

文章编号:1000-582X(2012)06-028-10

考虑坡度影响的车辆行驶动力学建模与仿真

邓 涛^{1,2}, 孙冬野¹, 胡丰宾¹, 罗 勇¹

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044; 2. 重庆交通大学 机电与汽车工程学院, 重庆 400074)

摘 要:考虑横向坡度、纵向坡度与合成坡度道路特征参数对车辆动力学与轮胎垂直载荷变化的影响, 基于 15 自由度车辆动力学模型, 建立横向坡度、纵向坡度与合成坡度车辆动力学与轮胎垂直载荷变化模型, 联立转向系、制动系、动力传动系、车轮与悬架模型, 构建整车行驶动力学仿真模型, 并在不同横向、纵向、合成坡度以及车速下进行仿真分析比较。结果表明:横摆角速度受纵向坡度的变化影响很小, 但随横向与合成坡度的增大而逐渐减小, 且在相同坡度下, 随着车速的增大, 波动幅度增大, 峰值增大; 前轮侧偏角受纵向与合成坡度的变化影响很小, 但随横向坡度的增大而增大; 侧倾角速度随横向与合成坡度的增大而先减小后增大, 且在相同纵向坡度下, 随车速的增大, 波动幅度增大, 峰值增大。

关键词:车辆; 坡路; 动力学

中图分类号:TH132

文献标志码:A

Modeling and simulating the vehicle riding dynamics considering gradient effects

DENG Tao^{1,2}, SUN Dong-ye¹, HU Feng-bin¹, LUO Yong¹

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China; 2. College of Mechantronics & Automotive Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, P. R. China)

Abstract: Considering road characteristic parameters such as lateral gradient, longitudinal gradient and synthetic gradient, and based on 15 degrees of freedom (DOF) vehicle dynamics model, the authors develop the vehicle dynamics model, tire vertical load variation model and whole vehicle riding dynamics simulation model combined with steering system, braking system, power train system, wheel and suspension models. The situations are compared under different lateral, longitudinal, synthetic gradient and vehicle speed. The simulation results show that yaw rate maintains invariably to longitudinal gradient variation, but decreases gradually with the increase of lateral and synthetic gradient. The margin of fluctuation and peak value increase with the increase of vehicle speed under the same gradient; front wheel sideslip angle maintains invariably to longitudinal and synthetic gradient variation, yet increases with the increase of lateral gradient; the roll rate decreases and then increases with the increase of lateral and synthetic gradient, and the margin of fluctuation and peak value increase with the vehicle speed increase under the same longitudinal gradient.

Key words: vehicle; slope; dynamics

收稿日期:2011-12-20

基金项目:重庆市科委攻关资助项目(2010AC6049);国家自然科学基金资助项目(50475066)

作者简介:邓涛(1982-),男,重庆大学博士,重庆交通大学讲师,主要从事车辆动力传动及其综合控制研究。

孙冬野(联系人),男,重庆大学教授,(Tel)023-65103566;(E-mail) dysun@cqu.edu.cn。

自上世纪 50 年代以来,汽车行驶动力学建模仿真研究一直是国内外研究的重点与热点。然而,目前国内外对行驶动力学建模仿真研究主要是通过确定车辆系统运动自由度,建立可精确地描述车辆非线性特性与整车运动动态响应的车辆动力学模型,如四轮 5 自由度^[1]、7 自由度^[2]、8 自由度^[3]、9 自由度^[4]、11 自由度^[5-6]、14 自由度^[7-8]、15 自由度^[9-11]、17 自由度^[12]与 29 自由度^[13]动力学仿真模型等。只有极少数文献单独考虑了弯道和斜坡对轮胎垂直载荷变化的影响,建立了汽车在弯道和坡道路面上整车操纵稳定性模型,却没有考虑到合成坡度的影响,而且也没有考虑横向坡度、纵向坡度以及合成坡度对车辆动力学的影响^[14-15]。因此,笔者以研制开发基于人-车-路闭环的自动变速系统硬件在环仿真平台为出发点,充分考虑横向坡度、纵向坡度以及合成坡度对车辆动力学与轮胎垂直载荷变化模型的影响,建立坡度动力学与轮胎垂直载荷变化模型,联立转向系、制动系、动力传动系、车轮与悬架模型,构建整车行驶动力学仿真模型,并进行不同横向、纵向、合成坡度以及车速的汽车行驶动力学仿真分析比较。

1 15 自由度车辆动力学模型

为了真实反映车辆动力学特性,需建立车辆动力学模型。从自动变速系统硬件在环仿真实际需求出发,基于 15 自由度车辆动力学仿真模型(包含整车纵向(沿 X 轴方向)、侧向(沿 Y 轴方向)、垂向(沿 Z 轴方向)、绕 X 轴的侧倾、绕 Y 轴的俯仰、绕 Z 轴的横摆、4 个车轮的垂直方向、4 个车轮的转动方向以及转向系沿 Y 轴方向等)基础上,考虑横向坡度、纵向坡度以及合成坡度对车辆操纵稳定性的影响,建立横向坡度弯道动力学、纵向坡度坡道动力学以及合成坡度车辆动力学仿真模型^[16]。

1.1 考虑横向坡度 i_h 的弯道车辆动力学建模

如图 1 所示,建立考虑横向坡度 i_h 影响的弯道动力学方程组如下。

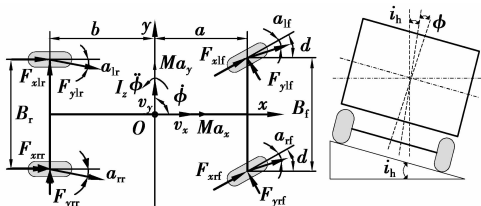


图 1 弯道 15 自由度车辆模型示意图

1) 汽车纵向

$$\left. \begin{aligned} M(a_x - v_y \dot{\phi}) + (m_f a + m_r b) \ddot{\theta} + m C_0 \dot{\phi} \dot{\phi} = \\ (F_{xlf} + F_{xrl}) \cos \delta - (F_{ylf} + F_{yrl}) \sin \delta - \\ F_{xlr} - F_{xrr}, \text{驱动}; \\ M(a_x - v_y \dot{\phi}) + (m_f a + m_r b) \ddot{\theta} + m C_0 \dot{\phi} \dot{\phi} = \\ (F_{xlf} + F_{xrl}) \cos \delta + (F_{ylf} + F_{yrl}) \sin \delta + \\ F_{xlr} + F_{xrr}, \text{制动}, \end{aligned} \right\} (1)$$

2) 汽车横向

$$\left. \begin{aligned} M(a_y + v_x \dot{\phi}) - m C_0 \ddot{\phi} + m F_0 \dot{\phi} \dot{\theta} = \\ (F_{xlf} + F_{xrl}) \sin \delta + (F_{ylf} + F_{yrl}) \cos \delta + \\ F_{ylr} + F_{yrr} + Mg \sin(\arctan i_h), \text{驱动}; \\ M(a_y + v_x \dot{\phi}) - m C_0 \ddot{\phi} + m F_0 \dot{\phi} \dot{\theta} = \\ (F_{xlf} + F_{xrl}) \sin \delta - (F_{ylf} + F_{yrl}) \cos \delta - \\ F_{ylr} - F_{yrr} + Mg \sin(\arctan i_h), \text{制动}. \end{aligned} \right\} (2)$$

3) 车身垂直方向

$$\left. \begin{aligned} m a_z + F_{slf} + F_{srf} + F_{slr} + \\ F_{srr} - mg \cos(\arctan i_h) = 0, \text{驱动}; \\ m a_z - F_{slf} - F_{srf} - F_{slr} - \\ F_{srr} - mg \cos(\arctan i_h) = 0, \text{制动}. \end{aligned} \right\} (3)$$

4) 汽车横摆运动

$$\left. \begin{aligned} I_z \ddot{\phi} = \frac{B_r}{2} [(F_{xrl} - F_{xlf}) \cos \delta + (F_{ylf} - \\ F_{yrl}) \sin \delta] - \frac{B_r}{2} (F_{xlr} - F_{xrr}) + \\ a(F_{xlf} + F_{xrl}) \sin \delta + a(F_{ylf} + F_{yrl}) \cos \delta - \\ b(F_{ylr} + F_{yrr}), \text{驱动}; \\ I_z \ddot{\phi} = \frac{B_r}{2} [(F_{xrl} - F_{xlf}) \cos \delta - (F_{ylf} - \\ F_{yrl}) \sin \delta] + \frac{B_r}{2} (F_{xrr} - F_{xlr}) + \\ a(F_{xrl} + F_{xlf}) \sin \delta + a(F_{yrl} + F_{ylf}) \cos \delta - \\ b(F_{yrr} + F_{ylr}), \text{制动}. \end{aligned} \right\} (4)$$

5) 车身俯仰运动

$$\left. \begin{aligned} I_y \ddot{\theta} + m F_0 (a_x - v_y \dot{\phi}) = - (F_{slf} + F_{srf}) a + \\ (F_{slr} + F_{srr}) b + m g h_\varphi \cos(\arctan i_h) \sin \theta + \\ m g h_\varphi \sin(\arctan i_h) \cos \theta, \text{驱动}; \\ I_y \ddot{\theta} + m F_0 (a_x - v_y \dot{\phi}) = (F_{slf} + F_{srf}) a - \\ (F_{slr} + F_{srr}) b + m g h_\varphi \cos(\arctan i_h) \sin \theta + \\ m g h_\varphi \sin(\arctan i_h) \cos \theta, \text{制动}. \end{aligned} \right\} (5)$$

6) 车身侧倾运动

$$\left. \begin{aligned} I_x \ddot{\varphi} - mC_0(a_y + v_x \dot{\phi}) &= 0.5(F_{slf} - F_{srf})B_{ff} + \\ 0.5(F_{slr} - F_{srr})B_{rr} + mgh_\varphi \cos(\arctan i_h) \cdot \sin \varphi + \\ mgh_\varphi \sin(\arctan i_h) \cdot \cos \varphi, &\text{驱动;} \\ I_x \ddot{\varphi} - mC_0(a_y + v_x \dot{\phi}) &= 0.5(F_{srf} - F_{slf})B_{ff} + \\ 0.5(F_{srr} - F_{slr})B_{rr} + mgh_\varphi \cos(\arctan i_h) \cdot \sin \varphi + \\ mgh_\varphi \sin(\arctan i_h) \cdot \cos \varphi, &\text{制动。} \end{aligned} \right\} (6)$$

1.2 考虑纵向坡度 i_c 的坡道车辆动力学建模

如图 2 所示, 建立考虑纵向坡度 i_c 影响的坡道动力学方程组如下。

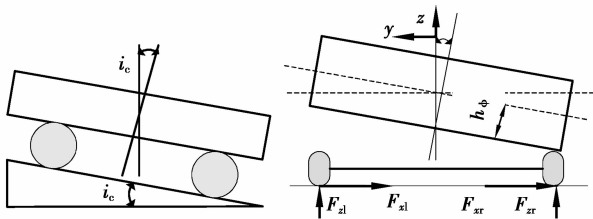


图 2 坡道车辆 15 自由度模型示意图

1) 汽车纵向

$$\left. \begin{aligned} M(a_x - v_y \dot{\phi}) + (m_t a + m_r b) \ddot{\theta} + mC_0 \dot{\phi} \dot{\phi} &= \\ (F_{xlf} + F_{xrf}) \cos \delta - (F_{ylf} + F_{yrf}) \sin \delta - \\ F_{xlr} - F_{xrr} - Mg \sin(\arctan i_c), &\text{驱动;} \\ M(a_x - v_y \dot{\phi}) + (m_t a + m_r b) \ddot{\theta} + mC_0 \dot{\phi} \dot{\phi} &= \\ (F_{xlf} + F_{xrf}) \cos \delta + (F_{ylf} + F_{yrf}) \sin \delta + \\ F_{xlr} + F_{xrr} - Mg \sin(\arctan i_c), &\text{制动。} \end{aligned} \right\} (7)$$

2) 汽车横向

$$\left. \begin{aligned} M(a_y + v_x \dot{\phi}) - mC_0 \ddot{\varphi} + mF_0 \dot{\phi} \dot{\theta} &= \\ (F_{xlf} + F_{xrf}) \sin \delta + (F_{ylf} + F_{yrf}) \cos \delta + \\ F_{ylr} + F_{yrr}, &\text{驱动;} \\ M(a_y + v_x \dot{\phi}) - mC_0 \ddot{\varphi} + mF_0 \dot{\phi} \dot{\theta} &= \\ (F_{xlf} + F_{xrf}) \sin \delta - (F_{ylf} + F_{yrf}) \cos \delta - \\ F_{ylr} - F_{yrr}, &\text{制动。} \end{aligned} \right\} (8)$$

3) 车身垂直方向

$$\left. \begin{aligned} ma_z + F_{slf} + F_{srf} + F_{slr} + \\ F_{srr} - mg \cos(\arctan i_c) &= 0, \text{驱动;} \\ ma_z - F_{slf} - F_{srf} - F_{slr} - \\ F_{srr} - mg \cos(\arctan i_c) &= 0, \text{制动。} \end{aligned} \right\} (9)$$

4) 汽车横摆运动

$$\left. \begin{aligned} I_z \ddot{\varphi} &= [(F_{xrf} - F_{xlf}) \cos \delta + (F_{ylf} - \\ F_{yrf}) \sin \delta] \frac{B_l}{2} - (F_{xlr} - F_{xrr}) \frac{B_r}{2} + \\ a(F_{xlf} + F_{xrf}) \sin \delta + a(F_{ylf} + F_{yrf}) \cos \delta - \\ (F_{ylr} + F_{yrr})b, &\text{驱动;} \\ I_z \ddot{\varphi} &= [(F_{xrf} - F_{xlf}) \cos \delta - (F_{yrf} - F_{ylf}) \\ \sin \delta] \frac{B_l}{2} + (F_{xrr} - F_{xlr}) \frac{B_r}{2} + a(F_{xrf} + \\ F_{xlf}) \sin \delta + a(F_{yrf} + F_{ylf}) \cos \delta - \\ (F_{yrr} + F_{ylr})b, &\text{制动。} \end{aligned} \right\} (10)$$

5) 车身俯仰运动

$$\left. \begin{aligned} I_y \ddot{\theta} + mF_0(a_x - v_y \dot{\phi}) &= -(F_{slf} + \\ F_{srf})a + (F_{slr} + F_{srr})b + \\ mgh_\varphi \cos(\arctan i_c) \sin \theta, &\text{驱动;} \\ I_y \ddot{\theta} + mF_0(a_x - v_y \dot{\phi}) &= (F_{slf} + \\ F_{srf})a - (F_{slr} + F_{srr})b + \\ mgh_\varphi \cos(\arctan i_c) \sin \theta, &\text{制动。} \end{aligned} \right\} (11)$$

6) 车身侧倾运动

$$\left. \begin{aligned} I_x \ddot{\varphi} - mC_0(a_y + v_x \dot{\phi}) &= \\ 0.5(F_{slf} - F_{srf})B_{ff} + 0.5(F_{slr} - F_{srr})B_{rr} + \\ mgh_\varphi \cos(\arctan i_c) \cdot \sin \varphi, &\text{驱动;} \\ I_x \ddot{\varphi} - mC_0(a_y + v_x \dot{\phi}) &= \\ 0.5(F_{srf} - F_{slf})B_{ff} + 0.5(F_{srr} - F_{slr})B_{rr} + \\ mgh_\varphi \cos(\arctan i_c) \cdot \sin \varphi, &\text{制动。} \end{aligned} \right\} (12)$$

1.3 考虑合成坡度 i 的车辆动力学建模

合成坡度是指道路纵坡和弯道横坡(超高)所组成的坡度, 即 $i = \sqrt{i_h^2 + i_c^2}$, 建立合成坡度 i 下车辆动力学方程组如下。

1) 汽车纵向

$$\left. \begin{aligned} M(a_x - v_y \dot{\phi}) + (m_t a + m_r b) \ddot{\theta} + mC_0 \dot{\phi} \dot{\phi} &= \\ (F_{xlf} + F_{xrf}) \cos \delta - (F_{ylf} + F_{yrf}) \sin \delta - \\ F_{xlr} - F_{xrr} - Mg \sin(\arctan i), &\text{驱动;} \\ M(a_x - v_y \dot{\phi}) + (m_t a + m_r b) \ddot{\theta} + mC_0 \dot{\phi} \dot{\phi} &= \\ (F_{xlf} + F_{xrf}) \cos \delta + (F_{ylf} + F_{yrf}) \sin \delta + \\ F_{xlr} + F_{xrr} - Mg \sin(\arctan i), &\text{制动。} \end{aligned} \right\} (13)$$

2) 汽车横摆

$$\left. \begin{aligned} M(a_y + v_x \dot{\phi}) - mC_0 \ddot{\phi} + mF_0 \dot{\phi} \dot{\theta} = \\ (F_{xlf} + F_{xrf}) \sin \delta + (F_{yfl} + F_{yrf}) \cos \delta + \\ F_{yfl} + F_{yrf} + Mg \sin(\arctan i), \text{驱动}; \\ M(a_y + v_x \dot{\phi}) - mC_0 \ddot{\phi} + mF_0 \dot{\phi} \dot{\theta} = \\ (F_{xlf} + F_{xrf}) \sin \delta - (F_{yfl} + F_{yrf}) \cos \delta - \\ F_{yfl} - F_{yrf} + Mg \sin(\arctan i), \text{制动}。 \end{aligned} \right\} (14)$$

3) 车身垂直方向

$$\left. \begin{aligned} ma_z + F_{slf} + F_{srf} + F_{slr} + \\ F_{srr} - mg \cos(\arctan i) = 0, \text{驱动}; \\ ma_z - F_{slf} - F_{srf} - F_{slr} - \\ F_{srr} - mg \cos(\arctan i) = 0, \text{制动}。 \end{aligned} \right\} (15)$$

4) 汽车横摆运动

$$\left. \begin{aligned} I_z \ddot{\phi} = [(F_{xrf} - F_{xfl}) \cos \delta + (F_{yfl} - F_{yrf}) \sin \delta] \frac{B_f}{2} - \\ (F_{xlr} - F_{xrr}) \frac{B_r}{2} + a(F_{xlf} + F_{xrf}) \sin \delta + \\ a(F_{yfl} + F_{yrf}) \cos \delta - (F_{yfl} + F_{yrf})b, \text{驱动}; \\ I_z \ddot{\phi} = [(F_{xrf} - F_{xfl}) \cos \delta - (F_{yfl} - F_{yrf}) \sin \delta] \frac{B_f}{2} + \\ (F_{xrr} - F_{xlr}) \frac{B_r}{2} + a(F_{xrf} + F_{xfl}) \sin \delta + \\ a(F_{yrf} + F_{yfl}) \cos \delta - (F_{yrf} + F_{yfl})b, \text{制动}。 \end{aligned} \right\} (16)$$

5) 车身俯仰运动

$$\left. \begin{aligned} I_y \ddot{\theta} + mF_0(a_x - v_y \dot{\phi}) = -(F_{slf} + F_{srf})a + \\ (F_{slr} + F_{srr})b + mgh_\varphi \cos(\arctan i) \cdot \sin \theta + \\ mgh_\varphi \sin(\arctan i) \cdot \cos \theta, \text{驱动}; \\ I_y \ddot{\theta} + mF_0(a_x - v_y \dot{\phi}) = (F_{slf} + F_{srf})a - \\ (F_{slr} + F_{srr})b + mgh_\varphi \cos(\arctan i) \cdot \sin \theta + \\ mgh_\varphi \sin(\arctan i) \cdot \cos \theta, \text{制动}。 \end{aligned} \right\} (17)$$

6) 车身侧倾运动

$$\left. \begin{aligned} I_x \ddot{\phi} - mC_0(a_y + v_x \dot{\phi}) = 0.5(F_{slf} - F_{srf})B_{ff} + \\ 0.5(F_{slr} - F_{srr})B_{rr} + mgh_\varphi \cos(\arctan i) \cdot \sin \varphi + \\ mgh_\varphi \sin(\arctan i) \cdot \cos \varphi, \text{驱动}; \\ I_x \ddot{\phi} - mC_0(a_y + v_x \dot{\phi}) = 0.5(F_{srf} - F_{slf})B_{ff} + \\ 0.5(F_{srr} - F_{slr})B_{rr} + mgh_\varphi \cos(\arctan i) \cdot \sin \varphi + \\ mgh_\varphi \sin(\arctan i) \cdot \cos \varphi, \text{制动}。 \end{aligned} \right\} (18)$$

式中: M 为整车质量; m 为簧上质量; m_f 、 m_r 分别为簧上质量分配于前轴、后轴质量; φ 为侧倾角; $\dot{\phi}$ 为

侧倾角速度; θ 为俯仰角; $\dot{\theta}$ 为俯仰角速度; φ 为横摆角; $\dot{\phi}$ 为横摆角速度; h_φ 、 h_φ 分别为俯仰、侧倾力臂; δ 为前轮转向角; v_x 、 v_y 、 v_z 分别为纵向、横向与垂向车速; a_x 、 a_y 、 a_z 分别为纵向、横向与垂向车速; a 、 b 分别为簧上质量质心至前、后轴距离; B_f 、 B_r 分别为前、后轮距; B_{ff} 、 B_{rr} 分别为两个前悬架的间距和两个后悬架的间距; I_x 、 I_y 、 I_z 分别为车身绕侧倾、俯仰和横摆轴线的转动惯量; F_{yfl} 、 F_{yrf} 、 F_{yfl} 、 F_{yrf} 分别为左前、右前、左后、右后轮的侧向力; F_{slf} 、 F_{srf} 、 F_{slr} 、 F_{srr} 分别为左前、右前、左后、右后悬架处的法向力; F_0 为簧上质量质心至俯仰轴线距离; C_0 为簧上质量质心至侧倾轴线距离。

2 “魔术公式”轮胎模型

笔者采用“魔术公式”轮胎模型联合上述车辆动力学方程构建车辆行驶动力学仿真模型^[17]。“魔术公式”的一般表达式为

$$Y(x) = D \sin \{C \arctan [BX(1-E) + E \arctan (BX)]\} + S_V \quad (19)$$

式中: D 为峰值因子; C 为曲线形状因子; B 为刚度因子, $B = BCD/(CD)$; E 为曲线曲率因子; S_h 为水平方向漂移; S_V 为垂直方向漂移; X 为轮胎侧偏角 α 或纵向滑移率 λ ; Y 为侧向力、纵向力或回正力矩。

2.1 轮胎垂直载荷

车辆直线行驶时,左、右轮胎的垂直载荷基本相似。但当转向或坡道行驶时,由于侧倾力矩的作用,重新分配左右轮胎的垂直载荷,必将影响左右轮胎的侧偏特性,从而导致车辆稳态响应发生变化。因此建立准确的轮胎垂直载荷变化模型必须考虑到横向坡度、纵向坡度与合成坡度的影响^[18]。

1) 单独考虑弯道路面横向坡度 i_h 的影响

$$\left. \begin{aligned} F_{zlf} = [Mgb \cos(\arctan i_h) + F_{sx}h_g + M_{sx}]/2L + \\ (F_{lx}h_f + F_{rx}h_r)/2L - (F_{syf}h_{roll} + C_{\varphi 1}\varphi)/B_f - \\ [F_{ly}h_f + Mgh_g \sin(\arctan i_h)]/B_f, \\ F_{zrf} = [Mgb \cos(\arctan i_h) + F_{sx}h_g + M_{sx}]/2L + \\ (F_{lx}h_f + F_{rx}h_r)/2L + (F_{syf}h_{roll} + C_{\varphi 1}\varphi)/B_f + \\ F_{ly}h_f + Mgh_g \sin(\arctan i_h)]/B_f, \\ F_{zlr} = [Mga \cos i_h(\arctan i_h) - F_{sx}h_g - M_{sx}]/2L - \\ (F_{lx}h_f + F_{rx}h_r)/2L - (F_{syr}h_{roll} + C_{\varphi 2}\varphi)/B_r - \\ [F_{ry}h_r + Mgh_g \sin i_h(\arctan i_h)]/B_r, \\ F_{zrr} = [Mga \cos(\arctan i_h) - F_{sx}h_g - M_{sx}]/2L - \\ (F_{lx}h_f + F_{rx}h_r)/2L + (F_{syr}h_{roll} + C_{\varphi 2}\varphi)/B_r + \\ [F_{ry}h_r + Mgh_g \sin(\arctan i_h)]/B_r。 \end{aligned} \right\} (20)$$

2) 单独考虑坡道路面纵向坡度 i_c 的影响

$$\left. \begin{aligned} F_{zlf} &= [Mgb \cos(\arctan i_c) - Mh_g a_x] / 2L - \\ &Mh_g g \sin(\arctan i_c) / 2L - \\ &(C_{\varphi_1} \varphi + Ma_x h_g + Mgh_g \varphi) / B_f, \\ F_{zrf} &= [Mgb \cos(\arctan i_c) - Mh_g a_x] / 2L - \\ &Mh_g g \sin(\arctan i_c) / 2L + \\ &(C_{\varphi_1} \varphi + Ma_x h_g + Mgh_g \varphi) / B_f, \\ F_{zlr} &= [Mga \cos(\arctan i_c) + Mh_g a_x] / 2L + \\ &Mh_g g \sin(\arctan i_c) / 2L - \\ &(C_{\varphi_1} \varphi + Ma_x h_g + Mgh_g \varphi) / B_r, \\ F_{zrr} &= [Mga \cos(\arctan i_c) + Mh_g a_x] / 2L + \\ &Mh_g g \sin(\arctan i_c) / 2L + \\ &(C_{\varphi_1} \varphi + Ma_x h_g + Mgh_g \varphi) / B_r. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

3) 综合考虑合成坡度 i 的影响

$$\left. \begin{aligned} F_{zlf} &= [Mgb \cos(\arctan i) + F_{sr} h_g + M_{sr}] / 2L + \\ &(F_{lx} h_f + F_{rx} h_r) / 2L - (F_{syf} h_{roll} + C_{\varphi_1} \varphi) / B_f - \\ &[F_{ly} h_f + Mgh_g \sin(\arctan i)] / B_f, \\ F_{zrf} &= [Mgb \cos(\arctan i) + F_{sr} h_g + M_{sr}] / 2L + \\ &(F_{lx} h_f + F_{rx} h_r) / 2L + (F_{syf} h_{roll} + C_{\varphi_1} \varphi) / B_f + \\ &[F_{ly} h_f + Mgh_g \sin(\arctan i)] / B_f, \\ F_{zlr} &= [Mga \cos(\arctan i) - F_{sr} h_g - M_{sr}] / 2L - \\ &(F_{lx} h_f + F_{rx} h_r) / 2L - (F_{syr} h_{roll} + C_{\varphi_2} \varphi) / B_r - \\ &[F_{ry} h_r + Mgh_g \sin(\arctan i)] / B_r, \\ F_{zrr} &= [Mga \cos(\arctan i) - F_{sr} h_g - M_{sr}] / 2L - \\ &(F_{lx} h_f + F_{rx} h_r) / 2L + (F_{syr} h_{roll} + C_{\varphi_2} \varphi) / B_r + \\ &[F_{ry} h_r + Mgh_g \sin(\arctan i)] / B_r. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

2.2 滚动阻力矩

$$\left. \begin{aligned} T_{lf,r} &= F_{zlf} \cdot f_{roll} \cdot r, \\ T_{rf,r} &= F_{zrf} \cdot f_{roll} \cdot r, \\ T_{lr,r} &= F_{zlr} \cdot f_{roll} \cdot r, \\ T_{rr,r} &= F_{zrr} \cdot f_{roll} \cdot r. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

2.3 轮胎侧偏角

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{lf} &= \delta - \arctan [(v_y + a \dot{\phi}) / (v_x + B_f \dot{\phi})], \\ \alpha_{rf} &= \delta - \arctan [(v_y + a \dot{\phi}) / (v_x - B_f \dot{\phi})], \\ \alpha_{lr} &= -\arctan [(v_y - b \dot{\phi}) / (v_x + B_r \dot{\phi})], \\ \alpha_{rr} &= -\arctan [(v_y - b \dot{\phi}) / (v_x - B_r \dot{\phi})]. \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

式中: $F_{zlf}, F_{zrf}, F_{zlr}, F_{zrr}$ 为作用在左前、右前、左后及右后轮胎的垂直载荷; F_{sr} 为悬挂质量的纵向惯性力, $F_{sr} = -m_s \cdot a_s$; m_s 为悬架质量; F_{sy} 为悬挂质量横向惯性力。 h_g 为整车质心高度; h_{roll} 为侧倾中心高度; h_f, h_r 分别为前、后非悬挂质心高度; L 为轴距; M_{sr} 为悬挂质量质心偏离产生的附加力矩与纵向俯仰轴移动产生的惯性力矩的合力矩, $M_{sr} = C_{\lambda y} \cdot \theta$, $C_{\lambda y}$ 为悬挂质量俯仰角刚度; F_{lx} 为前非悬挂质量纵向惯性力; F_{rx} 为后非悬挂质量纵向惯性力; F_{ly} 为前非悬挂质量横向惯性力; F_{ry} 为后非悬挂质量横向惯性力; C_{φ_1} 为前悬架侧倾角刚度; C_{φ_2} 为后悬架侧倾角刚度; $F_{syf} \cdot h_{roll}$ 为悬挂质量惯性力矩在前轴的分量; $F_{syr} \cdot h_{roll} = -m_s \cdot a_y \cdot b \cdot h_{roll} / L$; $F_{syf} \cdot h_{roll}$ 为悬挂质量惯性力矩在后轴的分量, $F_{syr} \cdot h_{roll} = -m_s \cdot a_x \cdot a \cdot h_{roll} / L$; a_x 为纵向加速度; a_y 为侧向加速度; $F_{lx} h_f = -m_f h_f (a_x - \dot{\phi} v_y - \dot{\phi}^2 a)$ 为前非悬挂质量纵向惯性力矩; $F_{ly} h_f = -m_f h_f (a_y + a \dot{\phi}_f)$ 为前非悬挂质量横向惯性力矩; $F_{rx} h_r = -m_r h_r (a_x - \dot{\phi} v_y + \dot{\phi}^2 b)$ 为后非悬挂质量纵向惯性力矩; $F_{ry} h_r = -m_r h_r (a_y - b \dot{\phi}_r)$ 为后非悬挂质量横向惯性力矩。

3 转向系模型

由于理论转向角等于输入的方向盘转角除以转向系总传动比, 而实际转向角等于理论转向角与变形转向角之差^[19-22], 因此方向盘转角与前轮转角之间的关系为

$$\delta = \frac{\delta_{sw}}{i_{st}} - \frac{M_{z1} + M_{z2}}{K_x}. \quad (25)$$

式中, M_{z1}, M_{z2} 分别为前左、前右轮回正力矩; δ_{sw} 为方向盘转角; K_x 为转向系刚度; i_{st} 为转向系总传动比。

4 制动系模型

此处忽略制动踏板、真空助力器、制动主缸等制动操纵机构和制动传动机构的动态特性, 并做以下假设: 制动踏板力与真空助力器输入端的推杆压力值呈线性关系, 后者与制动主缸的输出压力值呈线性关系。以当前制动踏板力与最大制动踏板力之比表示制动踏板输入, 则制动主缸的出口压力可近似视为与制动踏板输入呈线性关系。

踏板力随踏板开度的变化如式(26)

$$F_p = \beta F_{pmax} \quad (26)$$

式中: F_p 为踏板力; F_{pmax} 为最大踏板力,取 300 N; β 为制动踏板开度。

制动主缸压力可由下式计算

$$P_b = \frac{4F_p i_p \eta_1 k}{\pi d_1^2} \quad (27)$$

式中: d_1 为主缸直径,取值为 22.2 mm; i_p 为踏板机构的传动比,取值为 4.1; η_1 为踏板机构及主缸机械效率,取值为 0.86; k 为助力比,文中取值为 3.5。

单侧制动摩擦衬片对制动盘的压紧力为

$$F_b = 0.25\pi P_b d_2^2 \eta_2 \quad (28)$$

式中: P_b 为主缸压力,MPa; d_2 为制动钳活塞直径,mm,前轮为 47.89 mm,后轮为 32.9 mm; η_2 为总泵机械效率,取值 0.85。

盘式制动器的制动力矩由下式计算

$$T_b = 2fF_b r_b \quad (29)$$

式中: f 为摩擦因数,前后轮都取 0.35; r_b 为制动盘摩擦半径,mm,前轮 0.105 m,后轮 0.113 m。

5 动力传动系统模型

研究对象为装备金属带式无级变速器车辆,动力传动系统结构示意图如图 3 所示。

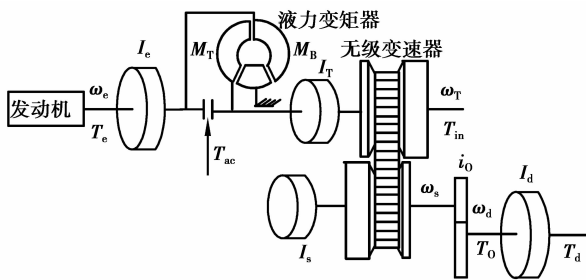


图 3 动力传动系统示意图

动力主要由两条路径传递:起步和低速行驶工况,发动机动力经由液力变矩器、变速器、主减速器、差速器、半轴与驱动轴传至车轮,此时还考虑了闭锁离合器的滑摩传递转矩;当车速大于 20 km/h,液力变矩器停止工作,发动机动力经由闭锁离合器、变速器、减速器等传至车轮^[23],建立相应动力学方程如下

$$\left. \begin{aligned} I_e \dot{\omega}_e &= T_e - M_B - T_{ac}, \\ I_T \dot{\omega}_T + C_{ac}\omega_T &= T_{ac} + M_T - T_{in}, \\ I_{To} \dot{\omega}_{To} &= T_{in} i_{CVT} \eta_{CVT} - T_d / i_0, \\ T_d &= T_{lf,d} + T_{rf,d}, \\ J_s \cdot \dot{\omega}_s &= 0.5 \cdot [(T_{lf,d} - T_{rf,d}) \cdot r_s / r_t] - T_s, \\ T_{lf,d} &= T_{rf,d} = T_0 / 2, \\ I_{lf} \cdot \dot{\omega}_{lf} &= T_{lf,d} + F_{xlf} \cdot r_{lf} - T_{lf,r} - T_{lf,b}, \\ I_{rf} \cdot \dot{\omega}_{rf} &= T_{rf,d} + F_{xrf} \cdot r_{rf} - T_{rf,r} - T_{rf,b}, \\ I_{lr} \cdot \dot{\omega}_{lr} &= F_{xlr} \cdot r_{lr} - T_{lr,r} - T_{lr,b}, \\ I_{rr} \cdot \dot{\omega}_{rr} &= F_{xrr} \cdot r_{rr} - T_{rr,r} - T_{rr,b}, \\ \omega_{To} / i_0 &= 0.5 \cdot (\omega_{lf} + \omega_{rf}), \\ \omega_s &= 0.5 \cdot [(\omega_{lf} - \omega_{rf}) r_t / r_s]. \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

式中: T_e 为发动机转矩; ω_e 为发动机角速度; I_e 为发动机的转动惯量; C_{ac} 为锁止离合器的结构阻尼系数; T_{ac} 为锁止离合器传递的转矩; M_B 为变矩器泵轮转矩; M_T 为变矩器涡轮转矩; ω_T 为涡轮角速度; I_T 为变矩器涡轮和变速器主动带轮的惯量; T_{in} 为变速器主动带轮输入转矩; ω_{to} 为变速器从动带轮角速度; I_{to} 为变速器从动带轮轴上的转动惯量; i_{CVT} 为变速器速比; i_0 为主减速器的速比; $T_{lf,d}$ 为左前轮驱动力矩; $T_{rf,d}$ 为右前轮驱动力矩; J_s 为差速器行星齿轮的转动惯量; ω_s 为差速器行星齿轮的角速度; r_s 为差速器行星齿轮半径; r_t 为半轴输入端半径; T_s 为差速器摩擦力矩; $I_{lf}, I_{rf}, I_{lr}, I_{rr}$ 分别为前左、前右、后左、后右车轮惯量; $r_{lf}, r_{rf}, r_{lr}, r_{rr}$ 分别为前左、前右、后左、后右车轮负荷半径; $T_{lf,b}, T_{rf,b}, T_{lr,b}, T_{rr,b}$ 分别为前左、前右、后左、后右车轮制动力矩; $F_{xlf}, F_{xrf}, F_{xlr}, F_{xrr}$ 分别为前左、前右、后左、后右车轮的地面力沿车轮纵向的分量,与汽车前进方向一致为正; $T_{lf,r}, T_{rf,r}, T_{lr,r}, T_{rr,r}$ 分别为前左、前右、后左、后右车轮滚动阻力矩; $\omega_{lf}, \omega_{rf}, \omega_{lr}, \omega_{rr}$ 分别为前左、前右、后左、后右车轮角速度; $T_{lf,d}, T_{rf,d}$ 分别为前左、前右驱动轮驱动力矩。

6 仿真分析

在 Matlab/Simulink 软件下,针对某车型建立车辆在设置有纵向坡度与横向坡度的道路上行驶的整车动力学仿真模型,如图 4 所示。模型由 7 部分组成,包括转向系、制动系、发动机及动力传动系统、车轮、轮胎、悬架与 15 自由度车辆动力学模型等。

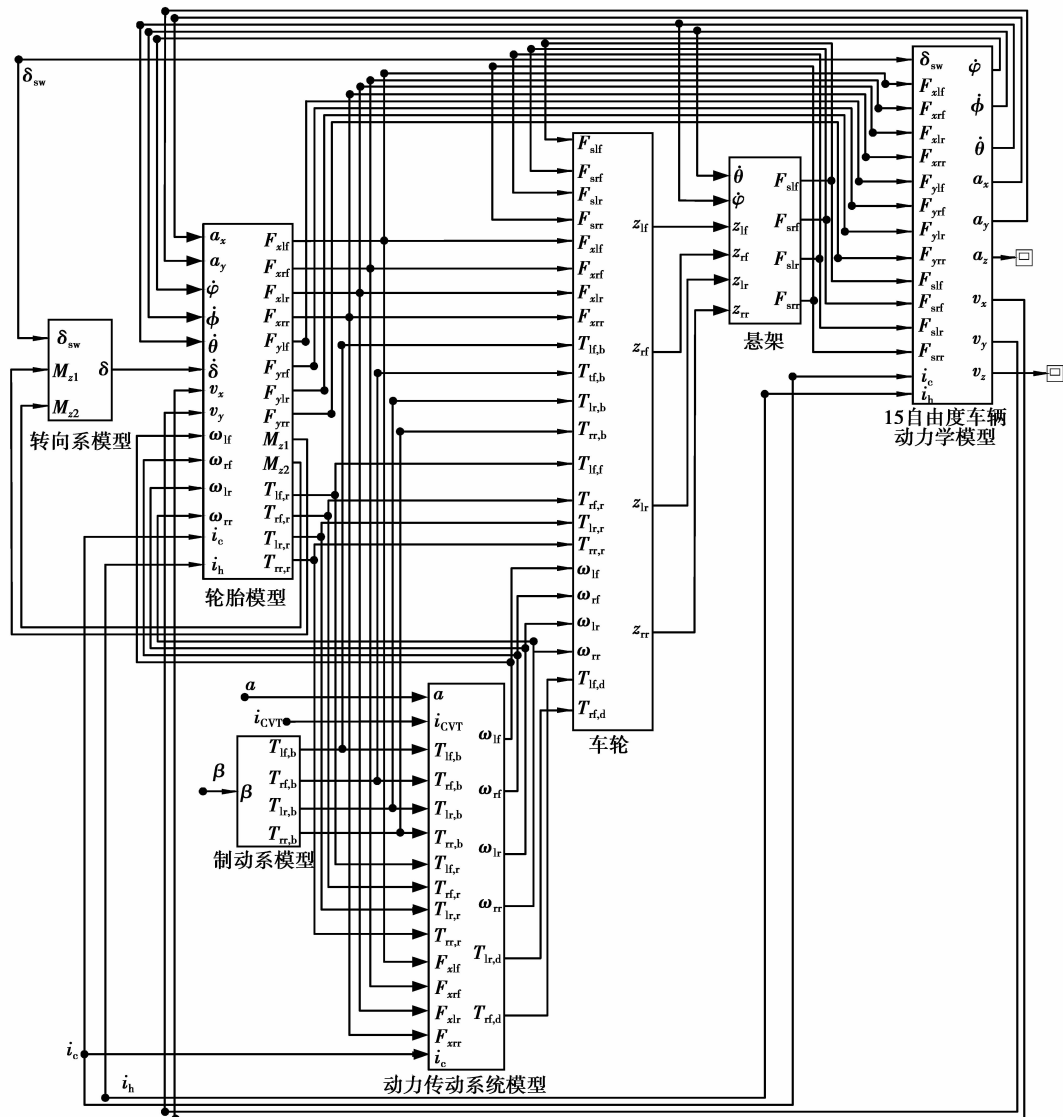


图 4 车辆模型仿真整体框图

6.1 单独考虑横向坡度 i_h 行驶动力学仿真分析

方向盘转角采用阶跃输入 $\delta_{sw}=0.04 \text{ rad}$, 横向坡度值 i_h 分别取 0、2% 与 5%，仿真结果如图 5 所示。从图 5 可知，在一定时间范围内(0~3 s)，随着横向坡度 i_h 的增大，横摆角速度 $\dot{\phi}$ 逐渐减小，前轮侧偏角 α_{lf} 逐渐增大，侧倾角速度 $\dot{\phi}$ 先减小后增大，3 s 之后曲线趋向于平稳，且侧倾角速度 $\dot{\phi}$ 稳定值维持在 0 值附近；在相同横向坡度 i_h 下，随着车速 v 增大，横摆角速度 $\dot{\phi}$ 、前轮侧偏角 α_{lf} 波动幅度增大，峰值增大，但最后稳定值减小；侧倾角速度 $\dot{\phi}$ 波动幅度增大，峰值增大，平稳之后维持在 0 值附近。

6.2 单独考虑纵向坡度 i_c 行驶动力学仿真分析

此时方向盘转角 $\delta_{sw}=0 \text{ rad}$, 纵向坡度 i_c 分别取 0、2% 与 5%，仿真结果如图 6 所示。从图 6 可知，横摆角速度 $\dot{\phi}$ 、前轮侧偏角 α_{lf} 、侧倾角速度 $\dot{\phi}$ 受纵向坡度 i_c 值的变化影响很小，随着纵向坡度 i_c 的增大，三条仿真结果曲线几乎重合；在相同纵向坡度 i_c 下，随着车速 v 增大，在一定时间范围内(0~3 s)，横摆角速度 $\dot{\phi}$ 、前轮侧偏角 α_{lf} 、侧倾角速度 $\dot{\phi}$ 曲线波动幅度增大，峰值增大，3 s 之后曲线趋于平稳，侧倾角速度 $\dot{\phi}$ 曲线稳定值维持在 0 值附近，横摆角速度 $\dot{\phi}$ 曲线平稳值保持一致，前轮侧偏角 α_{lf} 平稳之后曲线稍微有所下降。

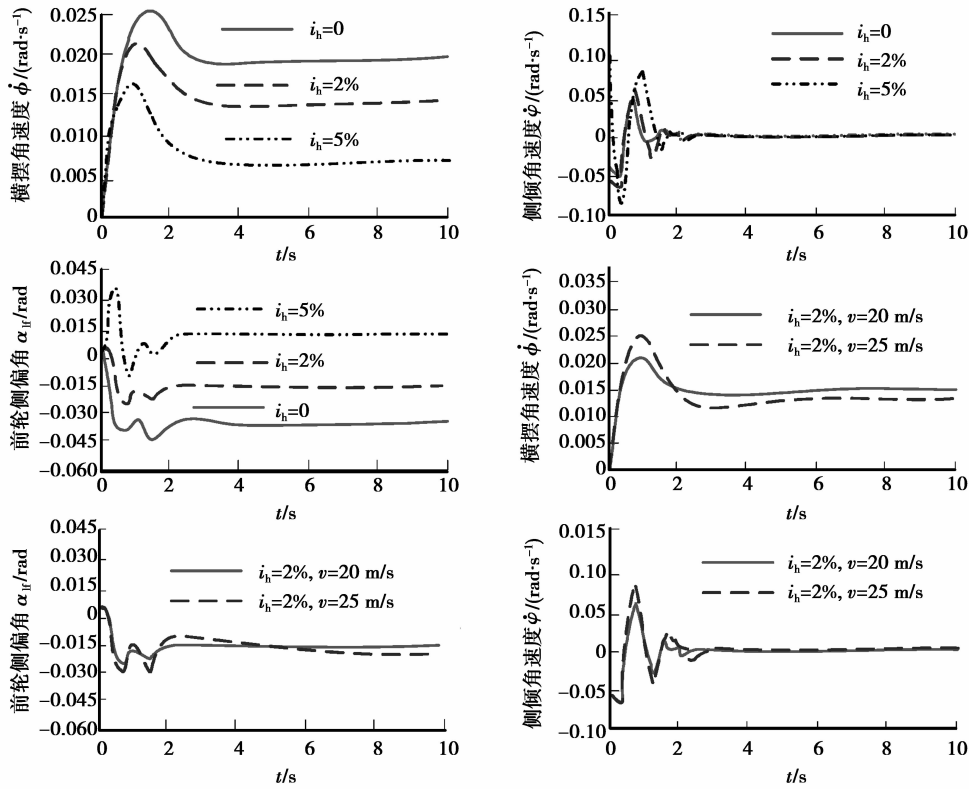


图 5 考虑横向坡度 i_h 的弯道动力学仿真结果

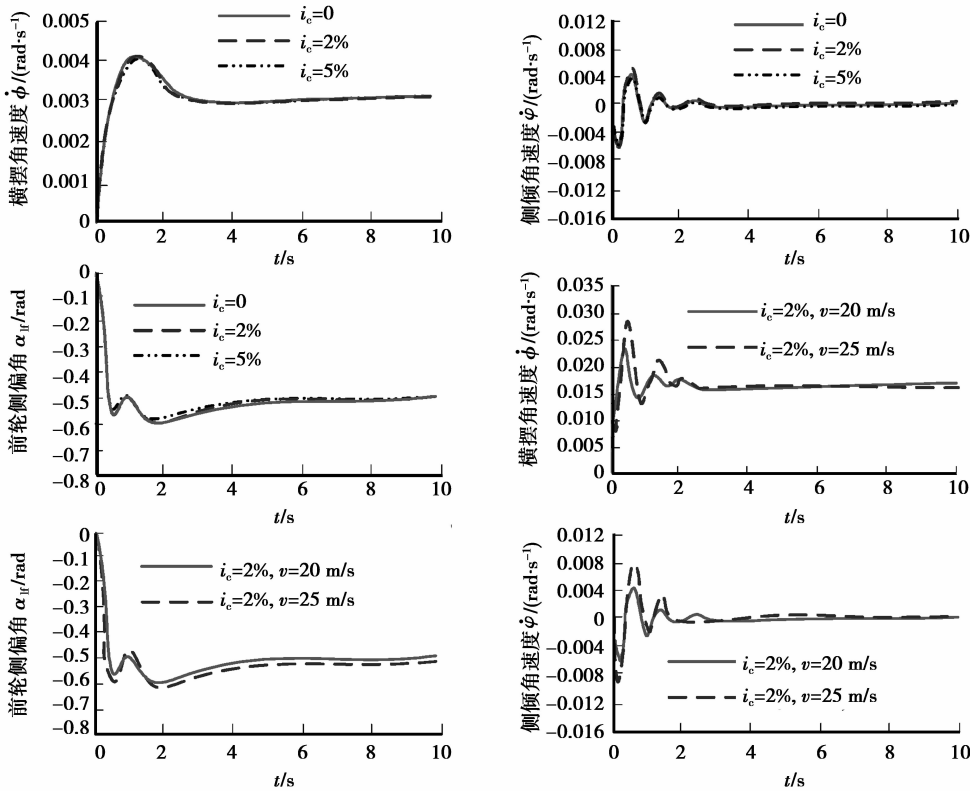


图 6 考虑纵向坡度 i_c 的坡道动力学仿真结果

6.3 合成坡度 i 行驶动力学仿真分析

方向盘转角采用阶跃输入 $\delta_{sw} = 0.04$ rad, 合成坡度 i 分别取 0、2% 与 5%, 仿真结果如图 7 所示。

从图 7 可知,在一定时间范围内(0~3 s),随着合成坡度 i 的增大,横摆角速度 $\dot{\phi}$ 逐渐减小,3 s 之后曲线最后趋于平稳;前轮侧偏角 α_H 受合成坡度值 i 的

变化影响很小,随着合成坡度值 i 的增大,3 条仿真结果曲线几乎重合;侧倾角速度 $\dot{\varphi}$ 先减小后增大,3 s 之后曲线趋向于平稳,维持在 0 值附近;在相同合成坡度 i 下,随着车速 v 增大,横摆角速度 $\dot{\varphi}$ 波动幅度增大,峰值增大,平稳之后,2 条曲线基本重合,

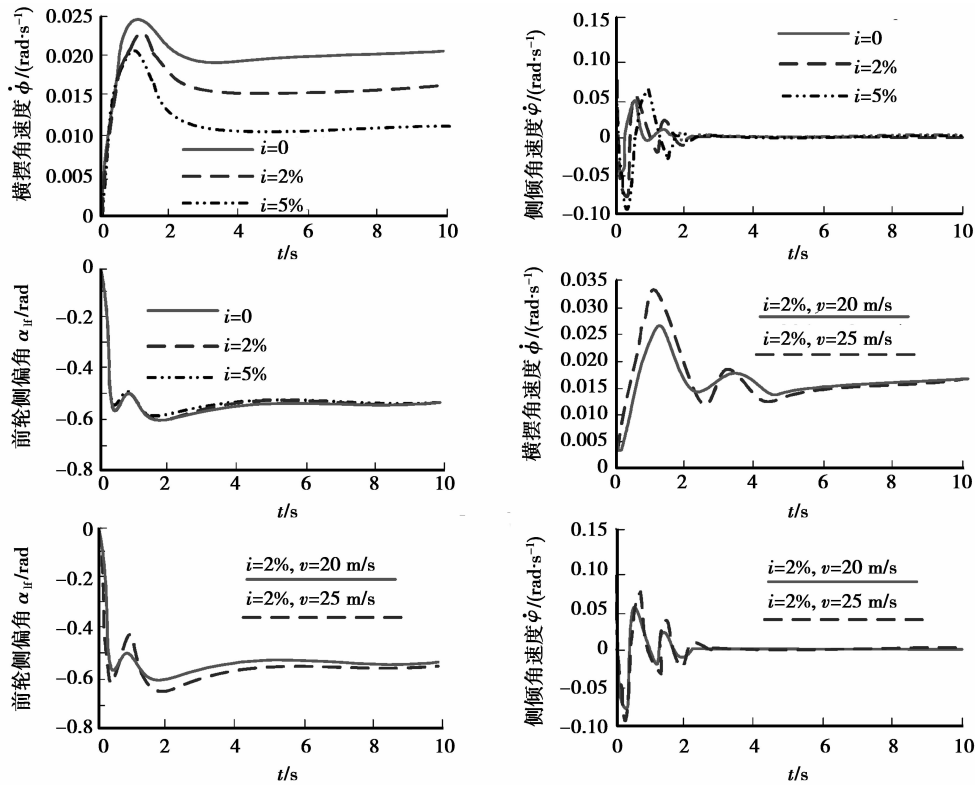


图 7 考虑合成坡度 i 的复杂道路动力学仿真结果

7 结 论

1) 在 15 自由度车辆动力学模型基础上,考虑横向坡度、纵向坡度以及合成坡度对车辆操作稳定性的影响,建立了坡度影响的车辆动力学模型与轮胎垂直载荷变化模型。

2) 在不同坡度与不同车速下仿真分析比较,结果表明:①横摆角速度受纵向坡度的变化影响很小,但随横向与合成坡度的增大而逐渐减小,且在相同坡度下,随着车速的增大,波动幅度增大,峰值增大;②前轮侧偏角受纵向与合成坡度的变化影响很小,但随横向坡度的增大而增大,且在相同坡度下,随着车速的增大,波动幅度增大,峰值增大;③侧倾角速度受纵向与合成坡度的变化影响很小,但随横向与合成坡度的增大而先减小后增大,且在相同纵向坡度下,随车速的增大,波动幅度增大,峰值增大。因此,考虑了坡度影响的车辆行驶动力学提高了车辆操作稳定性,为后续研制开发基于人-车-路闭环的自动变速系统硬件在环仿真平台打下基础。

前轮侧偏角 α_H 波动幅度增大,峰值增大,平稳之后曲线有所下降,侧倾角速度 $\dot{\varphi}$ 波动幅值增大,峰值增大,平稳之后两条曲线维持在 0 值附近。由于合成坡度 $i = \sqrt{i_h^2 + i_c^2}$,因此图 7 的仿真结果与图 5、图 6 在一定程度上类似。

参考文献:

- [1] MURPHEY T D. Teaching rigid body mechanics using student-created virtual environments [J]. IEEE Transactions on Education, 2008, 51(1): 45-52.
- [2] LI J W, CUI X L. Steering stability improvement of electric vehicle by DYC based on new target definition [C] // Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Intelligent Computing and Intelligent Systems, Nov. 20-22, 2009, Shanghai, China. [S. l.]: IEEE Press, 2009: 457-461.
- [3] GUO H Y, CHEN H, DING H T, et al. Vehicle side-slip angle estimation based on vehicle dynamics and nonlinear observers [C] // Proceedings of the 27th Chinese Control Conference, July 16-18, 2008, Kunming, China. [S. l.]: IEEE Press, 2008: 449-453.
- [4] WANG Z K, DENG Z Q. Modeling and simulation of endo-atmospheric mass moment control interceptor [C] // Proceedings of the 6th World Congress on Intelligent Control and Automation, June 21-23, 2006, Dalian, China. [S. l.]: IEEE Press, 2006: 1843-1847.

- [5] HIMA S, NEHAOUA L, SEGUY N, et al. Motorcycle dynamic model synthesis for two wheeled driving simulator [C] // Proceedings of the 10th IEEE International Conference on Intelligent Transportation Systems, Sep. 30-Oct. 3, 2007, Seattle, Washington, USA. [S. l.]: IEEE Press, 2007: 812-817.
- [6] 李朝峰, 王得刚, 刘杰, 等. 11 自由度非线性车辆平顺性模型的研究及应用[J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2009, 30(6): 857-860.
LI CHAO-FENG, WANG DE-GANG, LIU JIE, et al. Study and application of 11-DOF nonlinear ride comfort model for vehicle [J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2009, 30(6): 857-860.
- [7] CANALE M, FAGIANO L, MILANESE M, et al. Robust vehicle yaw control using active differential and internal model control techniques [C] // Proceedings of the 2006 American Control Conference, June 14-16, 2006, Minneapolis, MN, USA. [S. l.]: IEEE Press, 2006: 1203-1209.
- [8] SETIAWAN J D, SAFARUDIN M, SINGH A. Modeling, simulation and validation of 14 DOF full vehicle model [C] // Proceedings of the 2009 International Conference on Instrumentation, Communications, Information Technology, and Biomedical Engineering, Nov. 23-25, 2009, Bandung, Indonesia. [S. l.]: IEEE Press, 2009: 1-6.
- [9] WANG H Y, XUE C Y. Modeling and simulation of electric stability program for the passenger car [C] // Proceedings of SAE 2004 Automotive Dynamics, Stability & Controls Conference and Exhibition, May 4-6 2004, Detroit, Michigan, USA, [S. l.]: SAE International Technical Papers, 2004: 386-394.
- [10] GUBITOSA M, ANTHONIS J, ALBARELLO N, et al. A system engineering approach for the design optimization of a hydraulic active suspension [C] // Proceedings of the IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Sept. 7-10, 2009, Dearborn, MI, USA. [S. l.]: IEEE Press, 2009: 1122-1130.
- [11] 杨财, 宋健, 黄全安, 等. 车身侧偏角实用算法仿真[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2008, 29(6): 482-485.
YANG CAI, SONG JIAN, HUANG QUAN-AN, et al. Practical algorithm simulation for vehicle side slip angle [J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2008, 29(6): 482-485.
- [12] 王鹏. 汽车实时动力学仿真中转向回正特征建模方法研究[D]. 长春: 吉林大学, 2008.
- [13] CHEN G X, JIN X C, BAO W Q. Influence of periodic irregularities on wheel climb derailment safety of a freight car running on a transition curve [C] // Proceedings of the 2000 ASME Joint Railroad Conference, April 4-6, 2000, Newark, NJ, USA. [S. l.]: IEEE Press, 2000: 19-29.
- [14] 张代胜, 李华香. 弯道和坡道上汽车操纵稳定性建模仿真[J]. 农业机械学报, 2006, 37(4): 21-25.
ZHANG DAI-SHENG, LI HUA-XIANG. Modeling and simulation of vehicle steering stability on crooked road and slope road [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(4): 21-25.
- [15] 张代胜, 陈朝阳, 张树强, 等. 汽车操纵稳定性的仿真[J]. 农业机械学报, 2005, 36(11): 12-16.
ZHANG DAI-SHENG, CHEN ZHAO-YANG, ZHANG SHU-QIANG, et al. Modeling and simulation of vehicle handling stability [J]. Transactions of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2005, 36(11): 12-16.
- [16] 邓涛. 基于“人-车-路”闭环的无级自动变速系统硬件在环仿真研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2010.
- [17] CHEN L, HUANG C. Comparative study between the magic formula and neural network tire model based on genetic algorithm [C] // Proceedings of the 2010 Third International Symposium on Intelligent Information Technology and Security Informatics, April 2-4, 2010, Jinggangshan, China. [S. l.]: IEEE Press, 2010: 280-284.
- [18] 阚萍. 客车空气弹簧悬架的初步研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2005.
- [19] 胡建军, 李彤, 秦大同. 基于整车动力学的电动助力转向系统建模仿真[J]. 系统仿真学报, 2008, 20(6): 1577-1580.
HU JIAN-JUN, LI TONG, QIN DA-TONG. Modeling and simulation of electric power steering system based on vehicle whole dynamics [J]. Journal of System Simulation, 2008, 20(6): 1577-1580.
- [20] 卢娟. 电动助力转向系统建模与仿真研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2006.
- [21] CHENG F, LI Q, CAO M L, et al. Modeling and simulation of vehicle equipment with electric power steering system based on multi-body dynamics [C] // Proceedings of 2010 International Conference on Remote Sensing (ICRS 2010), Oct. 5-6, 2010, Hangzhou, China. 2010, 4: 678-681.
- [22] 张春虎. 汽车电动助力转向系统研究及设计[D]. 西安: 长安大学, 2011.
- [23] 邓涛, 孙冬野, 秦大同, 等. 无级变速传动系统综合控制仿真与试验[J]. 汽车工程, 2010, 32(1): 49-55.
DENG TAO, SUN DONG-YE, QIN DA-TONG, et al. Simulation and test of integrated control for continuously variable transmission system [J]. Automotive Engineering, 2010, 32(1): 49-55.