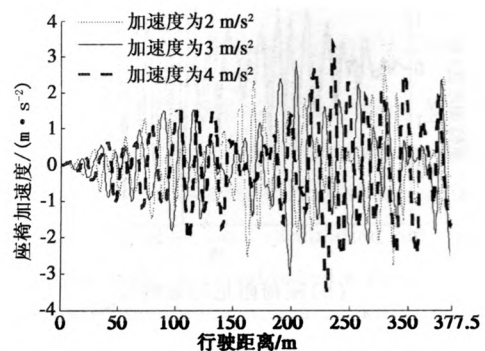


图 6 不同加速度下座椅垂直振动加速度曲线

Fig. 6 The seat of the vehicle vertical acceleration curve on different

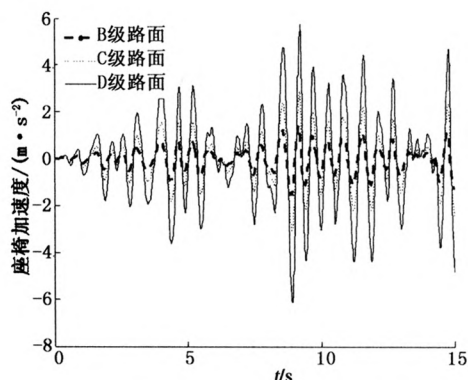
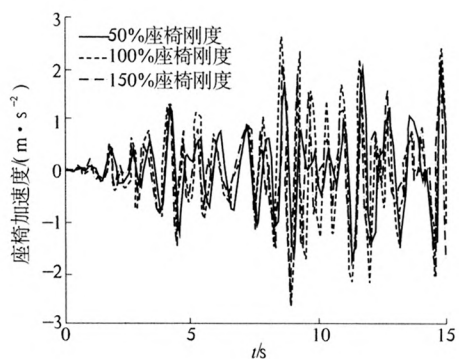


图7 不同等级路下座椅振动加速度曲线

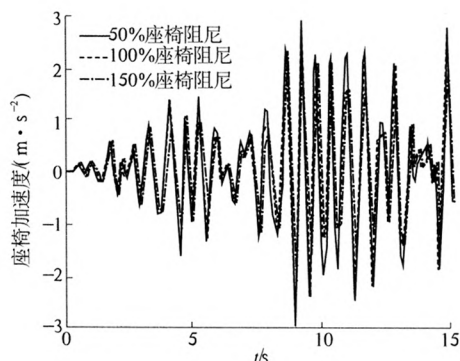
Fig.7 The seat of the vehicle vertical acceleration curve on different road

5.3 座椅刚度与阻尼对座椅加速度的影响

汽车以初速度为 0 m/s, 加速度为 2 m/s^2 , 在 D 级路面, 分别将座椅悬架系统的刚度与阻尼改变为原来的 50%、100%、150%, 仿真分析结果见图 8. 图 8(a) 表明减小座椅刚度可以降低汽车座椅处的振动加速度; 图 8(b) 说明增加阻尼降低了座椅处的振动加速度.



(a) 座椅悬架刚度的影响



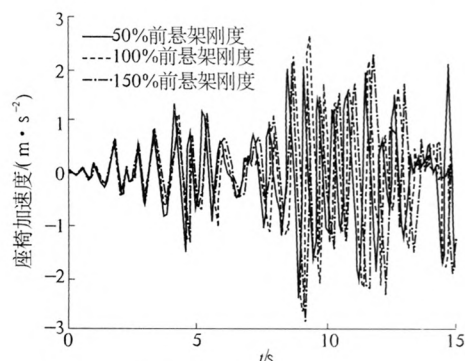
(b) 座椅阻尼的影响

图8 座椅阻尼和座椅悬架刚度对座椅振动加速度

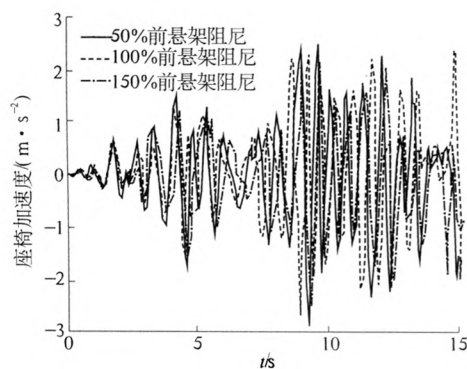
Fig.8 Influence of suspension stiffness and damping of seat on acceleration of seat

5.4 前悬架刚度和阻尼对座椅振动加速度影响

将前悬架刚度与阻尼分别改变为原来的 50%、100%、150%, 仿真分析结果见图 9.



(a) 前悬架刚度的影响



(b) 前悬架阻尼的影响

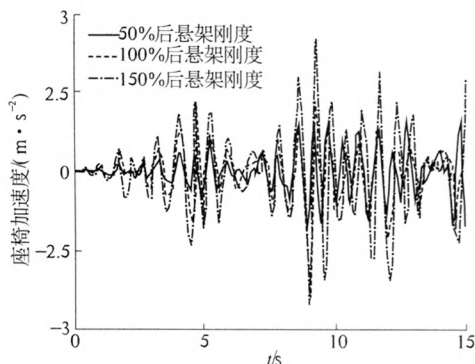
图9 前悬架刚度和阻尼对座椅振动加速度的影响

Fig.9 Influence of front suspension stiffness and damping on acceleration of the seat

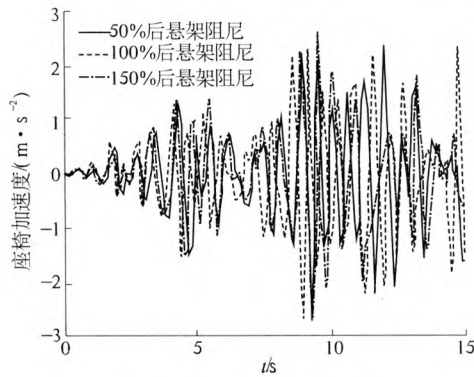
图 9(a) 表明改变前悬架刚度, 座椅处振动加速度幅值没有发生明显的改变. 图 9(b) 说明了改变前悬架阻尼对座椅振动变化影响不大.

5.5 后悬架刚度和阻尼对座椅振动加速度影响

将后悬架刚度与阻尼分别改变为原来的 50%、100%、150%, 仿真分析结果见图 10.



(a) 后悬架刚度的影响



(b)后悬架阻尼的影响

图10 后悬架刚度和阻尼对座椅振动加速度的影响

Fig.10 Influence of rear suspension stiffness and damping on acceleration of the seat

图10(a)显示后悬架刚度增加或减小50%时,座椅处振动加速度幅值发生了较大的变化;图10(b)也说明了改变后悬架阻尼对座椅振动变化影响没有改变刚度那么明显,但增大后悬架阻尼可以在一定程度上减小座椅处的振动加速度幅值。

6 结论

(1)建立了非平稳激励路面,运用伪 Margenau-Hill 时频分析方法对非平稳路面信号进行时频分析,分析结果表明随着车速的增加,路面低频成分在增加,体现出了路面的低频波动性。

(2)通过 MATLAB/simulink 建立5自由度的非平稳路面激励的汽车振动动力学模型,通过仿真模拟分析得出:在相同等级的路面上,加速度越大,座椅处垂直的振动加速度越大;在同一加速条件下,路面状况越差,座椅处垂直振动加速度越大。

(3)在满足座椅悬架系统参数的条件下,适当的降低座椅悬架刚度与提高阻尼可以提高驾驶员的乘坐舒适性。对于前悬架系统,降低刚度与增加阻尼对提高乘坐舒适性效果不佳。但是适当的降低后悬架系统的刚度,增加阻尼,可以提高驾驶员的乘坐舒适性。

参考文献:

- [1] 宋一凡,陈荣峰,梁乃兴. 基于路面不平整度的车辆振动响应分析方法[J]. 交通运输工程学报, 2007,7(4):39-43.
- [2] 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社, 2006.
- [3] 张立军,张天侠. 车辆非匀速行驶时路面随机输入的时频研究[J]. 汽车工程, 2005,27(6):710-714.
- [4] 刘日龙,冯志华. Margenau-Hill 分布在滚动轴承故障识别中的应用[J]. 振动与冲击, 2006,25(2):175-177.
- [5] 勒晓雄,张立军,江浩. 汽车振动分析[M]. 上海:同济大学出版社, 2002.
- [6] 黄志刚,毛恩荣,梁新成,朱慧. 微型轿车八自由度整车动力学仿真与试验[J]. 农业机械学报, 2008, 39(6):29-33.
- [7] 王连明,宋宝玉,周岩,郑胜军. 汽车平顺性建模及其仿真研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1998,30(5):80-84.
- [8] 张鄂,刘中华,邵晓春. 九自由度乘坐动力学模型的人体振动特性仿真[J]. 交通运输工程学报, 2010, 10(4):58-64.
- [9] 张洪亮,杨万桥. 基于人-车-路五自由度振动模型的路面不平整度评价方法[J]. 交通运输工程学报, 2010,10(4):16-22.

Modeling and Dynamic Simulation of Vehicles Based on Non-stationary Road Excitation

HU Qi-guo, QIAN Kai, LI Li-ke, YUE Guang-jie, SI Hong-jian

(School of Electromechanics and Automobile Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

Abstract: In order to research the light agricultural vehicle ride under the stimulation of the road, We established a non-stationary road excitation model and half of the vehicle which have 5-DOF vibration model. The Margenau-Hill time-frequency analysis tools was used to study the non-stationary excitation of the vehicles of the front and rear wheels roughness, and the results showed that non-stationary road stimulation have low-frequency and wave characteristics. Finally, based on the method of Lagrange, we established a dynamics equation modeling of vibration, using matlab/simulink and set up 5-DOF vibration simulation model and obtain a result, under the excitation of the road, to reduce the seat and rear suspension stiffness and to increase the seat and rear suspension damper can improve the driver's sense of comfort.

Key words: non-stationary road excitation; Margenau-Hill time-frequency; Lagrange; MATLAB/simulink