

考虑主销间隙的转向轮摆振研究

周 兵¹ 孙 乐² 左 龙¹ 张 农¹

1. 湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室,长沙,410082

2. 中联重科股份有限公司,长沙,410131

摘要:将魔术轮胎公式和主销间隙引入摆振模型,运用拉格朗日方法建立了非独立悬架汽车转向轮摆振的非线性数学模型。对比分析了有无主销间隙及不同转向结构参数和轮胎参数对摆振系统的影响。结果表明,主销间隙的存在使转向轮摆振系统的振幅明显增大,摆振发生的车速范围扩大,且使不敏感的参数对系统产生一定影响。

关键词:转向轮摆振;主销间隙;非线性的;数值仿真

中图分类号:U461.6

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2012.19.004

Study on Steering Wheel Shimmy with Clearance of Kingpin

Zhou Bing¹ Sun Le² Zuo Long¹ Zhang Nong¹

1. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacture for Vehicle Body, Hunan University, Changsha, 410082

2. Zoomlion Heavy Industry Science & Technology Development Co., Ltd., Changsha, 410131

Abstract: The tire magic formula and kingpin clearance were considered herein. A non-linear mathematical model of steering wheel shimmy with non-independent suspension was established by the Lagrange equation method. And the influences of kingpin's clearance and different parameters were analyzed. The simulation results indicate that the clearance of kingpin makes amplitude of steering wheel shimmy system increase, the speed range becomes larger, and the non-sensitive parameters may have an impact on the steering wheel shimmy.

Key words: steering wheel shimmy; clearance of kingpin; non-linear; numerical simulation

0 引言

国内外学者对汽车自激摆振现象已做过较多的研究。李胜^[1]将轮胎的非线性侧偏力引入摆振模型,阐明自激摆振是非线性动力学系统发生 Hopf 分岔后出现的稳定极限环振动现象,并对分岔进行了数值分析和计算。在建模过程中,人们往往将部分非线性因素线性化,忽略了其对摆振的影响。这些非线性因素包括轮胎变形、机构间隙以及摩擦力等。针对机构间隙对摆振影响的研究相对较少,卢剑伟等^[2]借助拉格朗日方程建立了考虑转向机构运动副间隙的六自由度摆振动力学模型,通过分析发现转向机构运动副间隙是诱发转向轮摆振系统混沌运动的重要因素。孙悦新^[3]建立了含间隙弹性四连杆机构的有限元模型,研究了杆件的间隙和弹性因素对摆振系统动力学造成的影响。本文主要考虑的是转向节主销与衬套的间隙对摆振的影响,将平面四杆机构二状态分离和碰撞模型与汽车转向轮自激摆振模型

相结合,建立了非独立悬架汽车的摆振模型,并通过数值仿真,对比分析理想无间隙和存在主销间隙时不同参数对转向轮摆振的影响。

对于汽车摆振来讲,转向主销间隙必须保持在一定的范围才能保证汽车可靠行驶,间隙过大会导致汽车行驶摇摆、轮胎与悬架零件磨损加剧、转向不灵敏,严重时将导致交通事故^[4]。

1 摆振模型的建立

1.1 间隙模型

分析汽车转向系统时,往往将转向梯形简化为四连杆机构,如图 1 所示。杆 1、2、3 分别为左右梯形臂和横拉杆,杆 4 固定在前桥上,杆 5、6 分别为转向节臂和转向直拉杆。各杆件间均用旋转副连接。左梯形臂 1、转向节臂 5 与转向节固结在 C 处,转向节的衬套与左车轮主销之间存在间隙,由于实际间隙较小,图 1 中此处放大表示。杆 1、2、3 的运动状态可由各自与水平方向的夹角 φ_1 、 φ_2 和 φ 来表示。其中,左右梯形臂绕固定点转动,横拉杆在梯形平面内平动。

含间隙机构动力学建模的关键是如何把间隙模型嵌入到动力学模型中,对间隙接触碰撞过

收稿日期:2011-08-04

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51275162);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(5311070401490);湖南省自然科学基金资助项目(11JJ5029)

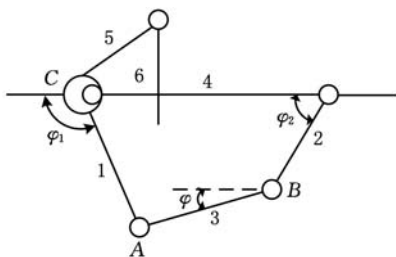


图 1 主销间隙模型

程进行正确描述^[5]。

1.2 摆振模型

本文的摆振模型包含两个非线性因素：轮胎的非线性侧向力、转向节主销与衬套间隙处的非线性接触碰撞力。其他非线性环节均被线性化。

在分析二状态间隙模型时，将横拉杆看作刚体。摆振模型中，由于横拉杆的刚度对摆振影响较大，故仍将其看作弹性元件。

通过拉格朗日方法建立含转向节主销与衬套间隙的非独立悬架汽车转向轮摆振的非线性数学模型。根据文献[6]，当汽车直线行驶时，左右车轮绕主销的转角 θ_1 、 θ_2 和横拉杆摆角 φ 均为零，即 $\theta_1 = \theta_2 = \varphi = 0$ ，此时由图1可以看出，左右梯形臂1、2相对于杆4的转角分别为 $\varphi_1 = \pi - \Phi$ ， $\varphi_2 = \Phi$ ，其中， Φ 为转向梯形的底角，常数。

汽车非直线行驶时， φ_1 、 φ_2 与 θ_1 、 θ_2 的关系为

$$\varphi_1 = \pi - \Phi + \theta_1 \quad \varphi_2 = \Phi + \theta_2$$

对于含转向节主销与衬套间隙的汽车转向轮摆振系统，其动能为

$$E_k = \frac{1}{2} I_1 (\dot{\theta}_1^2 + \dot{\theta}_2^2) + \frac{1}{2} I_3 \dot{\psi}^2 + \frac{1}{2} m_3 v_s^2 + \frac{1}{2} J \dot{\varphi}^2 \quad (1)$$

$v_s = \sqrt{(\dot{\varphi}_2 l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi) + \dot{\varphi} l_{s3})^2 + (\dot{\varphi}_2 l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi) - \dot{\varphi})^2}$
 式中， I_1 为左右前轮绕主销的转动惯量； I_3 为前桥绕其纵轴线的侧摆惯量； m_3 为横拉杆质量； v_s 为横拉杆质心点处的速度； J 为横拉杆绕右梯形臂和横拉杆连接点的转动惯量； ψ 为前桥绕车身纵轴线的侧摆角； l_2 为右梯形臂长度； l_{s3} 为B点到横拉杆质心的长度。

摆振系统的势能为

$$E_p = \frac{1}{2} k_5 (l\gamma\theta_1 + \frac{L}{2}\psi)^2 + \frac{1}{2} k_5 (l\gamma\theta_2 + \frac{L}{2}\psi)^2 + k_4 (R\psi)^2 + \frac{1}{2} k_2 \theta_1^2 + k_3 \psi^2 \quad (2)$$

式中， k_2 、 k_3 、 k_4 、 k_5 分别为换算到主销的转向机构刚度、换算到前桥侧摆中心的悬架当量角刚度、轮胎的侧向刚度和垂直刚度； l 为主销延长线与地面的交点到车轮中心对称面的距离； L 为前轮距； γ 为主销后倾角； R 为轮胎的滚动半径。

摆振系统的耗散能为

$$E_d = \frac{1}{2} c_4 (\dot{\theta}_1 + \gamma\dot{\psi})^2 + \frac{1}{2} c_4 (\dot{\theta}_2 + \gamma\dot{\psi})^2 + \frac{1}{2} c_2 \dot{\theta}_1^2 + c_3 \dot{\psi}^2 \quad (3)$$

式中， c_2 为换算到主销的转向柱的等效阻尼系数； c_3 为换算到前桥侧摆中心的悬架当量角阻尼系数； c_4 为车轮绕主销的等效阻尼系数。

此摆振系统有左右车轮绕主销的摆动角 θ_1 、 θ_2 ，前桥绕车身纵轴线的侧摆运动角 ψ 和横拉杆横摆运动角 φ （共4个自由度）。应用拉格朗日方法对式(1)~式(3)进行微分求和运算可得系统对应 θ_1 、 θ_2 、 ψ 、 φ 的4个力矩 M_i ($i=1, 2, 3, 4$)，即左右车轮绕主销摆动的力矩、前桥绕车身纵轴线的侧摆力矩和横拉杆的横摆力矩。

同时，对应于摆振系统，根据实际模型可求出左右车轮绕主销摆动的力矩、前桥绕车身纵轴线的侧摆力矩和横拉杆的横摆力矩，即 M'_i ：

$$M'_1 = -m_1 \gamma \ddot{\psi} L l / 2 - I_x \gamma \ddot{\psi} + k_1 (\theta_1 - \theta_2) + c_1 (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + I_2 v \dot{\psi} / R - F_L (R\gamma + d) + M_L \quad (4)$$

$$M'_2 = -m_1 \gamma \ddot{\psi} L l / 2 - I_x \gamma \ddot{\psi} + k_1 (\theta_2 - \theta_1) + c_1 (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) + I_2 v \dot{\psi} / R - F_R (R\gamma + d) + M_R \quad (5)$$

$$M'_3 = -m_1 \gamma (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) L l / 2 - I_x \gamma (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) - I_2 v (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) / R - (F_L + F_R) R \quad (6)$$

$$M'_4 = (F_{Ax} \sin\varphi + F_{Ay} \cos\varphi) l_3 \quad (7)$$

式中， m_1 为转向轮质量； I_x 为前轮绕与其旋转轴垂直的质心主轴的转动惯量； k_1 为换算到主销的横拉杆刚度； c_1 为换算到主销的转向梯形机构的等效阻尼系数； v 为车辆行驶速度； F_L 、 F_R 分别为左右轮胎的侧向力； d 为轮胎拖距， F_{Ax} 、 F_{Ay} 分别为A点横拉杆对左梯形臂的支撑力在X和Y方向上的分量； l_3 为横拉杆长度； M_L 、 M_R 分别为左右车轮绕主销的力矩。

根据平衡条件，图1所示的存在间隙的转向系统的动力学方程为

$$\left. \begin{aligned} F_{Ax} - F_x &= m_1 \ddot{x}_{s1} \\ F_y - F_{Ay} &= m_1 \ddot{y}_{s1} \\ F_{Bx} - F_{Ax} &= m_3 \ddot{x}_{s3} \\ F_{By} - F_{Ay} &= m_3 \ddot{y}_{s3} \end{aligned} \right\}$$

式中， F_x 、 F_y 为C处间隙碰撞接触力在X和Y方向上的分量； F_{Bx} 、 F_{By} 分别为B点右梯形臂对横拉杆的支撑力在X和Y方向上的分量； \ddot{x}_{s1} 、 \ddot{y}_{s1} 、 \ddot{x}_{s3} 、 \ddot{y}_{s3} 分别为左梯形臂质心和横拉杆质心加速度在X和Y方向上的分量。

由四杆机构的运动关系知

$$\ddot{x}_{s1} = l_{s1} \ddot{\theta}_1 \sin(\Phi - \theta_1)$$

$$\ddot{y}_{s1} = l_{s1} \ddot{\theta}_1 \cos(\Phi - \theta_1)$$

$$\ddot{x}_{s3} = -[l_2 (\ddot{\theta}_2 \cos(\Phi + \theta_2) + \ddot{\theta}_2 \sin(\Phi + \theta_2)) +$$

$$l_{s3} (\dot{\varphi}^2 \cos\varphi + \ddot{\varphi} \sin\varphi)]$$

$$\ddot{y}_{s3} = l_2 (\ddot{\theta}_2 \cos(\Phi + \theta_2) - \dot{\theta}_2^2 \sin(\Phi + \theta_2)) +$$

$$l_{s3} (\ddot{\varphi} \cos\varphi - \dot{\varphi}^2 \sin\varphi)$$

式中， l_{s1} 为C点到左梯形臂质心的长度。

由转向节主销与衬套间隙引起的左右车轮绕主销的力矩 M_L 、 M_R 分别为

$$M_L = -F_{Ax} [(l_1 + R_2) \sin(\Phi - \theta_1) - e_y] + F_{Ay} [(l_1 + R_2) \cos(\Phi - \theta_1) - e_x]$$

$$M_R = (F_{Bx} \sin\varphi_2 + F_{By} \cos\varphi_2) l_2$$

式中, R_2 为主销衬套半径; e_x 、 e_y 分别是主销运动间隙在 X、Y 方向上的分量。

综合以上各公式, 令 $M_i = M'_i$, 即可求得含转向节主销和衬套间隙的汽车摆振系统动力学方程:

左车轮绕主销摆动

$$I_1 \ddot{\theta}_1 + (c_1 + c_2 + c_4) \dot{\theta}_1 + (k_1 + k_2 + l^2 \gamma^2 k_5) \theta_1 - c_1 \dot{\theta}_2 - k_1 \theta_2 + (m_1 l \gamma L / 2 + I_x \gamma) \ddot{\psi} + (c_4 \gamma - I_2 v / R) \dot{\psi} + l \gamma L k_5 \psi / 2 + F_L (R \gamma + n) - F_{Ax} [(l_1 + R_2) \cdot \sin(\Phi - \theta_1) - e_y] + F_{Ay} [(l_1 + R_2) \cos(\Phi - \theta_1) - e_x] = 0$$

(8)

右车轮绕主销摆动

$$(I_1 + m_3 l_2^2) \ddot{\theta}_2 + (c_1 + c_4) \dot{\theta}_2 + (k_1 + l^2 \gamma^2 k_5) \theta_2 - c_1 \dot{\theta}_1 - k_1 \theta_1 + (m_1 l \gamma L / 2 + I_x \gamma) \ddot{\psi} + (c_4 \gamma - I_2 v / R) \dot{\psi} + l \gamma L k_5 \psi / 2 + F_R (R \gamma + n) - (F_{Bx} \sin\varphi_2 + F_{By} \cos\varphi_2) l_2 = 0$$

(9)

前桥侧摆运动

$$I_3 \ddot{\psi} + (2c_3 + 2c_4 \gamma^2) \dot{\psi} + (2k_3 + 2k_4 R^2 + l^2 k_5 / 2) \psi + (m_1 l \gamma L / 2 + I_x \gamma) (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) + (c_4 \gamma + I_2 v / R) (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) + l \gamma L k_5 (\theta_1 + \theta_2) / 2 + (F_L + R_R) R = 0$$

(10)

横拉杆横摆运动

$$J \ddot{\varphi} + m_3 l_2 l_{S3} \ddot{\theta}_2 \cos(\Phi + \theta_2 - \varphi) - m_3 l_2 l_{S3} \dot{\theta}_2^2 \sin(\Phi + \theta_2 - \varphi) - (F_{Ax} \sin\varphi + F_{Ay} \cos\varphi) l_3 = 0$$

(11)

1.3 轮胎模型

轮胎力是促使转向轮摆振的原动力^[7], 建立与实际轮胎特性吻合的模型十分重要。魔术公式在模拟实际轮胎的非线性侧偏特性时拥有较高的精度, 魔术公式为

$$y = D \sin(\text{Carctan}(Bx - E(Bx - \arctan(Bx))))$$

(12)

其中, y 为侧向力; x 为侧偏角; D 为侧向力曲线峰值; C 为曲线形状因数, 取 $C = 1.3$ ^[8]; B 为刚度系数; E 是曲线峰值处的曲率; B 、 C 、 D 的乘积对应于曲线原点处的斜率, 即为轮胎的侧偏刚度。各参数均由轮胎侧向力曲线拟合得到。

本文根据扁平比约为 90% 的子午线轮胎在干燥粗糙水泥路面上测得的侧向附着系数与侧偏角的关系曲线^[9], 得到如图 2 所示的侧向力与侧偏角的关系曲线。由此拟合得到魔术公式参数:

$$B = 6.896 \text{ rad}^{-1}, C = 1.3, D = -5250 \text{ N}, E = 2288$$

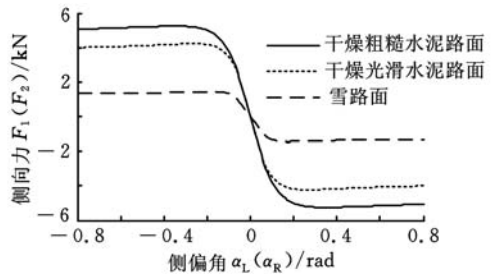


图 2 侧向力与侧偏角、路面状态的关系

-0.1877 , 轮胎侧偏刚度为 -47067 N/rad 。

由无侧倾的张线理论推导出轮胎的滚动约束方程:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\alpha}_L + (v\alpha_L + v\theta_1 - a\dot{\theta}_1) / \sigma &= 0 \\ \dot{\alpha}_R + (v\alpha_R + v\theta_2 - a\dot{\theta}_2) / \sigma &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中, α_L 、 α_R 分别为左右车轮侧偏角; a 为轮胎印迹半长度; σ 为轮胎松弛长度。

2 仿真分析

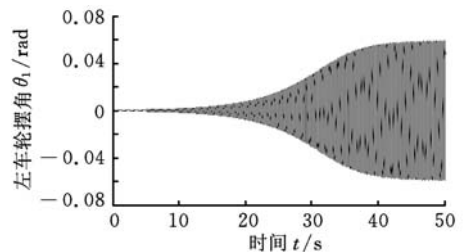
2.1 理想无间隙模型摆振模型

为了能直观表现转向节主销与衬套间隙对摆振系统的影响, 同样利用拉格朗日方法建立了理想无间隙的转向轮摆振模型。对理想无间隙和存在主销间隙的摆振模型进行对比分析。

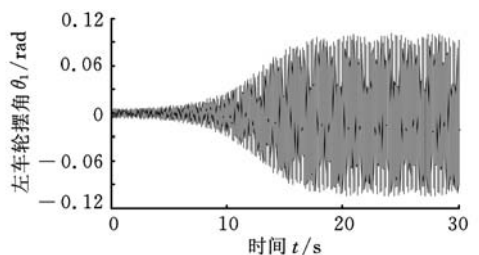
理想无间隙的摆振模型中不考虑间隙处的碰撞接触力, 即 $F_x = F_y = 0$, 相应的动力学方程中不包含有间隙引起的力矩, 即 $M_L = M_R = 0$ 。

2.2 动态特性分析

利用 ODE45 进行仿真计算, 令车速 $v = 60 \text{ km/h}$, 状态变量的初始值为: $\theta_1 = 0.001 \text{ rad}$, $\theta_2 = \psi = \varphi = \alpha_L = \alpha_R = 0$, $\dot{\theta}_1 = \dot{\theta}_2 = \dot{\psi} = \dot{\varphi} = 0$ 。仿真结果如图 3 所示, 可以看出, 存在间隙的摆振系统振幅明显增大, 这与实际情况相符。



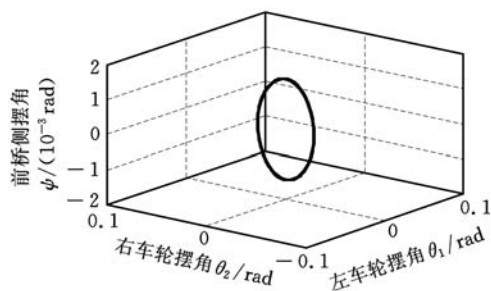
(a) 无间隙



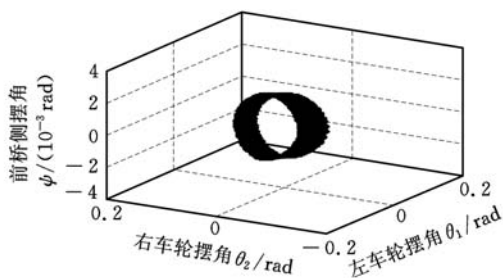
(b) 间隙为 0.05mm

图 3 理想无间隙及存在主销间隙的摆振系统时间历程

图 4 为对应的摆振系统经过过渡阶段后进入相对稳定振动状态时的三维空间相图。从图 4a 可以看出,对于理想无间隙模型,振动状态是周期性的,它在三维空间中的相轨迹曲线是封闭曲线。图 4b 表示存在间隙的摆振系统的相轨迹并不封闭,它局限于一定范围内。



(a)理想无间隙的摆振系统的三维相轨迹



(b)存在主销间隙的摆振系统的三维相轨迹

图 4 摆振系统相轨迹

2.2.1 全速度范围内的转向轮摆振系统仿真

从图 5 可看出,理想无间隙系统的转向轮发生明显摆振的车速范围在 45~75km/h,摆角幅值最大为 0.0594rad。存在间隙的系统发生明显摆振的车速范围为 40~80km/h,最大摆角幅值可达 0.1026rad。对比分析可知,间隙会使汽车发生摆振的车速范围扩大,且左车轮摆角幅值增加。日常生活中,旧车比新车的间隙大,在常用车速范围内,发生摆振的可能性也会增加。

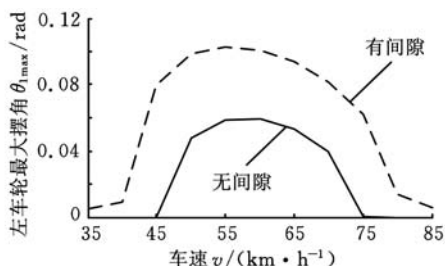


图 5 摆振系统的左车轮最大摆角幅值随车速的变化

2.2.2 系统参数对含主销间隙的摆振系统的影响

研究的系统参数包括转向柱阻尼、转向机构刚度、换算到主销的横拉杆刚度、换算到主销的转向梯形机构阻尼、轮胎垂直刚度、侧向刚度、侧偏刚度、轮胎拖距及主销后倾角,其中一些参数的仿真结果如图 6~图 10 所示。

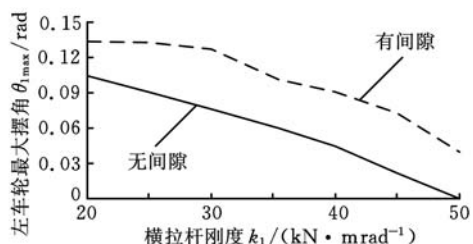


图 6 横拉杆刚度对存在主销间隙的摆振系统的影响

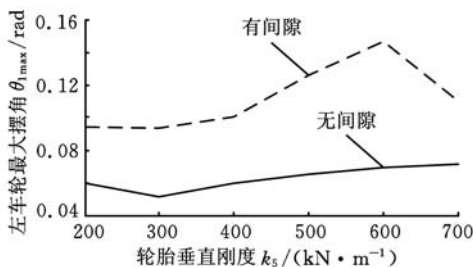


图 7 轮胎垂直刚度对存在主销间隙的摆振系统的影响

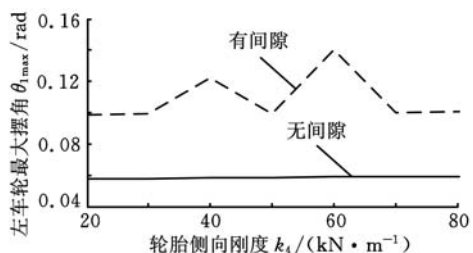


图 8 轮胎侧向刚度对存在主销间隙的摆振系统的影响

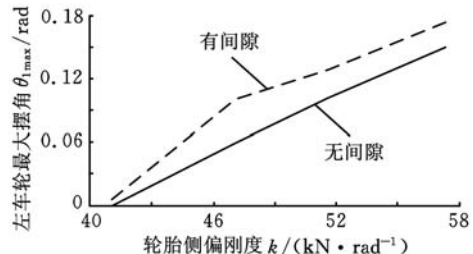


图 9 轮胎侧偏刚度对存在主销间隙的摆振系统的影响

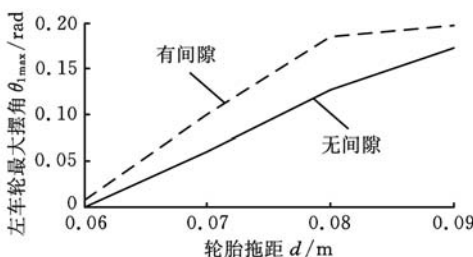


图 10 轮胎拖距对存在主销间隙的摆振系统的影响

值得注意的是,增加轮胎的垂直刚度,摆角幅值先维持在某个值,之后则增大到 0.1466rad,最后减小,如图 7 所示。主销间隙的存在使得摆振系统出现了更复杂的幅值变化。间隙使原本对汽车摆振并不敏感的系统参数轮胎侧向刚度变得敏感,摆角幅值出现 2 个峰值。其他参数变化时,含主销间隙的摆振系统,趋势不变,振幅会增加。

(下转第 2296 页)

lag Model for a Single Fiber Metal Matrix Composite with an Elasto-plastic Matrix and a Slipping Interface [J]. International Journal of Solids and Structures, 2004, 41(15): 4197-4218.

- [6] Oden J T, Martins J A C. Models and Computational Methods for Dynamic Friction Phenomena [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1985, 52(1): 527-634.
- [7] Giannakopoulos A E. The Return Mapping Method for the Integration of Friction Constitutive Relations [J]. Computer & Structures, 1989, 32(1): 157-167.
- [8] 刘丽兰, 刘宏昭, 吴子英, 等. 机械系统中摩擦模型的研究进展 [J]. 力学进展, 2008, 38(2): 201-213.
- [9] Chen S, Sinha A. Probabilistic Method to Compute the Optimal Slip Load for a Mistuned Bladed Disk Assembly with Friction Dampers [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1990, 112(2): 214-221.
- [10] Wang J H, Chen W K. Investigation of the Vibration of a Blade with Friction Damper by HBM [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1993, 115(2): 294-299.
- [11] Sanliturk K Y, Ewins D J, Elliott R, et al. Friction Damper Optimization: Simulation of Rainbow Tests [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123(4): 930-939.
- [12] Ciavarella M. The Generalized Cattaneo Partial Slip Plane Contact Problem I—Theory [J]. International Journal of Solids Structure, 1998, 35 (18): 2349-2362.
- [13] Brun X F, Melkote S N. Modeling and Experimental Verification of Partial Slip for Multiple Frictional Contact Problems [J]. Wear, 2008, 265 (1): 34-41.
- [14] Wang R H, Jain V K, Mall S. A Non-uniform Friction Distribution Model for Partial Slip Fretting Contact [J]. Wear, 2007, 262(5): 607-616.
- [15] Cigeroglu E, Lu Wangming, Menq C H. One-dimensional Dynamic Microslip Friction Model [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 292(3): 881-898.

(编辑 张 洋)

(上接第 2289 页)

3 结论

(1) 全速度范围内, 参数和仿真条件相同时, 含主销间隙的转向轮摆振系统的振幅明显比理想无间隙系统的振幅大, 这与实际情况相符合。间隙的存在有可能使摆振由周期振动变为非周期往复振动。

(2) 含间隙摆振系统发生摆振时的车速范围扩大。旧车比新车的间隙大, 发生摆振的可能性增加。

(3) 间隙不仅让摆振的幅值增大, 还可能使不敏感的参数也对系统产生一定影响。

(4) 想要有效减少或消除摆振的发生, 不仅需要选择适当的系统参数, 还应尽量减小摆振系统中存在的间隙。

参考文献:

- [1] 李胜. 分岔理论在汽车转向轮摆振机理及其控制策略研究中的应用 [D]. 长春: 吉林大学, 2005.
- [2] 卢剑伟, 顾歆, 王其东. 运动副间隙对汽车摆振系统非线性动力学行为影响分析 [J]. 机械工程学报, 2008, 44(8): 169-173.
- [3] 孙悦新. 考虑转向机构间隙与杆件弹性的汽车摆振系统动力学分析 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2010.
- [4] 潘洪达, 苏建, 王建强, 等. 汽车轮毂轴承及主销松旷间隙自动化检测方法探讨 [J]. 汽车技术, 2003 (9): 22-26.
- [5] 白争锋. 含间隙机构接触碰撞动力学研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.
- [6] 顾歆. 考虑转向系间隙的汽车前轮摆振系统研究 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2007.
- [7] 丁文镜. 自激振动 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2009.
- [8] Bakker E, Pacejka H B, Lidner L. A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies [J]. SAE Trans., 1989: 890087.
- [9] 耶尔森赖姆帕尔. 汽车底盘基础 [M]. 张洪欣, 译. 北京: 科学普及出版社, 1992. (编辑 张 洋)

作者简介: 肖世富, 男, 1970 年生。中国工程物理研究院总体工程所研究员、博士。主要研究方向为柔性多体系统动力学与结构动力学。发表论文 23 篇。沈展鹏, 男, 1987 年生。中国工程物理研究院总体工程所硕士研究生。陈学前, 男, 1975 年生。中国工程物理研究院总体工程所助理研究员。刘信恩, 男, 1976 年生。中国工程物理研究院总体工程所副研究员、博士。

作者简介: 周 兵, 男, 1972 年生。湖南大学机械与运载工程学院副教授、博士。主要研究方向为汽车动力学及其控制、汽车 CAE 技术。发表论文 30 余篇。孙 乐, 女, 1985 年生。中联重科股份有限公司工程起重机分公司汽车起重机制造分公司工程师。左 龙, 男, 1988 年生。湖南大学机械与运载工程学院硕士研究生。张 农, 男, 1959 年生。湖南大学汽车车身制造国家重点实验室特聘教授。