

文章编号:1673-9469(2009)03-0063-04

基于车路相互作用的动态特性分析

王南,平恩顺,岳龙山,张庆恒,李伟
(河北工程大学机电学院,河北邯郸 056038)

摘要:基于车路相互作用建立了简化的双自由度四分之一车辆振动模型,以路面不平度为激励,描述了路面不平度的功率谱密度,运用随机振动理论分析了不平整路面上的车辆对路面的随机动压力。实例分析表明,动载系数随着车速和路面不平度的增加而增加,动载系数是反映随机动压力大小的重要参数。

关键词:车辆振动模型;路面不平度;功率谱密度;随机振动理论;

中图分类号:U416

文献标识码:A

Analysis of dynamic characteristics based on vehicle - road interactions

WANG Nan, PING En-shun, YUE Long-shan, ZHANG Qing-heng, LI Wei

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Hebei University of Engineering, Hebei Handan 056038, China)

Abstract: A simple quarter - vehicle model with two freedom degrees was founded on the basis of vehicle - road interaction, and the pavement surface roughness (PSR) was considered as excitation causes. The power spectral density (PSD) of the roughness of the road was described. The stochastic vibration theory was used to analyze the stochastic dynamic pressure of vehicle on rough pavement. Example analysis shows that the dynamic load coefficient increases along with the increase of vehicle velocity and PSR. Dynamic load coefficient is the important parameter reflecting the stochastic dynamic pressure.

Key words: vehicle vibration model; pavement surface roughness(PSR); power spectral density (PSD); stochastic vibration theory

随着经济的发展,在公路运输中车辆速度加快,承载能力增大等现象非常普遍,路面结构的破坏现象日益严重。路面的凹凸不平使得高速行驶的车辆振动加剧进而导致车辆对路面产生附加动载荷。大量数据和研究都已表明,路面不平度具有随机性,因此车辆荷载是一种随机荷载^[1]。但长期以来,在路面结构设计中往往将车辆荷载简化为静载来处理,这与实际路面承受的随机动载的状况具有较大的差异。因此附加动载荷的特性与路面不平度和车辆的动态特性有着密切的关系。钟阳^[2]等采用随机振动的方法初步分析了行驶车辆与路面不平度之间的关系。孙璐,邓学钧^[3]等研究了不平整路面的车辆动载荷的统计特性并进行了试验设计。陶向华^[4]等通过建立简化的三质量车辆模型评价了路面不平度激励下车辆

振动的性能。王直民^[5]等深入研究了路面不平度对车辆随机动载的影响。

本文采用功率谱密度(power spectral density, PSD)描述路面不平度,建立双自由度四分之一车辆模型,运用线性随机振动理论分析了不平整路面上的车辆对路面的随机动压力,得到动载系数与车速、路面不平度之间的关系,可为路面结构设计提供参考。

1 路面不平度的数学模型

路面不平度是指路面表面相对于基准平面的偏离。根据实测表明,用空间坐标 x (x 为行车方向相对于坐标原点的距离)表示的路面不平度 $\zeta(x)$ 是具有零均值的各态历经平稳正态随机

收稿日期:2009-06-04

基金项目:河北省自然科学基金项目(2009420)

特约专稿

作者简介:王南(1959-),男,河北昌黎人,教授,从事机械设计及理论方面的研究工作。

场,在时间域内可以转化为关于时间的正态平稳随机过程 $\zeta(t)$,那么以时间频率 f 表达的路面功率谱密度 $S_{\zeta}(f)$ 为

$$S_{\zeta}(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_{\zeta}(\tau) e^{-2\pi i f \tau} d\tau \quad (1)$$

$$R_{\zeta}(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_{\zeta}(f) e^{2\pi i f \tau} df \quad (2)$$

这里 $R_{\zeta}(\tau)$ 称为自相关系数,是表征随机过程 $\zeta(t)$ 在时刻 t_1 和 $t_1 + \tau$ 的相关性的函数,其表达式

$$R_{\zeta}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \zeta(t) \zeta(t + \tau) dt \quad (3)$$

根据 Wiener - Khintchine^[6] 公式,以角(圆)频率 ω 表达的路面功率谱密度 $S_{\zeta}(\omega)$ 为

$$S_{\zeta}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} R_{\zeta}(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (4)$$

$$R_{\zeta}(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_{\zeta}(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega \quad (5)$$

$R_{\zeta}(\tau)$ 和 $S_{\zeta}(\omega)$ 分别为在时域和频域内对同一随机过程的不同描述。 $S_{\zeta}(\omega)$ 称为路面不平度功率谱密度(PSD),简称谱密度,表示路面不平度在频率域内的分布情况,其中 ω 为角频率。

然而,实际的路面谱密度并不是以时间频率或角频率表征的函数,通常是以空间频率(即波数 n ,单位为 m^{-1})来表示。并且 $\omega = 2\pi f$, $x = v\tau$ 及 $n = 1/\lambda = \frac{1}{vT} = f/v$ (x 为沿行车方向的距离, λ 为空间波长, v 为车速, T 为周期, f 为自然频率),得

$$S_{\zeta}(n) = v S_{\zeta}(f) = 2\pi v S_{\zeta}(\omega) \quad (6)$$

目前有多种典型路面谱密度表达式,本文采用如下简化形式

$$S_{\zeta}(n) = S_0 n^{-2} \quad (7)$$

式中 S_0 为路面不平度系数,反映路面不平度的程度。综合式(6)、(7)得

$$S_{\zeta}(\omega) = (2\pi v)^{-1} S_0 n^{-2} \quad (8)$$

式(8)是用空间频率 n 表示的谱密度,理论上 n 可取 $0 \sim +\infty$,但在实际路面不平度的分析中只须考虑某一空间频率的范围即可。

2 车辆系统的振动模型

2.1 车辆振动模型的假设

为了便于研究路面不平度激励下汽车的振动特性,将高速行驶汽车的复杂系统简化为具有双自由度的四分之一车辆模型。并作如下假设

1) 车身、发动机^[7]、车架、前后轴为刚性,车身、车架为刚性连接。

2) 汽车等速直线行驶,轮胎与地面保持点接触,无跳起。

3) 汽车结构对于垂直面对称,左右轮辙的路面不平度相同。这意味着车辆没有侧倾振动和侧向位移,也没有横摆运动,只考虑垂直方向振动。

4) 汽车悬架刚度、轮胎刚度、座椅刚度均为位移的线性函数,悬架阻尼、座椅阻尼为相对速度的线性函数,轮胎阻尼忽略不计。

5) 车身的联系质量为 0,即车身的前后部分质量彼此独立。

通过假定,简化后的车辆模型如图 1 所示,其中 M 为悬挂系统的质量,即车身部分的质量,如车架、车身、和载重等,此模型中忽略了人的影响; m 为非悬挂系统的质量,即轮胎、轮轴等质量; K 为车身悬架刚度; k 为轮胎刚度; C 为悬架阻尼; c 为轮胎阻尼; $Y(t)$ 、 $y(t)$ 分别为相对于静态平衡位置的悬挂系统和轮轴的垂直位移; $z(t) = Y(t) - y(t)$ 为悬挂系统与非悬挂系统的相对位移; $z(t) = y(t) - \zeta(t)$ 为轮轴与路面的相对位移; $\zeta(t)$ 为路面不平度。为表述方便,下文在不引起歧义的情况下省略上述参数中的时间变量 t 。

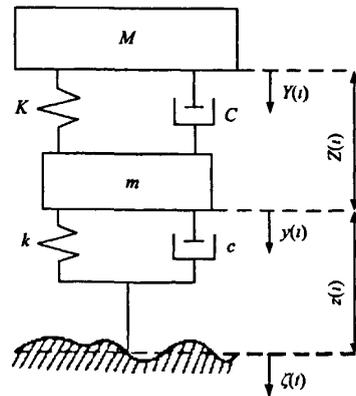


图1 1/4 车辆模型

Fig.1 Quarter-vehicle model

2.2 运动方程的建立

由 D'Alembert 原理,建立四分之一车辆模型的运动微分方程

$$\begin{cases} m\ddot{y} + c(\dot{\zeta} - \dot{y}) + k(\zeta - y) + \\ C(\dot{y} - \dot{Y}) + k(y - Y) = 0 \\ M\ddot{Y} - C(\dot{y} - \dot{Y}) - k(y - Y) = 0 \end{cases} \quad (9)$$

2.3 运动方程的求解

本文中采用叠加法^[8,9]求解运动微分方程。

1) 确定系统的频率响应函数。根据叠加原理,设作用在质量 m 上的路面不平度激励 $\zeta(t)$ 为单位简谐激励力 $e^{i\omega t}$, 代入运动方程(9)同时两边进行傅立叶变换,可求出两个频率响应函数 $H_1(\omega)$ 和 $H_2(\omega)$ 。

2) 确定路面不平度激励。路面不平度激励 $\zeta(t)$ 的傅立叶变换为

$$Q(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \zeta(t)e^{-i\omega t} dt \quad (10)$$

3) 计算响应的垂直位移时域表达式。得到频率响应函数后,由

$$Z_i(\omega) = H_i(\omega)Q(\omega) \quad (11)$$

求相应的傅立叶变换,可得响应的垂直位移频域响应函数 $Z_1(\omega)$ 与 $Z_2(\omega)$, 再进行傅立叶逆变换,最终可得轮轴与车身的垂直位移的时域表达式为

$$Z_1(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} Z_1(\omega)e^{-i\omega t} d\omega \quad (12)$$

$$Z_2(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} Z_2(\omega)e^{-i\omega t} d\omega \quad (13)$$

2.4 系统响应

随机过程理论指出,对于平稳过程的输入,线性时不变(定常)系统的输出也是平稳过程。路面不平度是具有零均值的平稳过程,而由于系统运动方程(9)为线性的不变系统,因而该系统的输出方程为平稳过程,并且响应功率谱密度与激励功率谱密度之间存在关系

$$S_{z_i}(\omega) = |H_i(\omega)|^2 S_{\zeta}(\omega) \quad (14)$$

均方响应则满足

$$\Psi_{z_i}^2 = E[z_i^2] = \int_{-\infty}^{+\infty} S_{z_i}(\omega) d\omega \quad (15)$$

响应的一阶导数过程(速度响应)功率谱密度与速度的均方响应分别为

$$S_{\dot{z}_i}(\omega) = \omega^2 S_{z_i}(\omega) \quad (16)$$

$$\Psi_{\dot{z}_i}^2 = E[\dot{z}_i^2] = \int_{-\infty}^{+\infty} S_{\dot{z}_i}(\omega) d\omega \quad (17)$$

3 车辆对路面的随机动压力

由图1知车辆对路面的动压力 $F(t)$ 为

$$F(t) = c\dot{z}(t) + kz(t) \quad (18)$$

由于路面不平度 $\zeta(t)$ 为零均值的平稳正态过

程,故线性定常系统的输出 $\dot{z}(t)$ 和 $z(t)$ 也为零均值的平稳正态过程。对上式两边取数学期望,即

$$E_F = E[F(t)] = cE[\dot{z}(t)] + kE[z(t)] = 0 \quad (19)$$

$F(t)$ 的自相关系数为

$$R_F(\tau) = c^2 R_{\dot{z}} + k^2 R_z + 2ckR_{\dot{z}z} \quad (20)$$

根据随机过程理论, z 和 \dot{z} 为不相关系数,即 $R_{\dot{z}z} = 0, S_{\dot{z}z} = 0$, 则 $F(t)$ 的谱密度为

$$S_F(\omega) = c^2 S_{\dot{z}}(\omega) + k^2 S_z(\omega) = (c^2 \omega^2 + k^2) |H_i(\omega)|^2 S_{\zeta}(\omega) \quad (21)$$

$F(t)$ 的标准差为

$$\sigma_F = \sqrt{\int_{-\infty}^{+\infty} S_F(\omega) d\omega} \quad (22)$$

$$\text{动载系数为 } DLC = \frac{\sigma_F}{F_{静}} \quad (23)$$

其中 $F_{静}$ 为车辆静载。

在工程设计中一般取均值加三倍方差作为可能出现的最大值,则最大随机动载 $F_{max} = 3\sigma_F$, 此时荷载超过 F_{max} 的概率仅为 0.13%。因此若以 F_{max} 作为车辆动载系数,则设计值是偏于保守的。

4 实例分析

采用简化的 1/4 车辆模型编制 Matlab 程序对车辆动载荷进行计算,车辆参数为 $M = 260\text{kg}, m = 30\text{kg}, C = 1\ 137\text{NS/m}, c = 100\text{NS/m}, K = 20\ 200\text{N/m}, k = 128\ 000\text{N/m}$ 。图2为路面不平度标准波数谱密度 $S_{\zeta}(\Omega_0) = 20\text{cm}^3$, 车速 $v = 30\text{m/s}$ 时车辆动载荷谱密度与角频率 ω 的关系,通过计算曲线下方的面积得车轮动载荷标准差 $\sigma_F = 700\text{N}$ 。

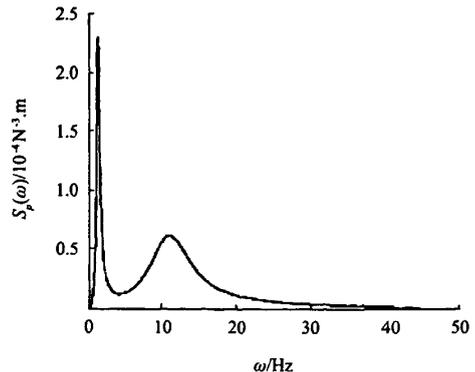


图2 车辆动载荷谱密度与角频率的关系

Fig.2 The relationship between vehicle dynamic load spectral density and the angular frequency

为了说明车速与路面不平度对车辆动载荷的影响,计算了不同车速下的车辆动载系数,如图3所示,该图还反映了在4种路面上的标准波数谱密度与动载系数(DLC)的关系。由图3可知车辆动载系数随车速增加而增加,近似成平方根的关系变化。同时,当路面标准波数谱密度越来越大时,相应的动载荷标准差与动载系数也增加。

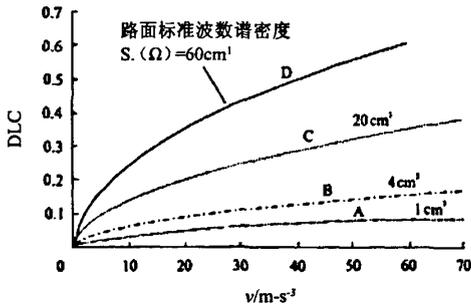


图3 路面标准波数谱密度与车速对动载系数的影响

Fig. 3 Road standard wave number spectral density and speed for the impact of dynamic load coefficient

5 结论

1) 车辆对不平整路面的随机动压力与路面状况、车速、悬挂质量以及车辆参数等因素之间具有很大关系。

2) 文中计算得到的车辆动载荷可用来进一步分析路面在动载荷下的动力响应,对于研究路面结构破坏有重要价值。

3) 车速的提高和路面不平度的增大都会使车辆动载荷谱密度增大,引起车辆动载荷标准差和动载系数的增加,这对路面非常不利。实际中应根据路面状况的好坏来调整车速,减少动载的变化对路面的影响,以达到减轻路面破坏的目的。

参考文献:

- [1] LIN J H, WENG C C. Analytical study of probable peak vehicle load on rigid pavement [J]. Journal of Transportation Engineering, 2001, 127(6):471-476.
 - [2] 钟阳,王哲人,张肖宁.不平整路面上行驶的车辆对路面随机动压力的分析[J].中国公路学报,1992,5(2):40-43.
 - [3] 孙璐,邓学钧.车辆-地面结构系统动力学[M].北京:人民交通出版社,2002.
 - [4] 陶向华,黄晓明.人-车-路相互作用三质量车辆模型分析[J].交通运输工程学报,2004,4(3):11-15.
 - [5] 王直民,张土乔,吴小刚.不平整路面上的车辆等效动载系数[J].浙江大学学报(工学版),2007,41(6):1007-1011.
 - [6] 朱位秋.随机振动[M].北京:科学出版社,1993.
 - [7] 王南,张庆恒.汽车发动机在线监测与故障诊断系统设计[J].河北工程大学学报(自然科学版),2008,25(4):92-94.
 - [8] 靳晓雄,张立军.汽车振动分析[M].上海:同济大学出版社,2002.
 - [9] 郑鲲,杨拥军. Mini GUI在混合动力汽车数字仪表系统中的应用[J].河北科技大学学报,2009,30(1):65-69.
- (责任编辑 闫纯有)