

# 柔性轮胎及摩擦力对永磁悬浮车辆 动力性能的影响

王 文<sup>1</sup> 邓 斌<sup>1</sup> 邓自刚<sup>2</sup> 霍文彪<sup>3</sup> 尹智慧<sup>3</sup>

(1. 西南交通大学机械工程学院, 610031, 成都; 2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 610031, 成都; 3. 中车唐山机车车辆有限公司, 唐山, 063035//第一作者, 硕士研究生)

**摘 要** 针对永磁悬浮车辆, 考虑永磁悬浮力、横向力、柔性轮胎及摩擦力特性对整车的影响, 通过 A 级路面不平顺谱建立了车辆-轮胎-轨道耦合动力学模型, 利用仿真软件分析了几种不同特性的轮胎对车辆振动的影响。结果表明: 永磁悬浮车辆整车的振动是一个复杂的运动, 柔性轮胎及摩擦力能有效减小振动, 轮胎的弹性模量对垂直浮沉振动影响小, 对横向偏移振动有一定的影响。

**关键词** 永磁悬浮车辆; 耦合动力学模型; 仿真分析; 轨道不平顺; 柔性轮胎

**中图分类号** U270.1; U237

**DOI:**10.16037/j.1007-869x.2019.05.017

## Influence of Flexible Tire and Friction Force on the Dynamic Characteristics of Permanent Magnet Suspension Vehicle

WANG Wen, DENG Bin, DENG Zigang, HUO Wenbiao, YIN Zhihui

**Abstract** Considered the influence of permanent magnetic suspended force, horizontal force, flexible tire and friction on the whole permanent magnet suspension vehicle, a vehicle-tire-track coupling dynamics model is established through the A-grade pavement irregularity spectrum, and the influence of tires with different properties on train vibration is also analyzed by using the simulation software. The result shows that the vibration of permanent magnetic suspended train is a complex motion; the flexible tire and friction can decrease the vibration effectively, but the modulus of tire elasticity has less effect on the vertical vibration than on the horizontal vibration.

**Key words** permanent magnet suspension vehicle; coupling dynamics model; simulation analysis; track irregularity; flexible tire

**First-author's address** College of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, 610031, Chengdu, China

文献[1-3]在基于车辆-轨道耦合振动模型下对振动进行了仿真分析; 文献[4-5]建立了车辆-轨道-控制系统的耦合动力学模型; 文献[6]研究了列车运行过程中的动态磁轨关系等。但在目前可查的文献中, 对永磁悬浮车辆的研究相对较少, 其原因在于永磁悬浮的振动明显、磁场调节困难, 相对于电磁悬浮更难应用在轨道交通之中。本文针对永磁悬浮车辆, 在考虑垂直与横向振动特性的情况下, 建立车辆-轮胎-轨道耦合振动动力学模型, 研究摩擦力及不同特性的轮胎对车辆动力性能的影响。

## 1 永磁悬浮车辆动力学模型

永磁悬浮不仅有悬浮力, 还存在着横向力。当永磁体在横向上有偏移时, 横向力会使永磁体的偏移位移持续增大, 即横向不稳定。因此, 消除悬浮力带来的振动及克服横向偏移对于永磁悬浮是必不可少的。在现有的设计中, 都是通过添加横向导向轮来限制横向偏移。永磁悬浮车辆结构如图 1 所示。Halbach 阵列是应用最多、效率高的永磁排布方式之一<sup>[7]</sup>, 这里采用 Halbach 阵列完成对磁轨及永磁体的排布。

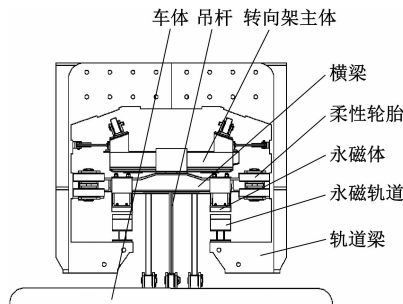


图 1 永磁悬浮车辆结构

### 1.1 车辆模型

鉴于车辆实际运动的复杂性, 在建模过程中对

许多学者对磁浮车辆的动力性能进行了研究:

模型进行简化处理:设车辆沿纵向等速运动,不考虑牵引力作用,转向架主体、横梁视为刚体,横梁只有垂直浮沉及横向偏移振动,轮胎压缩特性视为非线性。

由图1可知,永磁轨道放置在轨道梁上,永磁体悬浮于永磁轨道之上,永磁轨道对永磁体有一个竖直向上的悬浮力  $F(x)$  以及横向的横向力  $G(x, y)$ ,在永磁轨道和永磁体之间存在着悬浮间隙;永磁体与横梁固接在一起,因此横梁可看作刚体。横梁在车辆前后两端各一根,设每根横梁的质量为  $m_1$ 。

柔性轮胎放置在横梁上并与轨道梁两侧内壁接触,柔性轮胎与内壁存在与运动方向相反的摩擦力  $f(x, y)$ ;同时,柔性轮胎有一定的弹性和阻尼,能消耗车辆的横向振动,设弹性系数为  $k_D$ ,粘性阻尼系数为  $c_D$ 。

横梁上为转向架主体,设转向架主体质量为  $m_2$ ;横梁与转向架主体通过橡胶轴承连接,因此它们之间有一定的弹性和阻尼,设其弹性系数和粘性阻尼系数分别为  $k_1$ 、 $c_1$ 。车体通过吊杆与转向架主体连接,吊杆与车体同样通过橡胶轴承连接,设它们之间的弹性系数及粘性阻尼系数分别为  $k_2$ 、 $c_2$ ,车体的质量为  $m_3$ 。

轨道梁上与永磁轨道接触的水平面以及与柔性轮胎接触的竖直面存在着不平顺,分别设为  $x_0(t)$ 、 $y_0(t)$ 。

根据上述描述,可得到悬浮车辆动力学模型,如图2所示。其中,  $x_i$ 、 $y_i$  ( $i=0, 1, 2, 3$ ) 分别代表不同零部件的浮沉位移及偏移位移。

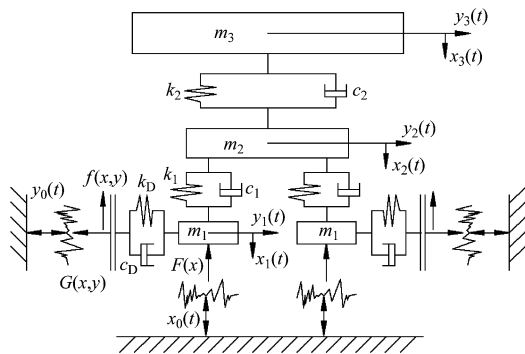


图2 永磁悬浮车辆动力学模型

对于整车,将横梁、转向架及车体视为一个系统,相互之间的力为系统内力,因此整车横向偏移运动方程为:

$$m \ddot{y} + G(x, y) - 8(k_D y + c_D \dot{y}) = 0 \quad (1)$$

式中:

$m$ ——整车总质量;

$k_D$ ——聚氨酯橡胶轮胎弹性系数;

$c_D$ ——聚氨酯橡胶轮胎粘性阻尼系数。

整车垂直浮沉运动方程为:

$$m \ddot{x} + F(x) - f(x, y) = 0 \quad (2)$$

摩擦力与横向力有关,其关系式为:

$$f(x, y) = \mu(G(x, y) - k_D y - c_D \dot{y}) \quad (3)$$

式中:

$\mu$ ——轮胎与导向面之间的摩擦系数,取聚氨酯橡胶与钢的滚动摩擦系数,  $\mu = 0.7$ 。

横向力  $G(x, y)$  与悬浮间隙、偏移位移的关系式为:

$$G(x, y) = \frac{F(x)}{F(x_0)} G_{20}(y) \quad (4)$$

式中:

$G_{20}(y)$ ——悬浮间隙为 20 mm 时的横向力;

$F(x_0)$ ——悬浮间隙为 20 mm 时的悬浮力。

悬浮间隙为 20 mm 时横向力与偏移位移之间的关系如图3所示。

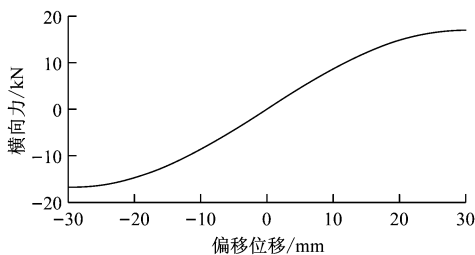


图3 悬浮间隙为 20 mm 时横向力与偏移位移的关系

根据图3,对横向力进行拟合,得到悬浮间隙为 20 mm 时的横向力关系式:

$$G_{20}(y) = -0.3377y^3 - 3.202e^{-15}y^2 + 867.6y + 2.31e^{-12} \quad (5)$$

悬浮力与悬浮间隙的关系如图4所示。

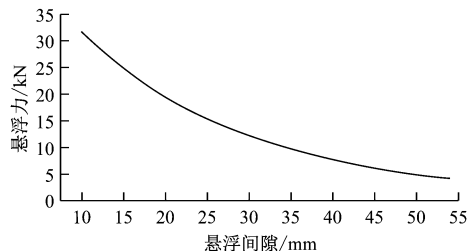


图4 悬浮力与悬浮间隙的关系

当  $t=0$  时,设  $x_0(t_0) = 20$  mm,此时对应的悬浮力与间隙的关系式为:

$$F(x) = 7.9848e^{-0.4646x} + 18411.8247e^{-0.04776x} \quad (6)$$

车辆牵引力由转向架主体上方中心处的直线电机提供。牵引力的作用点与整车车辆重心有一定的高度差,但在同一竖直平面内,因此其对横向偏移振动无影响,可忽略牵引力的作用与影响。

因此,整车横向偏移运动方程为:

$$m\ddot{y} + \frac{F(x)}{F(x_0)}G_{20}(y) - 8(k_Dy + c_D\dot{y}) = 0 \quad (7)$$

整车垂直沉浮运动方程为:

$$m\ddot{x} + F(x) - \mu\left(\frac{F(x)}{F(x_0)}G_{20}(y) - k_Dy - c_D\dot{y}\right) = 0 \quad (8)$$

由式(7)、式(8)可知,永磁悬浮车辆整车的横向偏移及垂直浮沉振动均是复杂运动,两者之间相互影响,要单独分析其中一项振动是不可能的。

1.2 轨道不平顺谱

轨道不平顺是一个随机过程,是车辆与轨道系统产生随机振动的主要根源。考虑到走行面和导向面在动力耦合中变形的复杂性,采用 A 级路面不平顺谱来模拟垂直方向的路面振动<sup>[8]</sup>:

$$\dot{x}_0(t) = -2\pi n_0 v x_0(t) + 2\pi n_0 W(t) \sqrt{G_q(n_0) v} \quad (9)$$

式中:

- $n_{00}$ ——下截止空间频率,  $n_{00} = 0.011 \text{ m}^{-1}$ ;
- $G_q(n)$ ——路面不平度系数,  $\text{m}^3$ ;
- $W(t)$ ——均值为 0 的 Gauss 白噪声;
- $n_0$ ——参考空间频率,  $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$ ;
- $v$ ——纵向走行速度,  $v = 50 \text{ km/h}$ 。

$G_q(n)$ 以美国 6 级线路轨道高低不平顺功率谱<sup>[9]</sup>决定:

$$G_q = \frac{kA_v\Omega_c^2}{n^2(n^2 + \Omega_c^2)} \quad (10)$$

式中:

- $k$ ——功率谱常数,  $k = 0.25$ ;
- $n$ ——空间频率,  $\text{m}^{-1}$ ;
- $A_v$ ——6 级谱系数,  $A_v = 0.0339 \text{ cm}^2\text{rad/m}$ ;
- $\Omega_c$ ——截止功率谱率,  $\Omega_c = 0.2845 \text{ rad/m}$ 。

横向的路面振动同样采用 A 级路面不平顺谱,其振动幅值及相位与垂直方向有差异:

$$\dot{y}_0(t) = a(-2\pi n_0 v y_0(t + \varphi) + 2\pi n_0 W(t + \varphi) \sqrt{G_q(n_0) v}) \quad (11)$$

式中:

- $a$ ——横向的路面振动系数;
- $\varphi$ ——横向的 Gauss 白噪声相位差。

1.3 柔性轮胎

聚氨酯橡胶作为新型弹性材料,有着良好的抗磨损性、力学性能、耐油性能及抗辐射性能,以及很宽的模量范围,因此常被用来制作轮胎。

由式(7)、式(8)可知,整车的运动与轮胎的特性有关,具有不同弹性模量的轮胎,对整车振动的影响有区别。选择 4 种不同特性的混炼型聚氨酯橡胶(M-PUR),将其力学特性输入到仿真系统中,得到每种 M-PUR 下的振动特性曲线。M-PUR 材料的性能根据《聚氨酯材料手册》得到,如表 1 所示。

表 1 4 种 M-PUR 材料性能表

项目	1	2	3	4
对苯二酐二羟乙基醚	0	12.5	23.9	23.9
二氧化硅	0	0	0	50
异氰酸酯硫化剂	8	30	55	50
耐磨耗性/ $\text{mm}^3$	40	60	74	94
弹性模量/MPa	25	150	400	580

2 仿真分析

采用 Simulink 软件的龙格库塔积分法 ode45 仿真。仿真时间 60 s,最小步长 0.001 s,零极点控制选项改为自适应,使用 Band-Limited White Noise 模块作为  $W(t)$  输入,取整车总质量  $m = 1250 \text{ kg}$ 。仿真图像如图 5、图 6 所示。

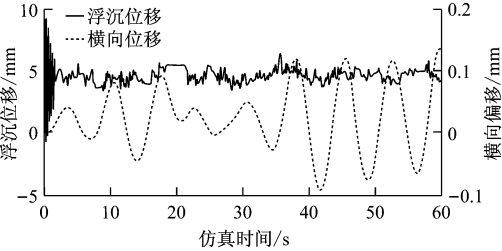


图 5 25 MPa 模量 M-PUR 轮胎下的振动曲线

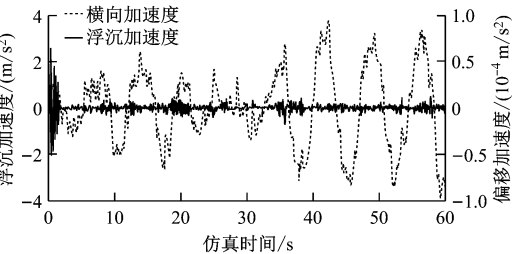


图 6 25 MPa 模量 M-PUR 轮胎下的振动加速度曲线

由图5可知:在摩擦力及柔性轮胎的共同作用下,整车在垂直浮沉的振动明显减弱,幅值从5 mm降到1 mm左右,但达不到平衡状态,原因是还存在着轨道不平顺及摩擦力;横向偏移振动幅值在0.1 mm左右,振动变化缓慢。

由图6可知:浮沉加速度在运行初急速降低,最终稳定在 $\pm 0.5\text{ m/s}^2$ 左右,且振动频率很大;偏移加速度在 $\pm 10^{-4}\text{ m/s}^2$ 内,偏移加速度很小,且其振动频率在0.1~0.2 Hz之间,因此横向加速度对整车总振动影响小。

修改柔性轮胎特性参数,得到不同特性轮胎下整车的振动曲线,如图7、图8所示。

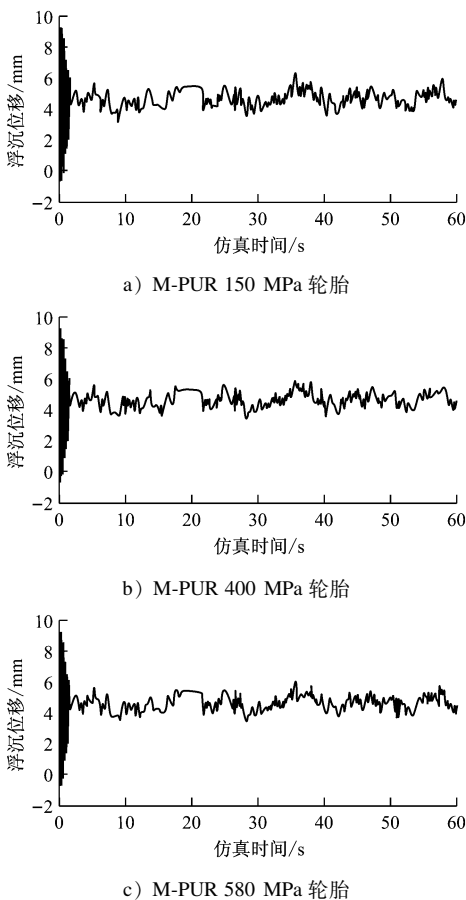


图7 不同特性轮胎下的浮沉位移仿真曲线

由图5、图7和图8可知:4种不同特性轮胎的浮沉位移变化趋势一致,位移幅值均从5 mm降到1 mm,说明浮沉振动均减弱,且弹性模量对浮沉振动的影响小;横向偏移振动幅值随着弹性模量的增大从0.1 mm降低到0.01 mm,振动频率从0.1 Hz增加到0.6 Hz,说明弹性模量增大会使偏移振动幅值降低,频率升高。

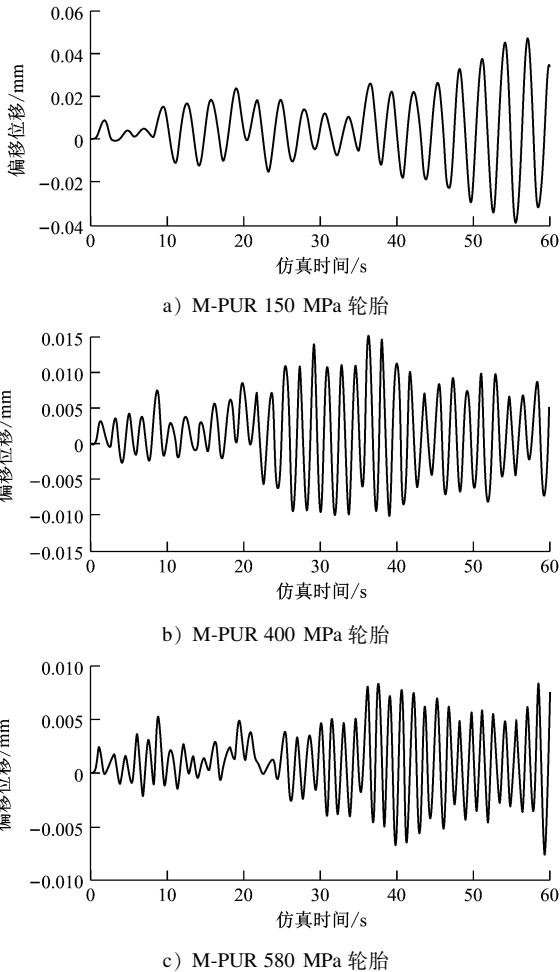


图8 不同特性轮胎下的偏移位移仿真曲线

### 3 结论

(1) 在考虑柔性轮胎及摩擦力的情况下,永磁悬浮车辆整车振动是一个复杂的耦合振动,垂直浮沉与横向偏移振动相互影响。

(2) 垂直浮沉振动会在摩擦力及柔性轮胎的共同作用下减弱,但由于轨道不平顺及摩擦力的存在,振动不能稳定;横向偏移振动幅值小,振动变化缓慢。

(3) 浮沉加速度同样会降低,幅值稳定在一定范围内,但振动频率高;偏移加速度幅值小,振动频率低。

(4) 不同弹性模量的轮胎对整车的垂直浮沉振动影响小,差别可忽略不计;弹性模量越大,横向偏移越小,但振动频率越高,对轮胎的磨损更大。因此,如何选择合适的弹性模量使运行平稳性更高,需要另外讨论。

二,由于全线列车信息共享,某一列车的故障会造成全线列车的错误判断,则需将全线列车的控制转为列控中心 ATS 主控,由 ATS 直接对全线列车下达调度计划,列车按计划运行。不论选择哪一种方案,当系统局部或整体失去通信时,按照故障-安全原则,失去通信的列车将紧急制动,等待通信恢复,必要时 ATS 可通过其他方式向列车下达紧急调整命令。

在列车通信恢复正常后,管理模式切换回 VOBC 主控。实现切换可以有两种协商方案。其一,由 ATS 判定列车 VOBC 是否恢复正常通信功能,并向 VOBC 发起询问;VOBC 根据自身通信状态,在 VOBC 收发数据信息符合准确、安全的前提下,接受 ATS 的授权,完成由控制中心 ATS 控制向 VOBC 控制的切换。其二,VOBC 判定自身通信功能恢复正常后,向 ATS 发送请求;ATS 通过对 VOBC 的监视,判定 VOBC 是否可以取得控制权,条件判定符合后,恢复 VOBC 主控模式。

## 5 结语

从目前通信技术和列车运行控制系统的发展趋势来看,基于车-车通信的 CBTC 系统符合轨道交通信号系统精简、高效和安全的发展需求<sup>[4]</sup>。本文给出了基于车-车通信的 CBTC 系统的理论构架,并对基于车-车通信的 CBTC 系统的两种方案进行对比,为该系统适应不同的线路需求提供选择方案。同时,分析了基于车-车通信的 CBTC 系统的 VOBC

的功能,构建了在车-车通信下的列车运行控制流程和故障模式处理的理论基础。本文讨论的方案预示着:①基于车-车通信的 CBTC 系统可不受轨旁设备的限制,这为列车跨线运营提供了更好的条件,便于实现线路的互联互通;②配置列车运行管理“云”资源共享平台,可使列车更快地上传和下载大流量的信息;③列车的 VOBC 具备更强的自主运营和调整能力,有助于使列车行车调度更加智能化。

综上所述,基于车-车通信的 CBTC 系统具有很大的发展空间,其理念有望成为今后轨道交通信号系统发展的新方向。但该系统的 VOBC 是否可以弱化甚至取代 ATS 的职能,以及整个系统在失去通信情况下的具体应急方案等问题,可在后续进一步展开研究。

## 参考文献

- [1] BRIGINSHAW D. Alstom's simplified CBTC technology to debut in Lille[J]. International Railway Journal, 2013, 53(60): 29.
- [2] 徐金祥,贺鹏,冲蕾,等.城市轨道交通列车运行自动控制技术[M].北京:中国铁道出版社,2013.
- [3] 徐继康.基于车-车通信的新型 CBTC 系统分析[J].轨道交通信号,2014,50(6): 78.
- [4] 杜建新.城市轨道交通车-车通信信号系统的控制思想[J].城市轨道交通研究,2016(增刊2): 21.
- [5] 安彬.城市轨道交通基于通信的列车控制系统实现互联互通存在的主要问题分析[J].城市轨道交通研究,2017(8): 18.
- [6] 王鹏.车-车通信技术在列控系统车载设备中的应用研究[D].北京:北京交通大学,2017.

(收稿日期:2018-03-28)

(上接第 79 页)

## 参考文献

- [1] 梁鑫,罗世辉,马卫华,等.磁浮列车单铁悬浮车桥耦合振动分析[J].交通运输工程学报,2012(2): 32.
- [2] CAI Y, CHEN S S, ROTE D M. Vehicle/guideway dynamic interaction in maglev system[J]. Journal of Dynamic System, Measurement and Control, Transportation, 1996, 118(9): 526.
- [3] 汪科任,罗世辉,张继业.磁悬浮控制器设计及静悬浮稳定性分析[J].西南交通大学学报(自然科学版),2017(1): 118.
- [4] 邓永权,罗世辉,梁红琴,等.基于 SIMPACK 的磁悬浮车辆耦合动力学性能仿真模型[J].交通运输工程学报,2007, 7

(1): 12.

- [5] 李晓龙,龙鑫林,翟明达.永磁电磁型低速磁悬浮车轨耦合振动抑制新方法[J].振动工程学报,2016(4): 649.
- [6] 梁鑫,罗世辉,马卫华.常导磁浮列车动态磁轨关系研究[J].铁道学报,2013(9): 39.
- [7] 王超,蒋启龙.基于 Halbach 阵列的斥力型磁悬浮模型有限元分析[J].磁性材料及器件,2016(5): 12.
- [8] 蒋咏志,王月明,谢倩,等.悬挂式单轨车辆动力学及平稳性分析[J].城市轨道交通研究,2017(4): 97.
- [9] 陈鑫,练松良,李再韩.轨道交通无砟轨道不平顺谱的拟合与特性分析[J].华东交通大学学报,2013(1): 46.

(收稿日期:2017-06-19)