

基于 ADAMS/MATLAB 联合仿真的 LuGre 动态轮胎模型研究*

郑文刚^{1†} 路永婕^{1,2} 陈恩利^{1,2} 李韶华^{1,2}

(1. 石家庄铁道大学机械工程学院, 石家庄 050043) (2. 河北省交通安全与控制重点实验室, 石家庄 050043)

摘要 轮胎作为车辆与路面接触的唯一载体,其力学特性是车辆动力学响应分析和控制的重要基础. 目前仿真研究中所使用的轮胎模型多为稳态模型,不能精确地描述轮胎的动态特性. 因此,将动态轮胎模型应用于车辆动力学仿真软件中,对于整车动力学仿真和研究具有重要的作用. 多体动力学软件 Adams 中自带的轮胎摩擦模型为静态模型,它将摩擦系数视为一个静态值,而实际轮胎与路面之间的摩擦是动态变化的,应为相对速度和位移的动态函数,所以本文以基于 LuGre 动态轮胎模型,应用 Matlab/Simulink 软件构建动态轮胎模块,通过接口与 Adams/Car 连接,进行整车模型与 Simulink 轮胎模型的同步联合仿真,实现轮胎与路面动态接触的历程的模拟,提高车辆系统仿真的精度.

关键词 车辆动力学, 动态轮胎模型, 联合仿真

DOI: 10.6052/1672-6553-2015-052

引言

轮胎作为汽车与道路直接接触的部件,具有支承汽车重量、车辆行驶过不同地面时进行缓冲、为驱动和制动提供足够附着力、提供足够的转向操纵与方向稳定性的作用^[1]. 鉴于轮胎力学特性在车辆动力学研究中的重要作用,选择能够精确描述轮胎运动力学特性且符合工程需要的轮胎模型,并实现其与车辆动力学仿真软件连接,是目前车辆系统动力学仿真研究中亟待解决的问题,对车辆动力学性能模拟和相关产品的开发有着重要的意义.

目前所研究的轮胎模型很多,比较著名的模型有 Dugoff 模型^[2]、Gim 模型^[3]、Willumeit 的鬃毛模型等纯理论模型^[4]、Pacejka 的纯经验 Magic 模型^[5]和吉林大学的郭孔辉院士的 E 指数半经验模型^[1]. 本文研究的 LuGre 轮胎模型能更加逼真地描述轮胎的动态摩擦力特性,迟滞环特性,同时动态轮胎模型能够反映在速度变化过程中轮胎和地面接触力的瞬态行为,为轮胎模型的研究提供了一种新方法.

1 LuGre 轮胎模型的建立.

LuGre 动态摩擦模型根据鬃毛模型思想进行建模,其基本建模思想为:在微观环境下,两摩擦接触物体表面是由无数具有随机行为的弹性鬃毛组成,摩擦力产生于这些鬃毛的弹性变形. 当两接触表面产生相对位移时,在起始阶段首先因鬃毛弹性变形而产生静摩擦力,随着鬃毛弹性变形的不断增加,最终在某一时刻相对接触表面发生滑移现象而产生摩擦力. 可以更加精确地描述轮胎-地面摩擦接触过程中的稳态特性和动态特性. LuGre 模型用一阶微分方程描述包含库仑摩擦、黏性摩擦、预滑动、Stribeck 效应(见图 1)、变静摩擦力、摩擦滞后和稳态震荡环等现象,不仅表达式紧凑简洁,且较之前的摩擦模型更能体现出真实的摩擦现象(见图 2).

LuGre 轮胎动态摩擦模型中摩擦力表示为鬃毛的平均弹性形变力^[6]

$$F = \delta_0 z + \delta_1 \frac{dz}{dt} + \delta_2 v, \quad (1)$$

2015-06-04 收到第 1 稿,2015-06-29 收到修改稿.

* 国家自然科学基金资助项目(11172183,11102121)

† 通讯作者 E-mail: 2694345333@qq.com

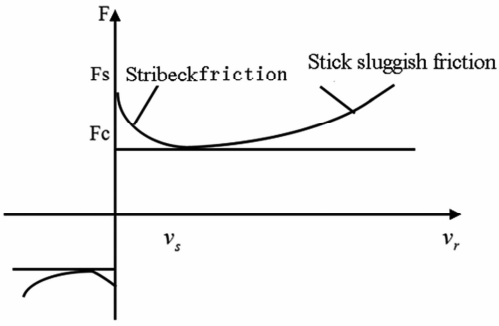


图1 LuGre 轮胎摩擦力 Stribeck 效应
Fig. 1 Stribeck effect of LuGre tire friction

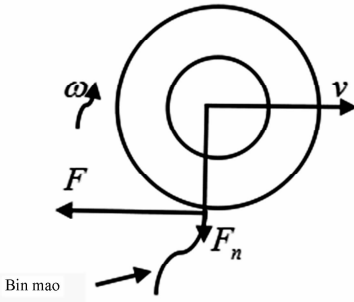


图2 LuGre 轮胎模型接触变形
Fig. 2 Contact deformation of LuGre Tire model

$$\frac{dz}{dt} = v_r - \frac{\delta_0 |v_r|}{g(v_r)} z \quad (2)$$

$$g(v_r) = \mu_c + (\mu_s - \mu_c) e^{-|v_r/v_s|^{\alpha_s}} \quad (3)$$

式中, δ_0 为鬃毛的刚度系数; δ_1 为鬃毛的微观阻尼系数; δ_2 为鬃毛的相对粘滞阻尼系数; z 为鬃毛的平均弹性变形量; v_r 为摩擦接触面间的相对滑动速度; $g(v_r)$ 为正滑动函数; F 为摩擦力系数; μ_c 为库伦摩擦系数; μ_s 为静摩擦系数; v_s 为 Stribeck 速度文中 $v_s = 5\text{m/s}$; α_s 为 Stribeck 指数, 表示稳态摩擦特性, 一般情况下 $\alpha_s \in [0.5, 2]$, 文中取 $\alpha_s = 0.5$.

在 Matlab/Simulink 中建立 LuGre 摩擦模型, 以不同频率正弦变化的 v_r 作为输入, 分析图 3 所示的摩擦力变化规律, 当 v_r 的频率不大时, LuGre 摩擦模型与经典稳态模型相类似; 当 v_r 的频率增大时, 模型则表现出明显的“迟滞”现象, 并且频率越大, “迟滞”现象越明显. 这说明 LuGre 摩擦模型可以很好地反映汽车轮胎与路面间摩擦的瞬态特性和“迟滞”特性(见图 3).

LuGre 轮胎模型分为四类: 集总轮胎模型、分布轮胎模型、考虑各项异性轮胎模型和稳态模型, 其各轮胎模型的特点分别为: 集总轮胎模型: 假设轮胎-路面为点接触, 忽略轮胎接地印迹压力分布.

分布轮胎模型: 考虑轮胎接地印迹压力分布. 考虑各项异性的轮胎分布: 忽略路面不平度对轮胎垂向振动的影响. 稳态模型: 当 v 和 w 恒定时, 车辆处于稳定行驶状态. 本文运用稳态轮胎模型讨论其动态性.

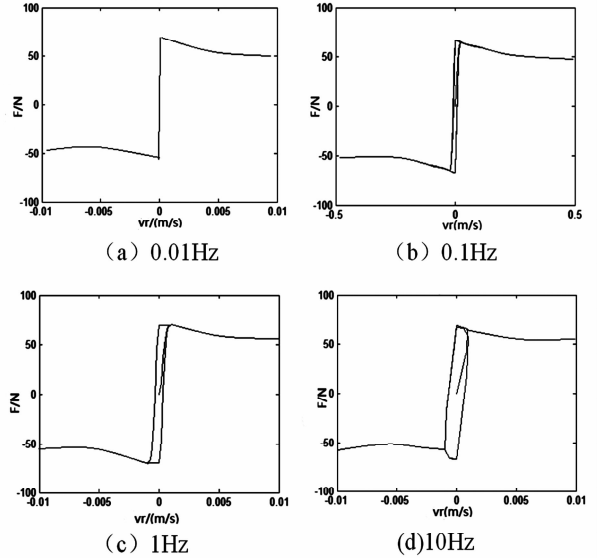


图3 v_r 在变化频率不同时的摩擦力特性曲线

Fig. 3 Characteristic curves of the friction at different frequencies

当轮胎处于联合工况时, 在考虑轮胎各向异性的前提下, t 时刻单元模块沿轮胎滚动方向 ξ 轴, 鬃毛沿 x 轴和 y 轴方向均有变形, 记为 $z_{x,y}(\zeta, t)$, 则在 $t + dt$ 时刻各单元模块鬃毛变形量为 $z_{x,y}(\zeta + d\zeta, t + dt)$. 因此, $d_{z_{x,y}}$ 可表示为:

$$d_{z_{x,y}} = z_{x,y}(\zeta + d\zeta, t + dt) - z_{x,y}(\zeta, t) \quad (4)$$

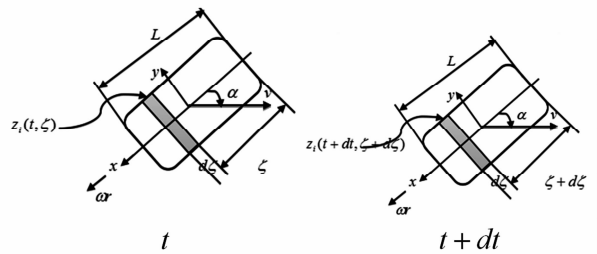


图4 LuGre 轮胎随时间变化图形
Fig. 4 Change of LuGre tire with time

将 dz 表示成变量 ζ 和 t 的函数, 有

$$dz = \frac{\partial z}{\partial \zeta} d\zeta + \frac{\partial z}{\partial t} dt \quad (5)$$

同时,

$$\frac{d\zeta}{dt} = |\omega r| \quad (6)$$

由式(11)和式(12)可得:

$$\frac{d_{x,y}(\zeta, t)}{dt} = \frac{\partial_{zx,y}(\zeta, t)}{\partial t} + \frac{\partial_{zx,y}(\zeta, t)}{\partial \zeta} \cdot |\omega r| \quad (7)$$

联立式(5)得:

$$\begin{aligned} \frac{\partial_{zx,y}(\zeta, t)}{\partial t} = & v_{rx,y}(t) - \\ & \frac{\delta_0 |v_{rx,y}|}{\theta \cdot g_{x,y}(v_{rx,y})} \cdot z_{x,y}(\zeta, t) - \\ & \frac{\partial_{zx,y}(\zeta, t)}{\partial \zeta} \cdot |\omega r| \end{aligned} \quad (8)$$

其中,

$$\begin{cases} v_{rx} = \omega r - v \cos \alpha \\ v_{ry} = -v \sin \alpha \end{cases} \quad (9)$$

$$g_{x,y}(v_{rx,y}) = \left| \frac{v_{rx,y}}{v_r} \right| \cdot g(v_r) \quad (10)$$

由此可以得到轮胎纵向力 F_x 、侧向力 F_y 和回正力矩 M_z 的表达式为:

$$F_{x,y} = \int_0^L f_n(\zeta) \cdot [\delta_{0x,y} z_{x,y}(\zeta, t) + \delta_{1x,y} \frac{\partial_{zx,y}(\zeta, t)}{\partial t} + \delta_{2x,y} v_{rx,y}] d\zeta \quad (11)$$

$$M_z(t) = \int_0^L f_n(\zeta) \cdot [\delta_{0y} z_y(\zeta, t) + \delta_{1y} \frac{\partial_{zy}(\zeta, t)}{\partial t} + \delta_{2y} v_{ry}] \cdot \left(\frac{L}{2} - \zeta \right) d\zeta \quad (12)$$

式中 $f_n(\zeta)$ 为沿轮胎接地印迹方向的压力密度分布函数。

当 v 和 ω 恒定时,车辆处于稳定行驶状态,有

$\frac{\partial t(\zeta, t)}{\partial \zeta} = 0$. 可得到 $z_{x,y}$ 的稳态解析解

$$z_{x,y}^{ss}(\zeta) = C_{1x,y} (1 - e^{-\zeta/C_{2x,y}}) \quad (13)$$

其中,

$$C_{1x,y} = \frac{v_{rx,y} \cdot \theta g(v_r)}{|v_r| \cdot \delta_{0x,y}} \quad (14)$$

$$C_{2x,y} = \left| \frac{\omega r}{v_r} \right| \cdot \frac{g(v_r)}{\delta_{0x,y}} \quad (15)$$

研究表明,轮胎在滚动状态下的压力分布呈“钟罩”形,同时,轮胎纵向力、侧向力模型基本上不受压力非均匀分布的影响,而回正力矩模型受压力分布的影响很大^[7]. 因此,本文在纵向力和侧向力模型中表达式取均匀压力分布,即 $f_n = \frac{F_n}{L}$, 而回正力矩表达式中垂向载荷取梯形分布,采用如图 5 所示。

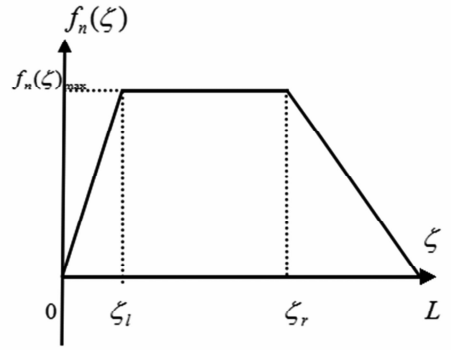


图5 梯形压力分布示意图

Fig. 5 Diagram of trapezoidal pressure distribution

其表达式为:

$$f_n(\zeta) = \begin{cases} \alpha_1 \zeta & (0 \leq \zeta \leq \zeta_l) \\ f_n \max & (\zeta_l \leq \zeta \leq \zeta_r) \\ \alpha_2 \zeta + \beta_2 & (\zeta_r \leq \zeta \leq L) \end{cases} \quad (16)$$

相应地,纵向、侧向稳态轮胎力和回正力矩表达式为:

$$F_{x,y} = \left\{ \delta_{0x,y} \cdot C_{1x,y} \left[1 - \frac{C_{2x,y}}{L} (1 - e^{-L/C_{2x,y}}) \right] + \delta_{2x,y} \cdot v_{rx,y} \right\} \cdot F_n \quad (17)$$

$$M_z = \left\{ \delta_{0y} \cdot C_{1y} \cdot \frac{L}{2} \left[1 - C_3 + \frac{2L}{L + \zeta_r - \zeta_l} \cdot C_4^2 \cdot \right. \right.$$

$$\left. \left(\frac{4C_4 \cdot L - L}{\zeta_l} - \frac{4C_4 \cdot L + 2\zeta_l - L}{\zeta_l} \cdot e^{-\zeta_l/(C_4 \cdot L)} \right) - \frac{4C_4 \cdot L + 2\zeta_r - L}{L - \zeta_r} \cdot e^{-\zeta_r/(C_4 \cdot L)} + \frac{4C_4 \cdot L + L}{L - \zeta_r} \cdot e^{-L/C_4} \right] + \frac{L}{2} \cdot (1 - C_3) \cdot \delta_{2y} v_{ry} \right\} \cdot F_n \quad (18)$$

其中,

$$C_3 = \frac{2(L^2 + \zeta_r \cdot L + \zeta_r - \zeta_l^2)}{3(L^2 + \zeta_r \cdot L - \zeta_l \cdot L)} \quad (19)$$

$$C_4 = \frac{|\omega r| \cdot C_{1y}}{L \cdot v_{ry}} \quad (20)$$

式中, ζ_l 为梯形压力分布左拐点; ζ_r 为梯形压力分布右拐点。

2 LuGre 分布稳态模型参数分析

LuGre 轮胎模型中, F_n 和 L 可由试验直接测得, v_r 可由车速、轮速、轮胎侧偏角等参数由公式计

算得到, v_s 和 Stribeck 指数 α_s 受试验条件影响不大, 文中取为常数. 因此, 模型待辨识参数为 $\mu_c, \mu_s, \delta_0, \delta_1$ 和 δ_2 . 其中, μ_c, μ_s 和 δ_2 为静态参数, δ_0 和 δ_1 为动态参数. 静态参数的辨识可在稳态条件下由试验数据直接拟合得到, 而动态参数的辨识则较为困难, 目前尚无十分成熟的方法. 本文运用的 LuGre 轮胎模型试验参数如下表所示^[8].

表 1 LuGre 轮胎模型部分试验参数

Table 1 Test parameters of LuGre tire model

parameter	F_n	v	r	L	v_s	α_s	θ
test	4000N	20m/s	0.32m	0.2m	5m/s	0.5	1

表 2 Simulink 仿真时所用 LuGre 轮胎模型参数值

Table 2 Parameters of LuGre tire model in simulink simulation

μ_{cx}	μ_{cy}	μ_{sx}	μ_{sy}	δ_{0x}	δ_{0y}
0.72	0.77	1.35	1.32	230	200
δ_{1x}	δ_{1y}	δ_{2x}	δ_{2y}	ζ_l	ζ_r
1.15	1.25	0	0	0.03	0.15

3 LuGre 轮胎模型在 Simulink 中实现

Simulink 是 MATLAB 最重要的组件之一, 它提供了一个动态的系统建模、仿真和综合分析的集成环境, 在动力学分析和控制系统的复杂仿真和设计中广泛应用. 本文建立的轮胎模型包括两大部分, 分别是车辆运行参数子系统和轮胎模型参数子系统两个输入参数子系统组成, 共计 21 个参数. 车辆运行参数子系统共 8 个输入参数, 分别为轮胎垂向载荷 F_z ; 车轮转速 ω ; 车轮滚动半径 R ; 相对车速 v_r 及其沿 x, y 方向的分量 v_{rx}, v_{ry} ; 轮胎接地印迹长度 L ; 路面附着系数 θ . LuGre 轮胎模型参数子系统共 13 个输入参数, 分别为纵向及侧向库伦摩擦系数 μ_{cx}, μ_{cy} ; 纵向及侧向静摩擦系数 μ_{sx}, μ_{sy} ; Stribeck 速度 v_s ; 轮胎纵向及侧向刚度系数 δ_{0x}, δ_{0y} ; 轮胎纵向和侧向阻尼系数 δ_{1x}, δ_{1y} ; 轮胎纵向及侧向相对黏滞阻尼参数 δ_{2x}, δ_{2y} ; 梯形压力分布左、右拐点 ζ_l, ζ_r ; 以此作为输入, 并通过式 (17)、(18) 可知纵向力 F_x 、侧向力 F_y 、回正力矩 M_z 的数学表达式. 计算子系统均基于各自的输入参数, 通过 Simulink 公共模块库中内置 MATLAB 函数模块, 在该模块中内嵌 MATLAB 算式代码实现相应纵向力、侧向力和回正力矩的计算, 并将结果输出. 具体 Simulink 模型如图 6 所示.

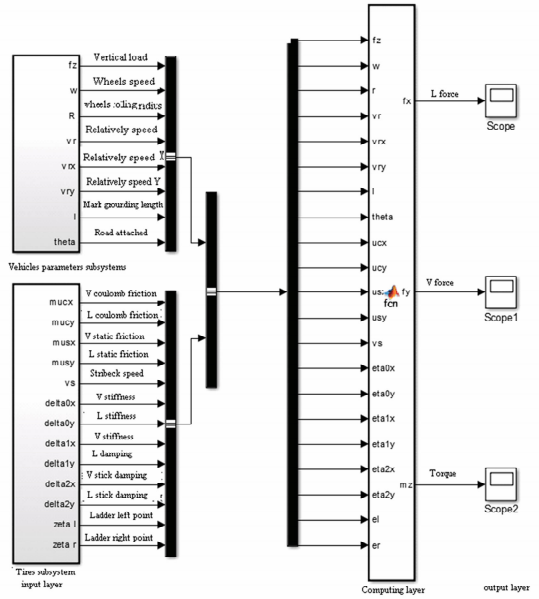


图 6 LuGre 轮胎模型在 Simulink 中的实现

Fig. 6 The realization of LuGre tire model in Simulink

4 联合仿真

Adams/Car 自带轮胎为静态轮胎, 将上节建好的 LuGre 动态轮胎 Simulink 模型与 Adams/Car 自带的整车模型进行联合仿真, 并通过仿真对比得到 LuGre 动态轮胎的动态特性, 分析其迟滞现象等. 本文联合仿真软件版本: Adams2012 和 MATLABR2012b. 运行工况为: 单移线工况. 具体如图 7 所示.

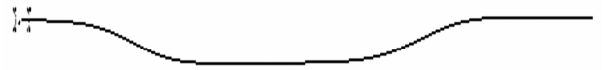


图 7 单移线工况路线

Fig. 7 The route of ISO lane

4.1 Adams/Car 与 Simulink 的连接实现及联合仿真

Adams/Car 整车模型与 LuGre 轮胎模型联合仿真接口实现的核心为二者间输入、输出参数的选定, 所建立的四轮 LuGre 轮胎模型中, 左前轮、左后轮、右前轮、右后轮分别记为 $L1, L2, R1, R2$. 根据上面所建轮胎模型, 本次 Adams/Car 模型的输入参数为四个车轮的纵向力

$$F_{x_i} (i \in L1, L2, R1, R2)、侧向力$$

$$F_{y_i} (i \in L1, L2, R1, R2)、回正力矩$$

$M_{z_i} (i \in L1, L2, R1, R2)$. 输出为四个车轮的垂向载荷 $F_{z_i} (i \in L1, L2, R1, R2)$ 、侧偏角 α_i . 选取 Adams/Car 为软件自带模型 MDI_Demo_Vehicle_It,

具体如图 7 所示。

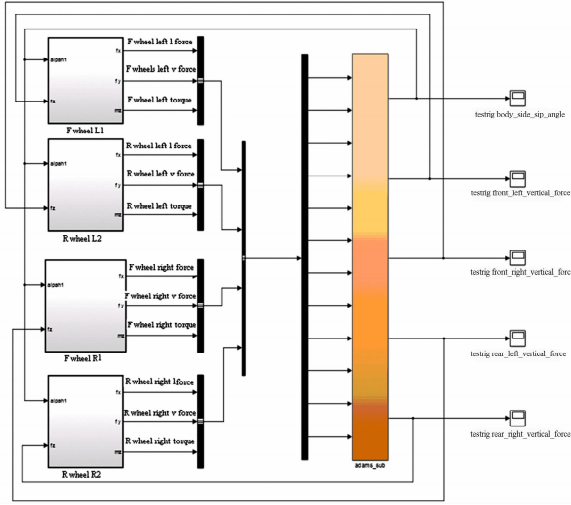


图 8 Adams/Car 与 MATLAB 联合仿真

Fig. 8 Adams/Car and MATLAB co-simulation

4.2 联合仿真结果分析及与自带整车模型对比分析

对 LuGre 轮胎整车模型进行仿真,得到其左前轮垂向力、左后轮垂向力、左后轮垂向力、右后轮垂向力,并分析其结果.然后把 LuGre 轮胎整车模型与自带轮胎整车模型进行仿真对比,比较四个车轮所受到的纵向力、侧向力、垂向力、回正力矩,进一步验证 LuGre 轮胎模型的滞后特性.具体结果如下图所示。

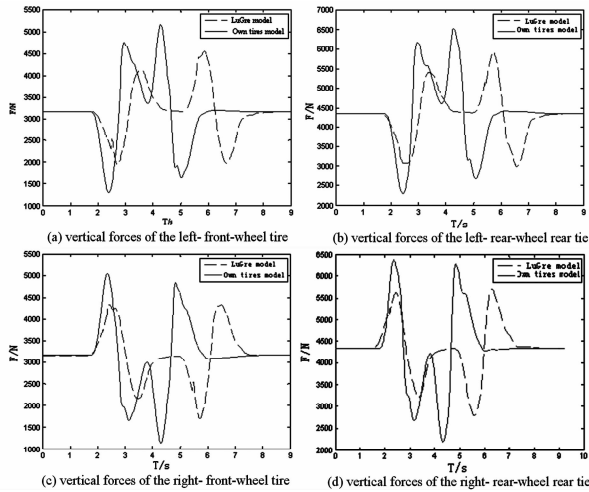


图 9 动态轮胎与自带轮胎垂向力对比

Fig.9 The comparison of vertical forces between LuGre and own tires model

由上图 a ~ d 可知:

- (1) 分布对比图 a、c 和图 b、d 可知,动态 LuGre 轮胎前轮胎垂向力小于后轮胎胎力。
- (2) 动态 LuGre 轮胎的垂向力峰值小于软件自带轮胎模型。
- (3) 动态 LuGre 轮胎存在滞回特性,能够表现

轮胎的瞬态响应。

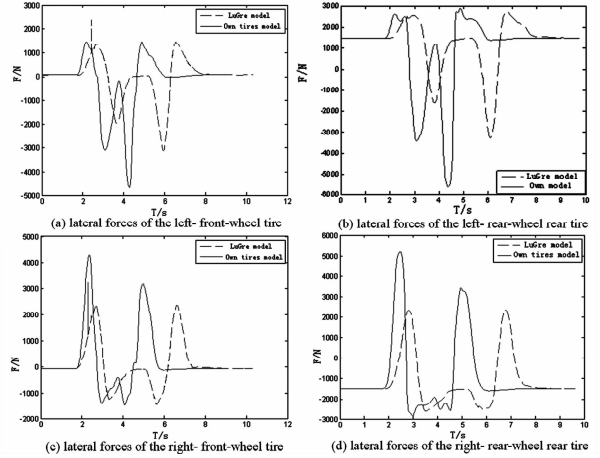


图 10 动态轮胎与自带轮胎侧向力对比

Fig.10 The comparison of lateral forces between LuGre and own tires model

由图 a ~ d 可知:

- (1) 自带 fiala 轮胎模型的侧向力与动态 LuGre 轮胎模型趋势相同。
- (2) 两种轮胎模型都是前轮所受侧向力远小于后轮的侧向力。
- (3) 动态 LuGre 轮胎模型存在滞后现象。

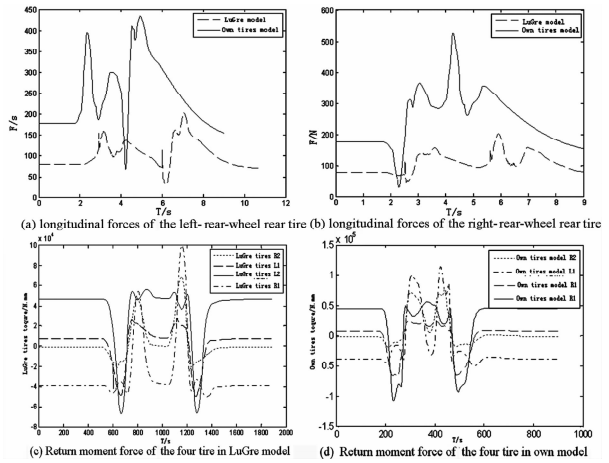


图 11 动态轮胎与自带轮胎回正力矩对比

Fig.11 The comparison of return moment forces between LuGre and own tires model

由图 a ~ d 可知:

- (1) 自带 fiala 轮胎模型与动态 LuGre 轮胎模型纵向力、回正力矩趋势相同。
- (2) 两种轮胎模型回正力矩变化不大。
- (3) 动态 LuGre 轮胎模型存在滞后特性。

5 结论

由以上几组图形对比可知,LuGre 轮胎模型可以很好地描述轮胎与路面间摩擦力的动态特性、迟滞特

性. 并且动态摩擦模型能够反映在速度变化过程中轮胎和地面接触力的瞬态特性. 通过与自带轮胎的对比可知, 其侧向力、垂向力、回正力矩与自带轮胎趋势相同, 初步确定轮胎建模的正确性, 为以后应用此轮胎模型奠定基础. 下一步我们将此轮胎与整车联合起来, 分析不同动摩擦系数对整车性能的影响. 研究不同路面, 不同工况下, LuGre 轮胎模型的特性.

参 考 文 献

- 1 郭孔辉. 汽车操纵动力学. 长春: 吉林科学技术出版社, 2012 (Guo K H. Vehicle handling dynamics. Chang chun: Jilin science and Technology Press, 2012 (in Chinese))
- 2 Dugoff H, Fancher P S, Segel L. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance. *SAE Technical Paper*, 1970, 10(8): 155 ~ 173
- 3 Gim G, Nikravesh P E. An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations. Part 1: pure slips. *International Journal of Vehicle Design*, 1990, 11(6): 589 ~ 618
- 4 Hans-PeterWillumeit 车辆动力学-模拟及其方法. 北京: 北京理工大学出版社, 1998: 169 ~ 172 (Hans-PeterWil-

lumeit vehicle dynamics simulation and its method. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 1998: 169 ~ 172 (in Chinese))

- 5 Bakker E, Nyborg L, Pacejka H B. Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. *SAE Technical Paper*, 1987, 11(6): 432 ~ 447
- 6 Canudas d W C, Tsiotras P. Dynamic tire friction models for vehicle traction control. *IEEE Conference on Decision & Control*, 1999, 4(4): 3746 ~ 3751
- 7 Deur J, Asgari J, Hrovat D. A dynamic tire friction model for combined longitudinal and lateral motion. In: Proceedings of the ASME-IMECE World Conference. 2001, 12(9): 332 ~ 348
- 8 张淼. LuGre 轮胎模型与车辆动力学软件的接口研究和实现[博士学位论文]. 西安: 长安大学, 2014 (Zhang M. Interface between LuGre tire model and vehicle dynamics software [PhD Thesis]. Xi'an: Chang'an University, 2014 (in Chinese))
- 9 陈军. MSC. ADAMS 技术与工程分析实例. 北京: 中国水利水电出版社, 2008 (Chen J. MSC. ADAMS technology and engineering analysis case. Beijing: China Water Conservancy and Hydropower Press, 2008)

RESEACH OF THE LUGRE DYNAMIC TIRE MODEL BASED ON ADAMS / MATLAB CO-SIMULATION *

Zheng Wengang^{1†} Lu Yongjie^{1,2} Chen Enli^{1,2} Li Shaohua^{1,2}

(1. Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

(2. Traffic Safety and Control Laboratory of Hebei Province, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract Tires are the only carrier of the contact between the vehicle and road surface. Their mechanical property is important for analysis and control on the vehicle dynamic response. At present, the tire simulation mostly focuses on the steady-state model. But it can not describe the dynamic characteristic of the tire accurately. Therefore, it plays a significant role to add the dynamic tire model in the vehicle dynamics simulation. The tire friction model in the multi-body dynamical software ADAMS is static, where the friction is regarded as a static value. However, in actual, the friction between the tire and road surface is dynamic, and it should be a dynamic function of the relative velocity and displacement. To this end, in this paper, the dynamic tire LuGre model using the Matlab/Simulink software is constructed. Through connecting the interface with Adams/Car, co-simulation between the vehicle model and the simulink tire model is carried out in order to achieve the dynamic contact between tire and road and improve the accuracy of vehicle system analysis.

Key words vehicle dynamics, dynamic tire model, co-simulation

Received 04 June 2015, revised 29 June 2015.

* The project supported by the National Natural Science Foundation of China(11172183, 11102121).

† Corresponding author E-mail: 2694345333@qq.com