

轮胎与不平路面相互作用形成有效路面不平度的机理与应用分析

葛剑敏¹, 刘春辉¹, 郑联珠²

[1. 上海轮胎橡胶(集团)股份有限公司, 上海 200072; 2. 吉林工业大学 汽车学院, 吉林 长春 130025]

摘要:研究了轮胎与路面相互作用时有效路面不平度的形成机理, 分析了有效路面谱计算方法及影响因素。研究表明, 原始路面不平度、路面压实量和轮胎变形量是影响有效路面不平度的关键所在。举例说明了在车辆系统仿真计算中有效路面谱的实际应用。

关键词:轮胎; 有效路面不平度; 软路面; 硬路面

中图分类号:U461.4; U461.5⁺1

文献标识码:A

文章编号:1006-8171(2001)01-0003-05

路面不平度是引起车辆振动的主要激励源。大量的试验研究和理论分析表明, 在轮胎与路面的相互作用过程中, 引起车辆振动的位移激励并不完全是路面的原始不平度, 而是路面的有效不平度。有效不平度产生于轮胎与路面的相互作用。在轮胎与软路面的相互作用过程中, 轮胎和路面均产生变形; 在轮胎与硬路面的相互作用过程中, 只有轮胎产生变形。因此, 有效不平度不仅与路面的原始不平度有关, 而且还与轮胎的包络特性、土壤和车辆参数等有关^[1]。本工作主要研究有效硬路面谱和软路面谱的形成机理及计算方法, 并举例说明有效路面谱在车辆系统仿真计算中的实际应用。

1 有效硬路面谱的形成机理及影响因素

有效硬路面谱的形成过程是轮胎与不平硬路面相互作用的过程, 可以假定硬路面不变形, 由于轮胎对路面凸起的包容特性而吸收路面不平度, 使路面激励引起的车辆振动减小, 形成有效硬路面谱。

总的来看, 在不同的充气压力下, 随着垂直负荷的增大, 轮胎对不平路面的吸收能力增大。

但轮胎的不同充气压力影响了轮胎的径向刚度, 即包容性发生变化。充气压力越大, 轮胎对凸起的吸收能力越弱。因此降低轮胎充气压力, 可提高轮胎的包容特性, 从而提高汽车的平顺性。

车辆在不平路面上行驶, 当轮胎处于路面的波峰和波谷时, 轮胎与路面的接触面积及轮胎的刚度是变化的。由试验可知: 凸面接触形式的轮胎刚度小于平面接触形式的轮胎刚度, 而凹面接触形式的轮胎刚度大于平面接触形式的轮胎刚度。因此, 可以肯定, 轮胎刚度随接地面积的变化而变化, 接地面积越大, 轮胎刚度越大。

有效硬路面谱的计算方法可参见有效软路面谱的计算方法。

2 有效软路面谱的形成机理、计算方法及影响因素

2.1 形成机理

有效软路面谱的形成过程是轮胎与软路面相互作用的过程, 在引起软路面变形的同时又激励车辆振动。变形一方面使原始谱的幅值降低, 另一方面使一些高频低幅的波形被碾平即起到了平滑滤波的作用, 因此可以将该过程分解为轮胎与软路面的动压实和接地印迹的平滑包络两个过程进行分析。

基金项目:国家自然科学基金资助项目(59175165)

作者简介:葛剑敏(1963-), 男, 河南洛阳人, 上海轮胎橡胶(集团)股份有限公司企业和同济大学声学所博士后, 从事汽车系统动力学和轮胎噪声与振动方面的研究。

(1) 轮胎与软路面的动态压实模型

首先,将轮下变形土壤简化为一个当量质量 m_t [根据公式(1)计算]、当量阻尼 c_t (根据土壤颗粒大小及软硬程度取 $0.010 \sim 0.015 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$) 和当量刚度 k_t (即土壤的抗压强度) 的系统。然后,在轮胎与软路面之间加入了一个按原始不平度位移 q_A 规律变化的无质量楔形物作为系统激励,这样就构成了一个激励-响应系统。当轮胎驶过楔形物时,对路面产生动压实 h (负值),车轮受到 $(q_A + h)$ 激励而产生振动,其动力学模型见图1,其中, M 为汽车悬架上当量质量; m 为汽车悬架下当量质量 (包括轮胎、轮辋和桥壳); c_1 为汽车悬架当量阻尼; c_2 为轮胎当量阻尼; k_1 为汽车悬架当量刚度; k_2 为轮胎当量刚度; h 为轮下变形土壤的振动位移; z_1 为汽车悬架上质量振动位移; z_2 为轮轴中心振动位移。其数学模型为:

$$m_t = a_1 \rho (A/\pi)^{\frac{3}{2}} \quad (1)$$

式中 a_1 ——与接地印迹形状有关的参数;

A ——静压实的接地印迹面积;

ρ ——土壤密度。

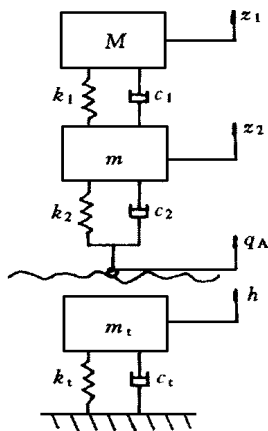


图1 轮胎与软路面点接触模型

根据实测的 q_A , 用 Newmark 差分法解方程可求得 h 值, 而 $q_A + h$ 即为未经平滑处理的轮胎正下方的有效谱 (此为点接触式模型)。

(2) 轮胎与软路面包络效应模型

在硬路面上, 因路面不变形, 轮胎的包络效应起一个滤波器的作用而使冲击振动减小; 在软路面上, 因路面与轮胎均变形, 包络效应更为

复杂。在研究平滑包络效应时, 有效不平度通过接触界面激励车辆, 因而它不是地面某一点的激励, 假设横向印迹均匀一致, 纵向印迹分为曲线 L_2 和直线 L_1 , 那么有效谱应该是印迹面上各点不平度的综合激励效果。轮胎与软路面包络效应模型见图2, 其中 z_c 为轮下土壤的垂直变形量; z_r 为轮胎的垂直变形量; R 为轮胎不接地半径; R_1 为轮胎接地变形后的曲率半径; L_1 和 L_2 为轮胎接地印迹在水平面上投影分段长度。

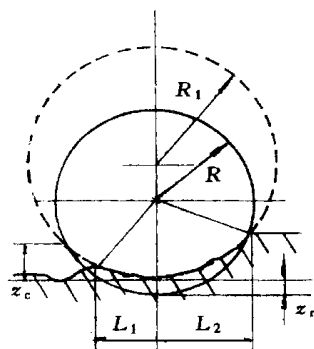


图2 面接触式轮胎与土壤相互作用模型

z_r 的计算公式为:

$$z_r = \left[\frac{Q'}{\frac{k_c}{b} + k_\phi} \right]^{\frac{1}{n}} \quad (2)$$

式中 k_c ——土壤粘聚力模量;

k_ϕ ——土壤摩擦模量;

b ——接触宽度;

n ——变形指数 (取 $0 \sim 2$);

Q' ——分布负荷, $Q' = Q/A$, 其中 Q 为轮胎负荷, A 为接地印迹面积。

任一点土壤的单位压力 q_i 为:

$$q_i = k z_i^\lambda \quad (3)$$

式中 k ——综合径向刚度因数;

λ ——轮胎变形指数 (实测);

z_i ——任一点轮胎变形量。

接地印迹长度 $L_1 = \sqrt{2 R z_r}$, $L_2 = \sqrt{2 R_1 z_c}$ 。任一点有效不平度位移 q_{Bi} 为:

$$q_{Bi} = q_{Ai} + h_i + h_i' \quad (4)$$

式中 q_{Ai} ——任意点的实测原始不平度;

h_i ——任意点的动压实量;

h_i' ——任意点的静压实量。

对该时刻印迹面上各点不平度的数值进行平滑处理,此数值为该瞬时轮轴正下方处的 q_{Bi} ,随着车辆行驶该数值是一个随机变量。通过以上连续处理,最后形成了有效不平度位移 q_B 。驱动状态下土壤还承受纵向驱动力 F_q (N),并产生纵向变形及滑转下陷,使土壤产生更大的垂直变形,进一步平滑了软路面不平度。大量试验表明,其它条件相同的情况下,驱动状态下的有效谱低于从动状态的有效谱。

2.2 计算方法

(1) 有效谱与原始谱的关系

根据路面谱计算公式^[2],令 $a = \lg C_{SP}$ (C_{SP} 为由路面条件决定的常数),得到软路面的原始谱为:

$$G_A(n) = 10^{a_A} n^{-W_A} \quad (5)$$

软路面的有效谱为:

$$G_B(n) = 10^{a_B} n^{-W_B} \quad (6)$$

式中, W 为由路面条件决定的常数, n 为空间频率(单位为 m^{-1})。

由式(5)和(6)可得:

$$\begin{aligned} \frac{G_B(n)}{G_A(n)} &= \frac{10^{a_B} n^{-W_B}}{10^{a_A} n^{-W_A}} = 10^{(a_B - a_A)} n^{-(W_B - W_A)} \\ &= 10^X n^{-Y} \end{aligned} \quad (7)$$

$$G_B(n) = 10^X n^{-Y} G_A(n) \quad (8)$$

式中, $X = a_B - a_A$, $Y = W_B - W_A$, X 和 Y 为有效谱转化指数。

(2) 有效谱转化指数 X 和 Y 的确定

从动轮 X 和 Y 的确定式为:

$$\begin{aligned} X = & -3.35 + 5.03 \times 10^{-3} D - 2.46 \times 10^{-6} D^2 + 1.53 \times 10^{-3} p + 2.21 \times 10^{-6} p^2 + 1.96 \times 10^{-2} k_t - 1.97 \times 10^{-6} Dp - 2.16 \times 10^{-5} Dk_t + 3.72 \times 10^{-5} pk_t \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} Y = & -2.725 + 5.40 \times 10^{-3} D - 1.15 \times 10^{-6} D^2 - 1.18 \times 10^{-3} p + 6.80 \times 10^{-7} p^2 + 2.37 \times 10^{-2} k_t + 3.94 \times 10^{-6} Dp - 5.68 \times 10^{-5} Dk_t + 1.61 \times 10^{-4} pk_t \end{aligned} \quad (10)$$

式中 D ——轮胎直径, mm;

p ——轮胎内压, kPa;

k_t ——路面抗压强度, kPa $\cdot mm^{-1}$ 。

驱动轮 X 和 Y 的确定式为:

$$\begin{aligned} X = & -1.266 - 2.62 \times 10^{-4} F_q + 3.67 \times 10^{-3} p + 6.77 \times 10^{-3} k_t + 7.56 \times 10^{-7} pF_q + 5.81 \times 10^{-6} F_q k_t - 1.36 \times 10^{-5} pk_t - 2.53 \times 10^{-8} pF_q k_t \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} Y = & 0.712 - 3.12 \times 10^{-5} F_q + 4.07 \times 10^{-3} p - 4.00 \times 10^{-4} k_t - 1.13 \times 10^{-6} pF_q + 5.40 \times 10^{-6} F_q k_t + 5.07 \times 10^{-5} pk_t - 3.84 \times 10^{-8} pF_q k_t \end{aligned} \quad (12)$$

2.3 影响因素

有效路面谱的影响因素有如下几个方面:

(1) 随着轮胎负荷的增大,有效路面谱减小;

(2) 随着轮胎直径的增大,轮胎的接地面积增大,平滑效果较好,有效路面谱降低;

(3) 随着土壤抗压强度的降低,有效路面谱降低;

(4) 随着轮胎内压的降低,在硬路面上行驶车辆的有效路面谱降低,在软路面上行驶的车辆的有效路面谱增加,因此车辆应该有一个最佳轮胎内压而使其有效路面谱最小。

3 实例分析

以 BJ212 越野车为例进行分析。BJ212 越野车在软路面上行驶,软路面的土壤抗压强度 $k_t = 30$ kPa $\cdot mm^{-1}$,原始路面谱 $G_A(n) = 10^{1.2} n^{-3.0} mm^2 \cdot m^{-1}$,计算当车辆行驶速度为 10 km $\cdot h^{-1}$ 时,前车架的垂直振动加速度的自谱与均方值(按平面模型计算, BJ212 的有关参数请参阅 BJ212 资料)。

3.1 模型的建立

根据 BJ212 资料,通过计算得汽车悬挂质量的分配参数 $e = 0.88$ 。因为 e 满足条件 $0.8 < e < 1.2$,所以可以把系统简化为前后独立的系统进行研究,也就是说此时前后影响的相关因数非常小,不影响计算结果。故我们可以将汽车四自由度垂直振动模型简化为前后独立的

二自由度模型(见图3)^[3],其数学模型为:

$$[M]\{\ddot{z}\} + [c]\{\dot{z}\} + [k]\{z\} = \{F\} \quad (13)$$

式中 $[M]$ ——系统的质量矩阵;

$[c]$ ——系统的阻尼矩阵;

$[k]$ ——系统的刚度矩阵;

$\{\ddot{z}\}$ ——广义加速度向量;

$\{\dot{z}\}$ ——广义速度向量;

$\{z\}$ ——广义位移向量;

$\{F\}$ ——广义外力列向量。

其中,

$$\begin{aligned} \{F\} &= \begin{Bmatrix} 0 \\ 2c_2\dot{q}_A + 2k_2q_A \end{Bmatrix} \\ \{z\} &= \begin{Bmatrix} z_1 \\ z_3 \end{Bmatrix} \\ [M] &= \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \\ [c] &= \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 \end{bmatrix} \\ [k] &= \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

式中 z_3 ——汽车前桥位移;

$\dot{q}_A$ ——路面不平度的速度。

3.2 激励力的确定

激励力谱可表示为:

$$G_F(f) = \begin{bmatrix} G_1(f) \\ G_2(f) \end{bmatrix} \quad (14)$$

根据有效谱转化公式(9)~(12),可以计算出前轮有效路面谱的转化指数 $X_1 = -0.328$,

$Y_1 = 1.816$,则前轮有效路面谱为:

$$\begin{aligned} G_1(f) &= 10^{X_1} (f/v)^{-Y_1} G_A(f) \\ &= 10^{-0.328} (f/v)^{-1.816} G_A(f) \end{aligned} \quad (15)$$

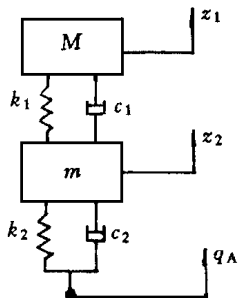


图3 汽车垂直振动动力学模型图

$$G_2(f) = G_1(f) \exp(2\pi j f L / v) \quad (16)$$

式中 f ——系统振动的时间频率, Hz;

L ——前后轮轴间距, $L = 2.3$ m;

v ——行驶速度, $v = 2.78$ m $\cdot$ s $^{-1}$ 。

根据已知条件,空间频率下原始路面谱(单位为 mm 2 $\cdot$ m $^{-1}$)为:

$$G_A(n) = 10^{1.2} n^{-3.0}$$

将空间频率 n 下原始路面谱转化为时间频率 f 下原始路面谱(单位为 m 2 $\cdot$ m $^{-1}$)为:

$$G_A(f) = 10^{-4.8} (f/v)^{-3.0}$$

3.3 计算机仿真模拟计算

对式(13)进行拉氏变换,并令初始条件为0,则

$$[M]s^2 + [c]s + [k]\{z(s)\} = \{F(s)\} \quad (17)$$

将 $s = j\omega$ (其中 s 为复平面内任意上点; j 为复数虚部的单位向量; ω 为复数虚部,此处指振动角速度)代入式(17),可以得系统的传递函数矩阵 $[H(\omega)]$ 为:

$$[H(\omega)] = \{[k] - \omega^2[M] + j\omega[c]\}^{-1} \cdot \{[A] + j\omega[B]\} \quad (18)$$

根据振动理论,该系统的位移响应自谱为:

$$[G_z(f)] = [H^*(f)][G_F(f)][H(f)]^T \quad (19)$$

式中 $[H^*(f)]$ ——系统传递函数的共扼矩阵;

$[H(f)]^T$ ——系统传递函数的转置矩阵。

系统的加速度响应自谱为:

$$G(f) = \omega^4 G_z(f) \quad (20)$$

均方值为:

$$\sigma^2 = \int_0^\infty G(f) df \quad (21)$$

经过计算机仿真模拟计算,前车架加速度均方根 $\sigma = 3.2617$ m $\cdot$ s $^{-2}$,前车架加速度响应谱见图4。

4 结论

通过对轮胎与路面相互作用时有效路面不平度形成机理的研究,了解到在进行轮胎或车辆的仿真计算时路面激励对振动系统响应的影

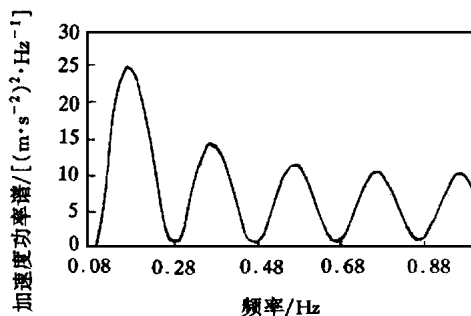


图 4 前车架加速度响应功率谱

响很大,直接影响到其仿真计算的精度。当车辆在硬路面上行驶时,由于轮胎对路面不平凸起物包络效应的影响,如果直接把原始路面不平度作为激励输入系统,将会使计算结果大于其实际值;当车辆在软路面上行驶时,由于轮胎驶过不平路面时路面产生一定程度的变形而影响作用于轮胎上的激励,如果直接把原始路面不平度作为激励输入系统,将会使计算结果产生较大的误差。因此,在进行轮胎或车辆的仿真计算时,用有效路面不平度作为激励输入系统,将会大大提高其仿真计算精度。

通过对有效路面谱在车辆系统仿真计算中实际应用的举例说明,可以看到轮胎的刚度和阻尼等参数的选择直接影响车辆系统的振动响应(即平顺性),通过轮胎与车辆悬架系统的合理匹配可大大改善车辆的行驶平顺性。一方面,轮胎厂家可以通过合理选择轮胎参数而为不同车辆进行配套,从而使车辆得到较好的行驶平顺性;另一方面,汽车厂家在进行车辆设计时,可以通过根据轮胎参数而配备其悬架系统,也可以根据其悬架系统而向轮胎厂家提出配套轮胎的参数指标。因此,本研究对轮胎与汽车的仿真计算及合理配套具有重要的意义。

参考文献:

- [1] 葛剑敏,刘明树,殷继红,等. 软路面-车辆系统振动分析[J]. 农业工程学报,1996(3):26-31.
- [2] 葛剑敏. 软路面行驶车辆振动的理论与试验研究[D]. 长春:吉林工业大学汽车学院,1996.
- [3] 葛剑敏. 车辆自激振动机理与试验研究[D]. 长春:吉林工业大学汽车学院,1998.

收稿日期:2000-07-07

Mechanism and application of effective road roughness formed under interaction between tire and rough road surface

GE Jian-min¹, LIU Chun-hui¹, ZHENG Lian-zhu²

[1. Shanghai Tire and Rubber (Group) Co., Ltd., Shanghai 200072, China; 2. Jilin University, Changchun 130025, China]

Abstract: The mechanism of the effective road roughness formed under the interaction between tire and road surface was investigated and the method and effective factors for calculating the effective road spectrum were analysed. It was showed that the original road roughness, the road solidity and the tire deflection were critical to the effective road roughness. An example was given to illustrate the application of the effective road spectrum to the calculation of the vehicle system simulation.

Keywords: tire; effective road roughness; soft road surface; hard road surface

米其林的巨型轮胎

中图分类号:TQ336.1 文献标识码:D

英国《国际轮胎技术》2000年3期9页报道:

2000年7月伦敦博物馆展出了世界上最大的轮胎。这条创纪录的轮胎是米其林在西班牙乌托利亚厂制造的,价值2万英镑(3.1万美

元)。

这条轮胎的质量达4t,约为普通轮胎的450倍,立起来有4m高。它是为自卸式载重车制造的,可用于最大的载重车——Caterpillar公司的797型载重车,该车净质量262t,载荷质量558t。

(涂学忠摘译)