

# 不平路面激励对挂车车辆纵向平顺性影响的时域模型仿真分析及试验研究<sup>3</sup>

高举成 郑联珠 刘明树

(吉林工业大学)

**摘要:** 为了考察不平路面激励对挂车车辆纵向平顺性的影响, 构造了一种能同时反映不平路面对车辆的垂直与纵向激励状况的随机接地印迹轮胎模型, 建立了其相应的车辆动力学模型, 并在确定性函数路面激励状况下对该模型进行了时域仿真, 分析了其对挂车车辆牵引架动态纵向力的影响。仿真分析结果与试验结果相吻合。

**关键词:** 挂车车辆; 轮胎模型; 路面激励; 纵向平顺性; 时域仿真

以挂车车辆为代表的拖挂牵引类车辆在不平路面上运行时, 其牵引架所承受的动态纵向力反映了挂车车辆的纵向平顺性状况, 它是随不平路面的激励状况而变化的, 考察牵引架的动态纵向力波动状况要进行车辆的纵向振动分析。然而目前的大部分描述路面激励的轮胎模型不能有效地描述不平路面对车辆的纵向激励状况。因此要进行车辆的纵向振动分析并考察挂车车辆牵引架动态纵向力的变化波动状况, 选择合适的轮胎模型是必要的。

根据对轮胎在不平路面上滚动时的受力分析结果及车辆的平顺性试验结果, 可知不平路面对车辆的垂直激励与水平激励是同时并存的, 为了同时描述不平路面对车辆的垂直与水平激励状况, 特构造了在轮轴轴心处具有随机坐标系的随机接地印迹轮胎模型。道路离散事件激励可用一确定性函数描述, 然而, 当采用具有随机坐标系的随机接地印迹轮胎模型分析车辆的振动状况时, 无论是随机激励还是离散事件激励, 都将导出随机参数或非线性车辆动力学微分方程。

## 1 随机接地印迹轮胎模型

为了处理实际不平路面在垂直和纵向两个方向上对车辆的激励作用, 同时还要考虑车辆运动过程中轮胎接地印迹的随机变化情况, 特构造随机接地印迹轮胎模型如图 1 所示。在该模型中, 接地印迹的长度  $L$  是随机变化的, 且接地印迹中心  $P$  也是在轮轴投影点附近随机变化的。假定轮胎在滚动过程中的刚度、阻尼特性用随机接地印迹与轮轴之间的刚度、阻尼单元表示, 其有效作用方向在接地印迹中心  $P$  与轮轴  $o$  的连接线上, 用  $k$ 、 $c$  表示。

在轮轴处建立固定坐标系  $zox$  和随机坐标系  $z'ox'$ , 其中  $x$  和  $z$  分别对应于车辆的水平和垂直方向, 它们是固定不变的;  $x'$  和  $z'$  分别对应于轮胎接地印迹中心  $P$  的切线方向和法线方向, 可分别称为在车轮轮轴上对应于接地印迹中心  $P$  的切向轴和法向轴。由于轮胎接地印迹

收稿日期: 1999210220

<sup>3</sup> 吉林省科学技术发展基金资助项目

高举成, 博士生, 讲师, 长春市人民大街 142 号 吉林工业大学汽车工程学院汽车拖拉机系, 130025

中心  $P$  是随机变化的, 因而切向轴  $x$  和法向轴  $z$  的也是随机变化的。

如图所示, 设  $P$  处的斜率为  $\text{tg } B$ , 该中心所对应的路面不平度为  $q(t)$ , 将其沿  $z$  轴分解:

$$q(t) = \frac{q(t)}{\cos B} \quad (1)$$

考虑轮胎在滚动过程中其接地印迹中心对路面上每一点的遍历性<sup>[2]</sup>, 则有

$$\text{tg } B = \frac{1}{V} \dot{q}(t) \quad (2)$$

设某一瞬时  $q(t)$  引起的轴心沿法向轴的位移为  $z(t)$ , 则其与轴心垂直位移  $z(t)$  和纵向位移  $x(t)$  的关系为

$$z = z \cos B + x \sin B \quad (3)$$

则在随机法向轴  $z$  方向上由路面不平产生的动反力为

$$F_z = c_t(\ddot{q}(t) - \ddot{z}^a) + k_t(q(t) - z) \quad (4)$$

将该力沿车辆的垂直方向和水平方向分解:

$$\begin{cases} F_z = F_z \cos B \\ F_x = F_z \sin B \end{cases} \quad (5)$$

由此可见, 在车轮轴上引入固定坐标系和随机坐标系以后, 不平路面对车辆的垂直和水平激励效果就由动反力  $F_z$  和  $F_x$  有效地表示了出来。

## 2 挂接车辆的动力学分析

取带有双轴挂车的挂接车辆的 162 整车模型, 按上述的随机接地印迹轮胎模型, 在 4 个轮轴处不平路面对车轮轮轴的随机动反力为

$$F_{z\ ij} = c_{ij}(\ddot{q}_j^a(t) - \ddot{z}_j^a) + k_{ij}(q_{ij}(t) - z_{ij}) \quad (i, j = 1, 2) \quad (6)$$

其中  $i$  代表车体(主车或挂车),  $j$  代表车体上的轮轴(前轴或后轴)。

为了反映不平路面车体的垂直和水平激励效果, 将上述动反力分别沿各轮轴的固定坐标系分解

$$\begin{cases} F_{z\ ij} = F_{z\ ij} \cos B_{ij} \\ F_{x\ ij} = F_{z\ ij} \sin B_{ij} \end{cases} \quad (7)$$

$$z_{ij} = z_{ij} \cos B_{ij} + x_{ij} \sin B_{ij} \quad (8)$$

其中  $x_{ij}$ 、 $z_{ij}$  代表各轮轴处的固定坐标轴,  $z_{ij}$  代表轮胎随机接地印迹中心处的随机法向轴。

将式(6)、(8)代入式(7), 得不平路面对各轮轴的垂直和水平动反力, 再将主、挂车车体分解, 同时考虑试验用主车为无悬挂车辆, 挂车为有悬挂车辆, 用 New ton2Euler 矢量法建立整个挂接车辆的 8 自由度动力学微分方程, 并整理为矩阵形式如下:

$$[M] \{\dot{X}^b\} + [C] \{\dot{X}^a\} + [K] \{X\} = [P] \{q\} + [R] \{q\} \quad (9)$$

其中

$$\{X\} = [z_1 \quad x_1 \quad U \quad z_2 \quad x_2 \quad U \quad z_{21} \quad z_{22}]^T \quad (10)$$

$$\{q\} = [q_{11} \quad q_{12} \quad q_{21} \quad q_{22}]^T \quad (11)$$

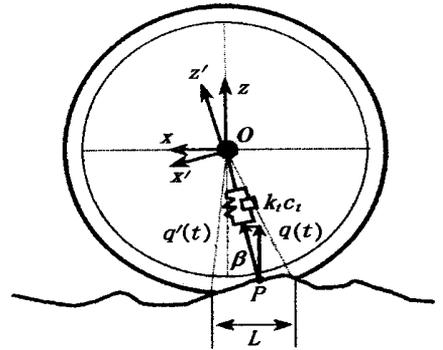


图 1 随机接地印迹轮胎模型及其坐标系

Fig 1 The model of random tire footprint and its coordinates

$z_1, x_1, U$  为主车的三广义坐标,  $z_2, x_2, U$  为挂车的三广义坐标,  $z_{21}, z_{22}$  分别为挂车前后悬架的垂直坐标。

方程式(9)有两个特点, 一是由于随机接地印迹轮胎模型同时反映了不平路面对车辆的垂直与纵向激励效果, 因而该方程是挂接车辆的综合振动微分方程组; 二是由于车轮在滚动过程中其法向轴是随机变化的, 沿随机法向轴的随机动反力的大小和方向也是时刻变化的, 从而导致化简后的动力学方程的阻尼阵、刚度阵和激励系数阵变为随  $q_{ij}(t)$  和  $\hat{q}_{ij}(t)$  而变化的非常数阵  $[C_i]_{8 \times 8}$ 、 $[K_i]_{8 \times 8}$ 、 $[P_i]_{8 \times 4}$  和  $[R_i]_{8 \times 4}$ , 因而式(9)变为随机参数系统或非线性系统。

### 3 确定性函数路面激励的描述

确定性函数路面如弓形路面、波形路面、半圆形凸起(凹陷)、路面破损及其它随机离散障碍等, 是拖挂牵引类车辆在运行过程中经常遇到的激励事件。本文试验及仿真分析采用的路面如图 2 所示, 假设车辆前方有一长度为  $l_0$ 、凹陷深度为  $h_0$  的弓形路面, 挂接车辆主车前轮距该弓形路面的距离为  $l_1$ , 主车轴距、主车后轴距挂车前轴及挂车轴距分别为  $l_2, l_3, l_4$ , 若用余弦函数描述弓形路面的凹陷部分, 在假定凹陷弓形长度小于各轴距的情况下, 则不同时刻该凹陷对各车轮的激励函数可表示为<sup>[3]</sup>

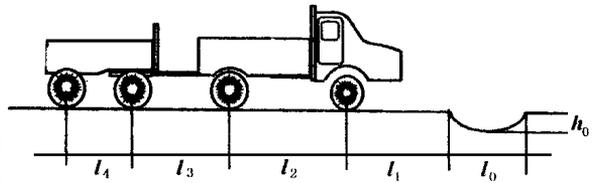


图 2 路面的离散事件激励

Fig. 2 Discrete event of road disturbances

$$q_{ij} = \begin{cases} -\frac{h_0}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{2Pv(t-t_n)}{l_0} \right) \right] & \frac{l_{k-1}}{v} = t_n \leq t \leq \frac{l_0 + l_{k-1}}{v} \\ 0 & t < t_n = \frac{l_{k-1}}{v}, t > \frac{l_0 + l_{k-1}}{v} \end{cases} \quad (12)$$

其中:  $i, j = 1, 2$ 。  $i$  代表车体(主车或挂车),  $j$  代表车体上的轮轴(前轴或后轴);  $n = 1, 2, 3, 4$ , 代表自右向左车轴的序号。

### 4 确定性函数路面激励条件下响应的时域模型仿真

由式(9)的推导可以看出, 在随机激励条件下, 式(9)将变为一个随机参数系统; 而在确定性函数路面激励条件下, 式(9)将变为一个非线性系统。对应确定性函数路面激励条件下的非线性系统, 其时域响应分析方法一般有逐步积分法、模态迭加法以及模态迭加法与矩阵摄动法相结合的方法——模态摄动法<sup>[4]</sup>。对于模态迭加法或模态摄动法, 一般把非常数阻尼阵  $[C]$  处理为常数阵, 且有近似比例阻尼的要求。为了减少分析误差, 对式(9)采用 Wilson2H 逐步积分法进行时域响应分析。

把方程式(9)改写为如下形式

$$[M] \{X\}^b + [C] \{X\}^a + [K] \{X\} = \{Q\}, \quad (13)$$

其中  $\{Q\}_t$  为原方程式左端的激励力列阵

$$\{Q\}_t = [Q_{t1} \ Q_{t2} \ Q_{t3} \ Q_{t4} \ Q_{t5} \ Q_{t6} \ Q_{t7} \ Q_{t8}]^T \quad (14)$$

取时间步长  $\$t$ , 按分段线性化原理, 在每一时间步长  $\$t$  内将方程式(13)视为线性方程,

为此方程式(13)改为增量形式

$$[M]\{\Delta X\} + [C]\{\Delta \dot{X}\} + [K]\{\Delta X\} = \{\Delta Q\} \quad (15)$$

设在时间区间 $(t, t + \Delta t)$ 内增量系统式(15)加速度仍保持线性变化,则应用Wilson $2H$ 逐步积分法先求得各时间步上的位移增量 $\{\Delta X\}_{t+\Delta t}$ ,再按下式逐步求得各迭代步所对应的位移增量、速度增量和加速度增量,即

$$\{\Delta X^b\}_{t+\Delta t} = \frac{6}{H\Delta t^2}(\{\Delta X\}_{t+\Delta t} - \{\Delta X\}_t) - \frac{6}{H\Delta t}\{\Delta X^a\}_{t+\Delta t} \left[1 - \frac{3}{H}\right]\{\Delta X^b\}_t \quad (16)$$

$$\{\Delta X^a\}_{t+\Delta t} = \{\Delta X^a\}_t + \frac{\Delta t}{2}(\{\Delta X^b\}_{t+\Delta t} + \{\Delta X^b\}_t) \quad (17)$$

$$\{\Delta X\}_{t+\Delta t} = \{\Delta X\}_t + \Delta t\{\Delta X^a\}_{t+\Delta t} + \frac{\Delta t^2}{6}(\{\Delta X^b\}_{t+\Delta t} + 2\{\Delta X^b\}_t) \quad (18)$$

则各迭代步的位移、速度和加速度可表示为:

$$\{X_{n+1}\} = \{X_n\} + \{\Delta X_n\} \quad (19)$$

$$\{\dot{X}_{n+1}\} = \{\dot{X}_n\} + \{\Delta \dot{X}_n\} \quad (20)$$

$$\{\ddot{X}_{n+1}\} = \{\ddot{X}_n\} + \{\Delta \ddot{X}_n\} \quad (21)$$

求得对应各广义坐标的位移、速度之后,即可由主车和挂车与牵引架连接处的纵向振动位移 $x_1$ 、 $x_2$ 和速度 $\dot{x}_1$ 、 $\dot{x}_2$ 求得牵引架上的动态纵向力。设牵引架的综合刚度和阻尼分别为 $k_0$ 和 $c_0$ ,则动态纵向力可表示为

$$F = c_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_0(x_1 - x_2) \quad (22)$$

按照上述方法,取 $H=115$ ,对式(15)应用Wilson $2H$ 法进行逐步积分,并采用MATLAB语言编程进行了仿真计算。部分模型参数如下(其它参数引用参考文献[5,6]):

$$l_0 = 0.15 \text{ m} \quad h_0 = 0.115 \text{ m} \quad \Delta t = 0.105 \text{ s} \quad v = 11805 \sim 61570 \text{ m} \ddot{\text{o}}\text{s}$$

为了验证上述随机接地印迹轮胎模型关于路面纵向激励源描述的合理性,同时也验证本文中关于确定性函数路面激励对挂车车辆纵向平顺性影响的时域模型响应分析的正确性,在混凝土路面上进行了挂车车辆驶过凹陷弓形障碍的综合振动试验。为了进行对比,试验时采用了原刚性牵引架和经过优化设计的包含弹簧和阻尼器的柔性牵引架,其刚度和阻尼值分别为:

刚性牵引架:  $k_0 = 2 \times 10^7 \text{ N} \ddot{\text{a}}\text{m}$

柔性牵引架:  $k_0 = 0.1702 \times 10^5 \text{ N} \ddot{\text{a}}\text{m} \quad c_0 = 0.129742 \times 10^4 \text{ N s} \ddot{\text{a}}\text{m}$

为了研究确定性函数路面激励对挂车车辆纵向平顺性的影响,时域仿真分析时假设道路上除凹陷弓形障碍之外为理想路面,因而进行挂车车辆的综合振动试验时选择较平坦的混凝土路面,并在其上设置了凹陷弓形障碍。图3、图4所示为102挂车车辆整车综合振动模型在驶过理想路面上凹陷弓形障碍时的时域仿真分析结果与试验结果的对比。

由图3的对比结果可以看出,采用原来的刚性牵引架以 $v=31119 \text{ m} \ddot{\text{a}}\text{s}$ 的速度通过凹陷弓形障碍时,牵引架动态纵向力的最大值为+8121 kN,最小值为-6122 kN,仿真分析结果分别为+61736.9 kN和-51247.9 kN,二者基本相吻合。仿真结果之所以比试验结果偏小,是因为仿真分析是在假定除凹陷弓形障碍之外为理想路面的情况下进行的,而实际试验时的混凝土路面尽管比较平坦,但仍有一定的随机激励成份存在,随机激励成份导致牵引架上的动态纵向力有一定的叠加,且使动态纵向力的实际波动波形较仿真分析结果有一定的不规则性。图4的对比分析结果也有类似的结论。

对比图3与图4表明,由刚性牵引架改为经过优化设计的柔性牵引架后,牵引架上动态纵向力的峰值波动范围由14143 kN降为619 kN,振动频率也有所下降。这说明在车辆载重、胎

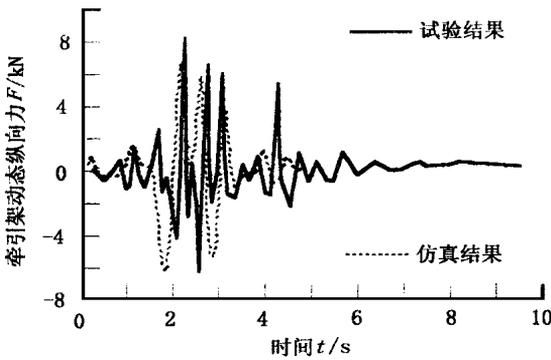


图 3  $v = 31119 \text{ m/s}$  时刚性牵引架动态纵向力的仿真结果与试验结果对比

Fig 3 Comparison of experimental data with simulated results of dynamic longitudinal force in rigid towing attachment at the speed of 31119 m/s

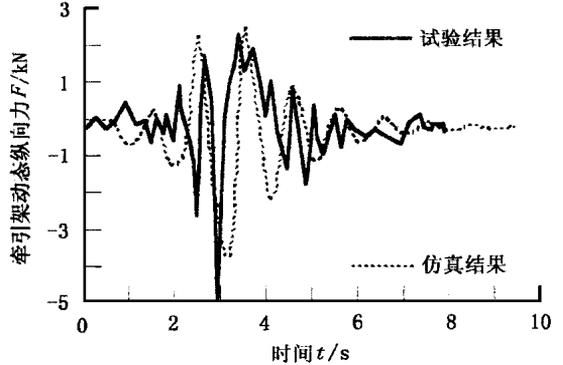


图 4  $v = 31309 \text{ m/s}$  时柔性牵引架动态纵向力的仿真结果与试验结果对比

Fig 4 Comparison of experimental data with simulated results of dynamic longitudinal force in pliable towing attachment at the speed of 31309 m/s

压等条件基本相同, 行驶速度相近的情况下, 使用柔性牵引架后不但降低了牵引架上动态纵向力的峰值, 而且改善了动态纵向力的频率结构, 明显改善了挂车车辆运行时的纵向平顺性。

## 5 结 论

- 1) 构造了能够同时反映路面对车辆的垂直与纵向激励效果的随机接地印迹轮胎模型, 为在同一车辆动力学模型上同时进行车辆的垂直与纵向振动分析带来了极大的方便。
- 2) 以随机接地印迹轮胎模型为基础建立了挂接车辆的 162 整车综合振动模型, 该模型不但适用于确定性函数路面激励条件下的车辆动力学分析, 还适用于随机激励条件下的车辆动力学分析。
- 3) 在确定性函数路面激励条件下就挂接车辆的非线性综合振动模型用 Wilson 2H 逐步积分法进行了求解, 编制了仿真软件进行了时域仿真分析, 并与试验结果进行了对比, 仿真结果与试验结果相吻合。验证了使用优化设计的柔性牵引架可以大大改善挂车车辆纵向平顺性。

### [参 考 文 献]

- [1] Burton A W. A practical application of MATLAB: automotive semiactive suspension design. IEEE Control Engineering, Series 48, Peter Peregrinus Ltd., London, 1993. 23~ 24
- [2] Captain K M, Boghani A B, Womley D N. Analytical tire models for dynamic vehicle simulation. Vehicle System Dynamics, 1979(8): 1~ 32
- [3] 檀润华, 陈 鹰, 路甬祥. 路面对汽车激励的时域模型建立及计算机仿真. 中国公路学报, 1998, 11(3): 96~ 102
- [4] 陈塑寰. 结构振动分析的矩阵摄动理论. 重庆: 重庆出版社, 1991. 3
- [5] 左曙光. 路面不平度对拖拉机挂车机组制动性能的影响. [博士学位论文]. 长春: 吉林工业大学, 1996
- [6] 彭巧励. 拖挂车车辆行驶平顺性的研究. [研究生毕业论文]. 长春: 吉林工业大学, 1998

# Simulation Analysis & Experimental Study on the Mathematical Model in Time Domain About the Effects of the Road Stimulation on the Longitudinal Smoothness of Tractor-trailer Combination

Gao Jucheng Zheng Lianzhu Liu Mingshu

(Jilin University of Technology, Changchun 130025)

**Abstract** A new random footprint tire model was developed, which can reflect both the vertical and the horizontal stimulation at the same time. It was used to review the tractor-trailer combination longitudinal smoothness. A corresponding dynamic vehicle model was established. The computer simulation to the vehicle model in time domain about the determined function of road stimulation was carried out. The effects on the towing attachment longitudinal dynamic forces of the tractor-trailer combination were analyzed. Experimental study with two different towing attachments, i.e. rigid towing attachment and pliable towing attachment was performed. A comparison of the results obtained by the simulation with available experimental data shows very good agreement.

**Key words:** tractor-trailer combination; random footprint tire model; road stimulation; longitudinal smoothness; computer simulation in time domain