



提高车辆转向稳定性的车身主动侧倾控制研究

摘要

车辆高速转向时,车身向弯道外侧倾斜,严重时会导致侧翻事故.针对此问题,开展了提高车辆转向稳定性的车身主动侧倾控制研究.首先建立了考虑横摆和侧倾运动的六自由度车辆动力学模型;然后确定了车辆在转向运动时的期望侧倾角,并以此为控制目标设计主动侧倾控制器,使车身实际侧倾角逼近期望侧倾角.在不同行驶工况下,仿真研究了车身侧倾角、乘员感知加速度和横向载荷转移率,并考察了实现主动侧倾控制所需的主动悬架功耗和由主动侧倾引起的悬架动挠度变化.研究表明:主动侧倾控制能实现车辆转向时实际侧倾角迅速逼近期望侧倾角,且在复杂行驶工况下依然能使车辆具有良好的行驶稳定性;主动侧倾控制减小了悬架的动挠度峰值,使乘员感知侧向加速度和横向载荷转移率都能快速接近零值,且实现主动侧倾的主动悬架功耗较小,保证了车辆的经济性能.

关键词

稳定性控制;主动侧倾控制;主动悬架;PID控制;MATLAB/Simulink

中图分类号 U463.4

文献标志码 A

收稿日期 2023-01-12

资助项目 江苏省第十四批“六大人才高峰”项目(JXQC-25)

作者简介

刘晓文,男,硕士生,主要从事车辆系统动力学与控制研究.1275854060@qq.com

徐晓美(通信作者),女,博士,教授,主要从事车辆系统动力学与控制等方面的研究工作.xxm120480@126.com

0 引言

车辆高速转向时,由于车身向弯道外侧倾斜,不仅降低了驾乘人员的乘坐舒适性,而且还会导致侧翻事故,威胁驾乘人员的生命安全.为了改善这种状况,多种提高车辆转向稳定性的方法被提出^[1-2],包括:改变悬架刚度或阻尼系数^[3-4];在横向稳定杆上加入控制器,对横向稳定杆实施主动或半主动控制^[5];通过主动或半主动悬架对车身侧倾角和因侧倾引起的侧向力矩进行调节,即所谓的车身主动侧倾控制.车身主动侧倾是指在车辆转向行驶时,通过主动使车身向弯道内侧倾斜一定角度,以平衡车辆高速转向时因离心力作用而使车身向弯道外侧侧倾的侧倾力矩,从而达到提高车辆弯道行驶的平顺性和稳定性的目的^[6-8].

车身主动侧倾的研究经历了从提出控制方法到方法验证,再到机构设计与方案实现等过程.Piyabongkarn等^[9]提出主动侧倾的两种控制方法,即RHC(Recede Horizon Control)和DTC(Direct Tilt Control),前者通过道路曲率的预瞄使车身的侧倾与驾驶员的转向操作产生同步,后者则采用侧倾机构直接将车辆侧倾至最佳角度.Phanomchoeng等^[10]建立了车辆的六自由度横向动力学模型,针对DTC方案能耗大、转向侧倾不同步等问题开展了优化研究.在此基础上,Jeon等^[11]提出一种配备主动或半主动悬架的车辆侧倾模型,通过整车试验研究,验证了此主动侧倾车辆模型的估计精度.刘平义等^[12]提出一种主动侧倾角计算方法,得到用于平衡车辆稳态转向侧向力矩的车辆主动侧倾角,并通过一种窄型车辆的转向试验研究验证了所提出的主动侧倾角计算方法的可靠性.凌俊威^[13]提出一种慢主动悬架实现车身主动逆向侧倾控制,在不恶化平顺性的条件下,改善了车辆的操纵性和安全性.张曦月^[14]提出一种结合车辆行驶状态和道路信息的稳定边界辨识方法,基于动态约束的车辆侧向稳定性控制方法使车辆向内侧倾,并通过硬件在环试验,验证了所提控制策略能有效保证车辆在极限工况下行驶的稳定性的.

上述研究主要侧重于车辆侧倾模型以及主动侧倾控制算法的研究,并没有考虑路面状况和转向工况对主动侧倾效果的影响.本文以某两轴车辆为研究对象,主要探讨在不同路面激励和不同转向工况下主动侧倾车辆的车身侧倾角、乘员感知加速度和横向载荷转移率,并评价车身主动侧倾引起的悬架动挠度和悬架功耗,以期为车身主

1 南京林业大学 汽车与交通工程学院,南京, 210037

动侧倾控制提供理论参考.

1 车辆动力学模型

基于相关动力学理论和车辆受力与运动情况,建立包括车辆横摆与侧倾运动在内的六自由度车辆动力学模型.

1.1 两自由度转向模型

图1为简化的两自由度线性转向模型.在此平面模型中,作如下假设:不考虑地面切向力对轮胎侧偏特性的影响;不考虑轮胎回正力矩以及轮胎侧偏特性的变化;不考虑空气阻力;不考虑转向系统的影响,车辆的转向输入为前轮转角; x 轴方向的车辆行驶速度 v 不变.在此情况下,车辆只有沿 y 轴方向的侧向运动和绕 z 轴的横摆运动.

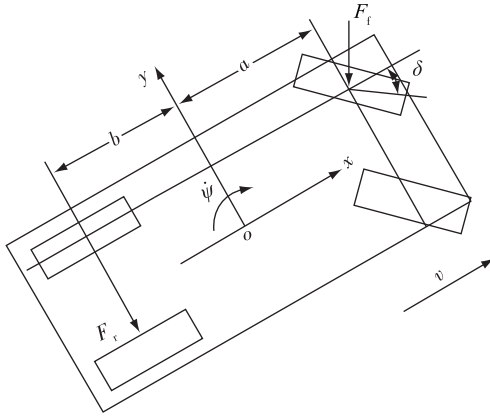


图1 车辆侧向和横摆运动模型

Fig. 1 Vehicle model of lateral and yaw motions

图1中: a, b 分别为质心到前、后轴的距离; F_f, F_r 分别为前、后轮受到的侧向力; δ 为前轮转角; ψ 为横摆角位移.所建车辆动力学方程如式(1)和(2)所示:

$$m\ddot{y} + m\dot{\psi}v - m_s h\ddot{\theta} = F_f \cos \delta + F_r, \quad (1)$$

$$I_z \ddot{\psi} = aF_f - bF_r, \quad (2)$$

其中,

$$F_f = 2c_f \left(\delta - \frac{y + a\dot{\psi}}{v} \right),$$

$$F_r = 2c_r \left(-\frac{y - b\dot{\psi}}{v} \right),$$

式中: m 为整车质量; m_s 为簧上质量; h 为质心至侧倾中心的垂向距离; θ 为车身侧倾角; I_z 为横摆转动惯量; c_f, c_r 分别为前、后轮的侧偏刚度.

1.2 四自由度侧倾模型

由于离心力作用,车辆在转向时会向弯道外侧

倾斜,前、后轴左右两侧车轮的垂直载荷也会发生变化.因此,为更准确地分析车辆的转向运动,需要考虑车厢侧倾运动以及悬架和车轮受到的地面激励对车辆转向运动的影响.图2为考虑车身侧倾和垂向运动的四自由度车辆简化模型.

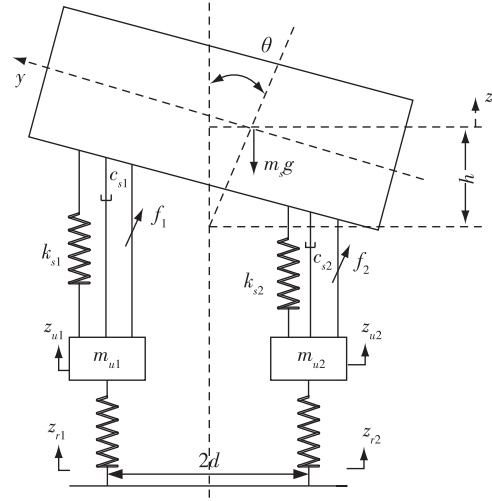


图2 车辆垂向和侧倾运动模型

Fig. 2 Vehicle model of vertical and roll motions

图中: k_{s1}, k_{s2} 分别为左、右悬架弹簧刚度; c_{s1}, c_{s2} 分别为左、右悬架阻尼系数; f_1, f_2 分别为左、右悬架可控阻尼力; m_{u1}, m_{u2} 分别为左、右悬架簧下质量; z_{u1}, z_{u2} 分别为左、右悬架簧下垂向位移; z_{r1}, z_{r2} 分别为左、右车轮受到的地面垂直激励; z 为簧上质量的垂向位移.

车辆侧倾运动动力学方程如式(3)所示:

$$I_x \ddot{\theta} = (F_{s1} - F_{s2})d + m_s(\ddot{y} + \dot{\psi}v)h + m_s g h \theta \sin \theta + M_r, \quad (3)$$

簧载质量垂向动力学方程如式(4)所示:

$$m_s \ddot{z} = F_{s1} + F_{s2} + f_1 + f_2. \quad (4)$$

非簧载质量垂向动力学方程如式(5)所示:

$$\begin{cases} m_{u1} \ddot{z}_{u1} = -F_{s1} - k_{t1}(z_{u1} - z_{r1}) - f_1, \\ m_{u2} \ddot{z}_{u2} = -F_{s2} - k_{t2}(z_{u2} - z_{r2}) - f_2, \end{cases} \quad (5)$$

其中,

$$\begin{cases} F_{s1} = -k_{s1}(z_{s1} - z_{u1}) - c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1}), \\ F_{s2} = -k_{s2}(z_{s2} - z_{u2}) - c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{u2}), \\ z_{s1} = z + \theta d, \\ z_{s2} = z - \theta d, \\ f_1 + f_2 = 0, \\ M_r = f_1 d - f_2 d = 2f_1 d, \end{cases}$$

式中: I_x 为簧上质量绕 x 轴的侧倾转动惯量; d 为车

辆轮距长度的一半; M_l 为主动悬架控制力矩; k_{r1}, k_{r2} 分别为左、右车轮垂向刚度.

2 主动侧倾控制器设计

2.1 期望侧倾角

主动侧倾即希望车辆在转弯时车身主动向弯道内侧倾斜,使车辆受重力产生的力矩与受离心力产生的力矩相抵消,从而保证车辆转弯行驶的稳定性,使乘员感知侧向加速度接近于零.

由重力产生的力矩如式(6)所示:

$$M_c = m_s g h \sin \theta. \quad (6)$$

由离心力产生的力矩如式(7)所示:

$$M_f = m_s (\dot{y} + v\dot{\psi}) h \cos \theta. \quad (7)$$

当 $M_c = M_f$ 且车辆稳态行驶时, y 轴上的加速度为零,此时为车辆转弯时的理想状态,由此可得车辆主动侧倾期望侧倾角^[15]:

$$\theta_{des} = \arctan(v\dot{\psi}/g). \quad (8)$$

作为评价主动侧倾控制效果的重要评价指标,乘员感知侧向加速度由 3 部分组成,即重力加速度、车身侧倾加速度和侧向加速度^[16],如式(9)所示:

$$a_{per} = \dot{y} \cos \theta + h\ddot{\theta} - g \sin \theta. \quad (9)$$

横向载荷转移率 LTR (Lateral Load Transfer Ratio) 常用来评价车辆转向时的抗侧翻能力^[17],其表达如式(10)所示:

$$r_{LTR} = \frac{m_s \dot{y} h + I_x \ddot{\theta} - m_s g h \theta}{m_s g d}. \quad (10)$$

2.2 控制器设计

基于 PID 设计车辆的主动侧倾控制器,其主要控制思想为:在车辆进行转向时,由陀螺仪检测车身侧倾角,并将其与期望侧倾角比较,得到误差并反馈给 PID 控制器;控制器接收到误差信息后计算达到期望侧倾角所需要的主动侧倾控制力矩;控制力矩通过悬架作用传递给车身,车辆簧上和簧下部分分别受到悬架力矩的作用,使车辆达到转向离心力产生的力矩与侧倾力矩相等的理想状态,从而提高车辆转弯时的侧倾稳定性.

控制器的性能通常由系统的响应时间、稳态误差以及峰值响应等指标进行评价.PID 控制器的参数调节包括调节比例系数 K_p 、积分系数 K_i 和微分系数 K_d .在调参过程中,往往是先确定 K_p 系数,以加快系统的响应时间,最快程度上消除系统误差;接着引用 K_i 参数消除稳态误差以使得被控对象的数值达到给定值并减小系统的振荡;最后加入适量大小的 K_d 参

数,减小系统的超调和振荡,改善系统的稳定性.图 3 为主动侧倾控制系统框图.设定车辆动力学系统输入为车速 v 和前轮转角 δ ,输出为实际侧倾角 θ ;两自由度转向模型输出的横摆角速度和 y 轴上的位移作为四自由度侧倾模型的输入;由四自由度侧倾模型算出实际侧倾角 θ ,实际侧倾角 θ 与期望侧倾角 θ_{des} 的差值反馈给 PID 控制器;控制器输出控制力矩 M_l 到四自由度侧倾模型,控制力矩 M_l 的计算式如式(11)所示.

$$M_l = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt}, \quad (11)$$

式中, $e(t)$ 为实际侧倾角与期望侧倾角的差值.

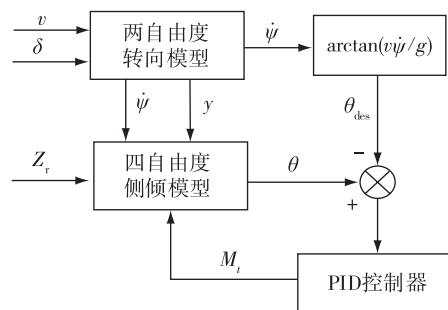


图 3 主动侧倾控制系统框图

Fig. 3 Block diagram of active roll control system

3 仿真结果及分析

为验证所提出的控制策略与设计的控制器的有效性,在 MATLAB/Simulink 环境下,以地面激励模拟车辆行驶中的地面干扰,对车辆的转向侧倾稳定性进行仿真研究.

3.1 正弦路面激励下恒定车速变转角工况

本节研究正弦路面激励下恒定车速和变前轮转角输入工况下车辆的转向稳定性问题.假设车辆以 10 m/s 的车速在幅值为 0.04 m、频率为 0.056 m⁻¹ 的正弦路面激励下行驶,前轮转角从 $\pi/30$ 逐渐增加至 $\pi/15$.图 4a 和 4b 分别为在此工况下,无侧倾控制和有侧倾控制车辆侧倾角的变化,图 4b 还给出了期望侧倾角.可见,无侧倾控制时车辆的侧倾角在车辆行驶过程中有较大幅度的波动,且侧倾角的稳定值远大于有侧倾控制时的侧倾角.在主动侧倾控制下,车身侧倾角很小,并且能在短时间内进入稳定状态,始终围绕期望侧倾角作小幅波动.

前已述及,乘员感知侧向加速度表示乘员在车辆转向时的感知能力,也是反映车辆行驶侧向稳定

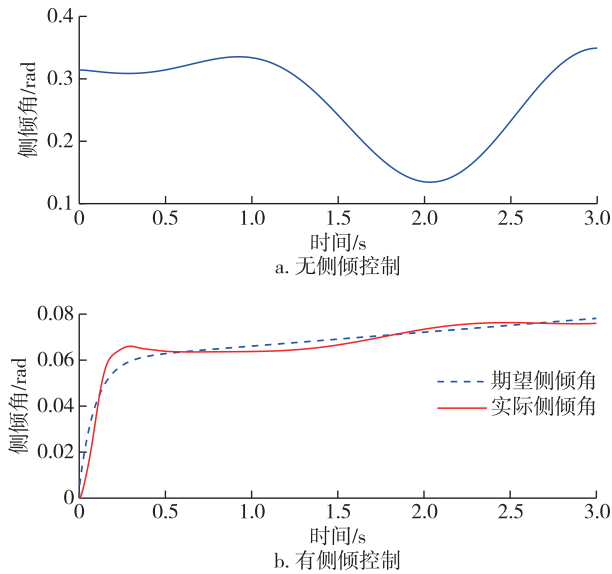


图4 汽车车身侧倾角

Fig. 4 Roll angles of vehicle body

性的一个重要指标.乘员感知侧向加速度越接近于零,车辆的转向行驶侧向稳定性就越好.图5为乘员感知侧向加速度响应曲线.由图5可以看出,无侧倾控制车辆的乘员感知侧向加速度在转向开始时达到较大值,然后起伏变化,但无法在短时间内稳定到零值;对于有侧倾控制的车辆,乘员感知侧向加速度在小幅波动后,车身姿态得到迅速调节,0.45 s后主动侧倾控制力矩与离心力产生的力矩几乎相互抵消,使得乘客感知侧向加速度接近于零.

横向载荷转移率也是评价车辆转向性能的重要指标,其大小越接近于0,车辆的转向稳定性越好,抗侧翻能力越强.图6为无侧倾控制和侧倾控制下车辆横向载荷转移率LTR的变化情况.由图6可见,两条LTR曲线在经过初始的波动后,无侧倾控制车辆的LTR值始终在大幅度波动,而主动侧倾控制车辆的LTR值在短时间内迅速减小,0.5 s后趋于稳定并维持在零值附近不变,即主动侧倾控制显著降低了车辆的横向载荷转移,大大减小了车辆的侧翻风险.

悬架动挠度是汽车行驶平顺性的重要评价指标.图7所示为有侧倾控制和无侧倾控制下左、右后悬架动挠度的响应曲线.由图7可以看出,当车辆以变化的前轮转角转向行驶时,相比于无侧倾控制车辆,有侧倾控制车辆后悬架的动挠度峰值也得到了有效控制.这说明在转向工况下,主动侧倾控制可以明显改善车辆的行驶平顺性.

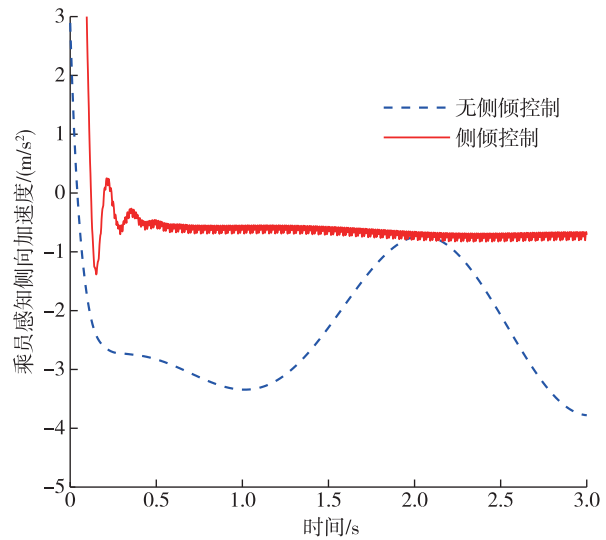


图5 乘员感知侧向加速度

Fig. 5 Lateral acceleration perceived by occupants

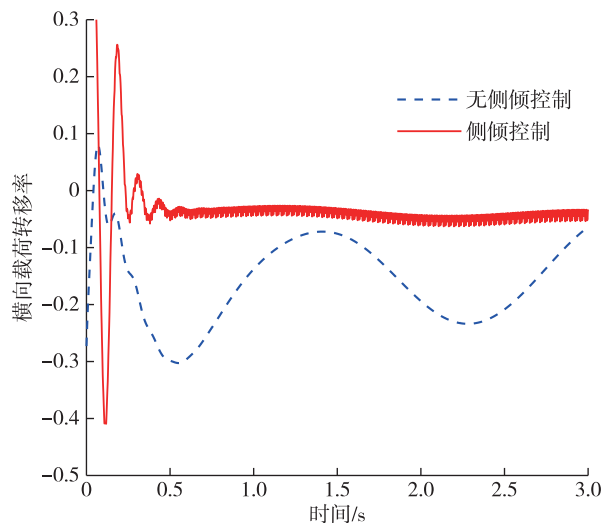


图6 横向载荷转移率

Fig. 6 Lateral load transfer ratio

3.2 复合路面激励下变车速变转角工况

本节研究复合路面激励下变车速和变前轮转角输入工况下车辆的转向稳定性问题.复合路面由C级路面和前述正弦路面叠加而成.假设车辆以幅值为 $\pi/30$ 的正弦转角在复合路面上行驶,且行驶速度在6 s内从10 m/s加速到13 m/s.图8a和8b分别为在此工况下,无侧倾控制和有侧倾控制车辆侧倾角的变化,图8b也给出了期望侧倾角.由图8可见:在车辆前轮转角和速度都发生变化时,无侧倾控制车辆的车身侧倾角与期望值相差较大且一直处于振荡中,这说明无侧倾控制车辆在复合路面激励下变道变速行驶时车辆的行驶稳定性较差;而在侧倾控制

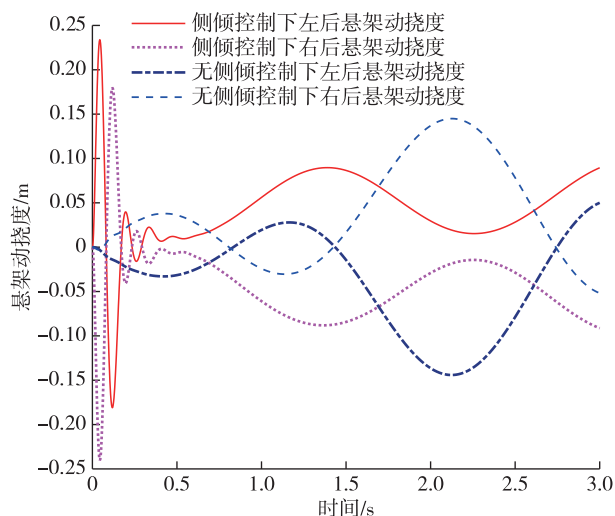
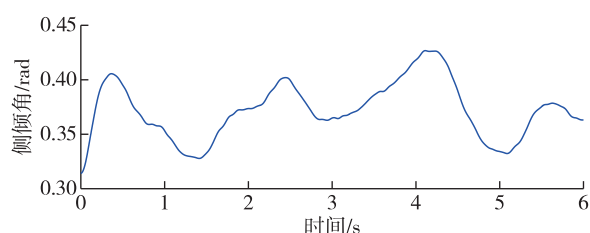
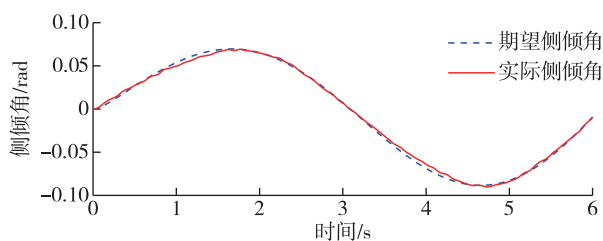


图7 左、右后悬架动挠度

Fig. 7 Dynamic deflection of left and right rear suspensions



a. 无侧倾控制



b. 有侧倾控制

图8 汽车车身侧倾角

Fig. 8 Roll angles of vehicle body

下,实际车身侧倾角能很好地逼近期望值,并在零值附近小幅波动,这说明即便是在复杂行驶工况下,主动侧倾控制车辆依然具有良好的行驶稳定性。

图9和图10分别为有、无主动侧倾控制下的乘员感知侧向加速度与车身横向载荷转移率。可以看出:当车辆行驶在复合路面上时,这两项指标都会因为地面干扰发生振荡变化,都在一定范围内波动,但无侧倾控制车辆的乘员感知侧向加速度和横向载荷转移率的波动范围更大,且所围绕波动的稳定值也较大;主动侧倾控制下的乘员感知侧向加速度和横向载荷转移率基本在零值上下波动。图11为复合路面激励下有侧倾控制和无侧倾控制时左后悬架动挠

度响应曲线。由图11可以看出:车辆在复合路面激励下变速转向行驶时,无侧倾控制车辆的左后悬架动挠度一直在较大幅度范围内波动;而有侧倾控制车辆的左后悬架动挠度的幅值明显低于无侧倾控制车辆,且在4s后,基本维持在一个小范围内波动。显然,主动侧倾车辆在复合路面激励下变速转向行驶时的悬架动挠度更小。

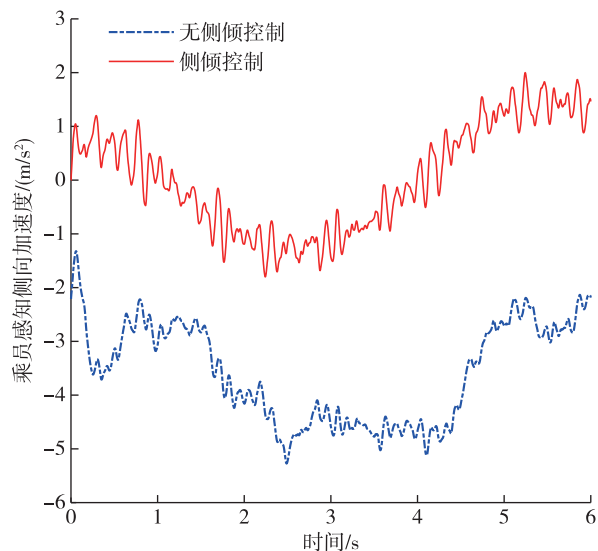


图9 乘员感知侧向加速度

Fig. 9 Lateral acceleration perceived by occupants

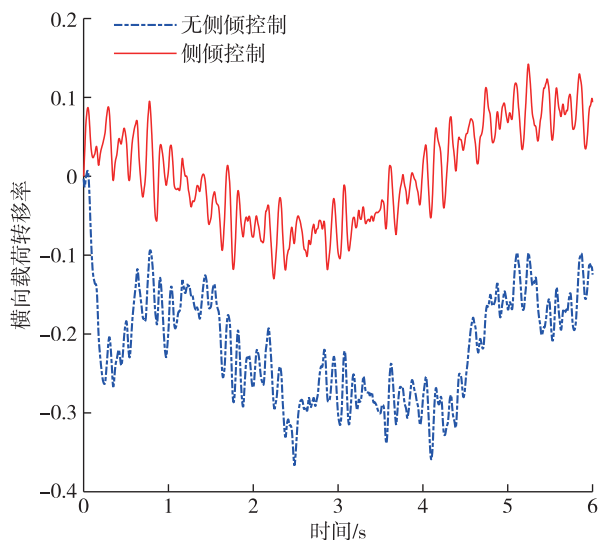


图10 横向载荷转移率

Fig. 10 Lateral load transfer ratio

3.3 主动悬架功耗

评价主动侧倾车辆的经济性需要对主动悬架的功耗进行计算。假设车辆以固定速度和固定前轮转角在路面上转向行驶,忽略路面垂直激励的影响,对

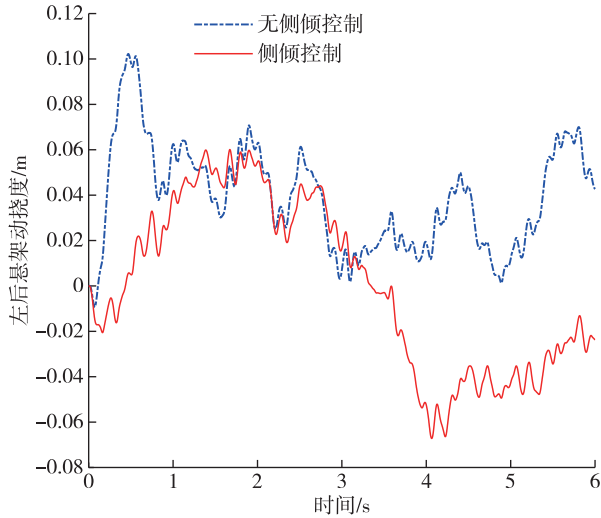


图 11 左后悬架动挠度

Fig. 11 Dynamic deflection of left rear suspension

主动侧倾控制系统进行仿真,考察主动侧倾车辆悬架的功耗.图 12 为计算得到的主动悬架输出的控制力矩变化曲线.由图 12 可知,每一侧悬架控制力矩约为 $1\ 700\ \text{N}\cdot\text{m}$.由于悬架控制力矩是随时间变化的,所以可用积分法求主动悬架的功耗,如式(12)所示:

$$\int f \cdot (z_1 - z_2) dx = \int P dt, \quad (12)$$

式中: z_1, z_2 分别表示簧上、簧下质量的位移量; f 表示悬架控制力.

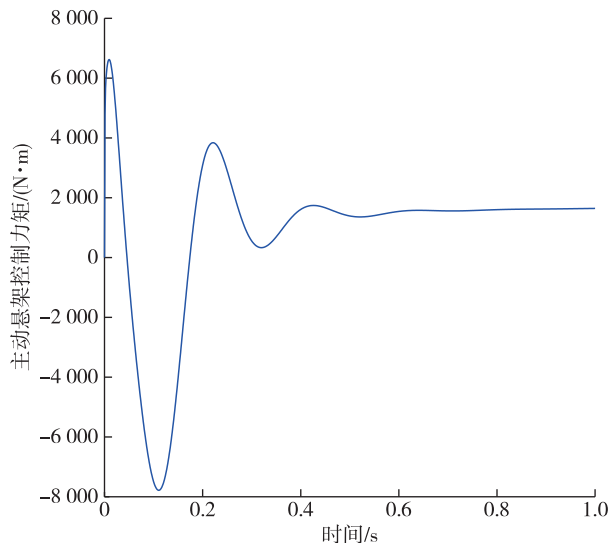


图 12 主动悬架控制力矩

Fig. 12 Active suspension control torque

图 13 为左侧悬架的功耗,右侧悬架功耗与左侧悬架相当.由图 13 可知,左侧悬架的功耗在 0.1 s 内

迅速增大,经过小幅波动后达到稳定值,大小约为 300 kJ.显然,对于主动控制而言,此值是比较理想可行的,这表明主动侧倾在满足车辆稳定行驶的同时,能保证车辆良好的经济性能.如果需要减少功耗则需要减小悬架单位位移下的控制力大小,即在评价指标允许的合理范围内改变期望侧倾角,以使悬架单位位移下的控制力减小.

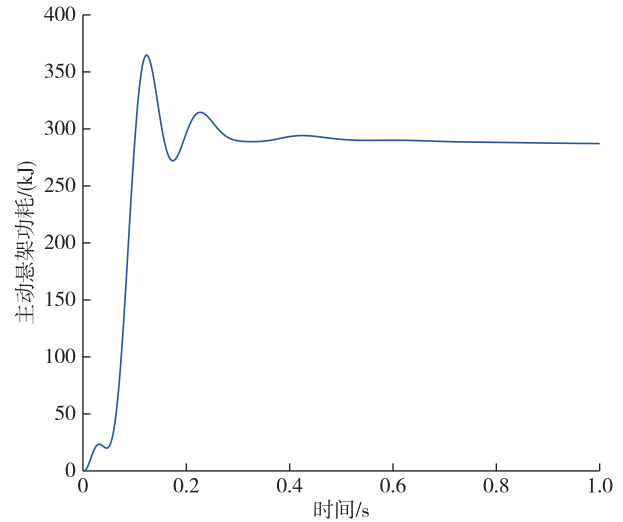


图 13 左侧悬架功耗

Fig. 13 Power consumption of left suspension

4 结语

基于某两轴车辆开展了车身主动侧倾控制研究,比较分析了有/无侧倾控制下车身侧倾角、乘员感知侧向加速度、横向载荷转移率、悬架动挠度的变化情况,并对主动侧倾控制下悬架功耗进行了计算,主要研究结论如下:

1) 在正弦路面激励、恒定车速、变前轮转角输入工况下,主动侧倾控制的车身侧倾角很小并且能在短时间内进入稳定状态,乘员感知侧向加速度和横向载荷转移率在小幅波动后都能迅速接近于零,悬架的动挠度峰值也能得到有效控制.

2) 在复合路面激励、变车速、变前轮转角输入工况下,主动侧倾控制的车身侧倾角、乘员感知侧向加速度和横向载荷转移率基本都在零值附近上下波动,悬架动挠度幅值明显低于无侧倾控制车辆.这表明,即便是在复杂行驶工况下,主动侧倾控制车辆依然具有良好的行驶稳定性和平顺性.

3) 主动侧倾控制车辆的悬架功耗较小,文中所研究车辆的悬架功耗约为 300 kJ,表明主动侧倾在满足车辆稳定行驶的同时,能保证车辆良好的经济性能.

参考文献

References

- [1] 付翔,杨凤举,黄斌,等.主动后轮转向四轮独立驱动车辆的协调控制[J].江苏大学学报(自然科学版),2021,42(5):497-505
FU Xiang, YANG Fengju, HUANG Bin, et al. Coordinated control of active rear wheel steering and four wheel independent driving vehicle[J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2021, 42(5): 497-505
- [2] 胡文,吴洋,陈盛钊,等.面向性能需求的动态调节消扭悬架参数匹配与动力学研究[J].振动与冲击,2018,37(24):172-180,200
HU Wen, WU Yang, CHEN Shengzhao, et al. Parameter matching and kinetic studies of dynamic torsion-elimination suspension based on performance requirements[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(24): 172-180, 200
- [3] Sun W, Li Y N, Huang J Y, et al. Efficiency improvement of vehicle active suspension based on multi-objective integrated optimization [J]. Journal of Vibration and Control, 2017, 23(4) : 539-554
- [4] 汪晓,于曰伟,周长城,等.渐变刚度板簧式轻卡悬架阻尼参数仿真设计[J].计算机仿真,2020,37(4):107-112,214
WANG Xiao, YU Yuewei, ZHOU Changcheng, et al. Simulation design of damping parameters of light truck suspension system with gradual rigidity leaf spring[J]. Computer Simulation, 2020, 37(4) : 107-112, 214
- [5] 邱香,吴新宇,陈正科,等.考虑状态获取的主动前轮转向与主动横向稳定杆多目标集成控制[J].机械科学与技术,2022,41(3):386-393
QIU Xiang, WU Xinyu, CHEN Zhengke, et al. Multi-objective integrated control of active front steering and active anti-roll bar considering state acquisition[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2022, 41(3) : 386-393
- [6] Mashadi B, Mostaghimi H. Vehicle lift-off modelling and a new rollover detection criterion [J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(5) : 704-724
- [7] 周辰雨,周猛,余强,等.基于 T-S 模糊方法的车辆主动悬架多目标控制研究[J].公路交通科技,2021,38(10):144-152
ZHOU Chenyu, ZHOU Meng, YU Qiang, et al. Study on multi-objective control of vehicle active suspension based on T-S fuzzy method [J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2021, 38 (10) : 144-152
- [8] Youn I, Im J, Tomizuka M. Level and attitude control of the active suspension system with integral and derivative action [J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44 (9) : 659-674
- [9] Piyabongkarn D, Keviczky T, Rajamani R. Active direct tilt control for stability enhancement of a narrow commuter vehicle [J]. International Journal of Automotive Technology, 2004, 5(2) : 77-89
- [10] Phanomchoeng G, Rajamani R. New rollover index for the detection of tripped and untripped rollovers [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2013, 60 (10) : 4726-4736
- [11] Jeon C, Na H, You S H. Development of vehicle roll model for active suspension control system [J]. Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers, 2020, 28(2) : 109-115
- [12] 刘平义,柯呈鹏,高偲霖,等.主动侧倾车辆设计与试验[J].汽车工程,2020,42(11):1552-1557,1584
LIU Pingyi, KE Chengpeng, GAO Ruolin, et al. Design and test of active roll vehicle [J]. Automotive Engineering, 2020, 42(11) : 1552-1557, 1584
- [13] 凌俊威.基于一种慢主动悬架的车身主动侧倾控制系统仿真研究[D].北京:北京理工大学,2016
LING Junwei. Research and simulation on the active roll control system based on a slow-active suspension [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016
- [14] 张曦月.基于稳定边界辨识的极限工况下车辆稳定性控制[D].长春:吉林大学,2022
ZHANG Xiyue. Vehicle stability control based on identification of stability boundary under extreme conditions [D]. Changchun: Jilin University, 2022
- [15] 姚嘉凌,王蒙,李智宏,等.基于主动悬架的车辆主动侧倾控制研究[J].机械强度,2018,40(3):534-539
YAO Jialing, WANG Meng, LI Zhihong, et al. Research on automobile active roll control based on active suspension [J]. Journal of Mechanical Strength, 2018, 40 (3) : 534-539
- [16] Yim S, Kim N, Hwang S W, et al. Preview controller design for active roll control with V2V communication and continuous damping control [J]. Journal of Institute of Control, Robotics and Systems, 2017, 23(12) : 1020-1026
- [17] Jin Z L, Zhang L, Zhang J L, et al. Stability and optimized H-control of tripped and untripped vehicle rollover [J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54(10) : 1405-1427

Improve vehicle steering stability via active roll control

LIU Xiaowen¹ XU Xiaomei¹ TAI Yongpeng¹

¹ College of Automobile and Traffic Engineering, Nanjing Forestry University, Nanjing 210037, China

Abstract The tilting of vehicle towards the outside of the curve caused by high-speed turning will lead to a rollover accident in severe cases. To address this problem, the Active Roll Control (ARC) of the vehicle body was stud-

ied to improve the vehicle steering stability. A vehicle dynamic model with six Degrees of Freedom (DOFs) was established considering both yaw and roll motions. Then, the desired vehicle roll angle was determined, and an active roll controller was designed to make the actual roll angle approach the desired roll angle. Finally, simulations were carried out to obtain vehicle body roll angles, acceleration perceived by occupants and the lateral load transfer rates, and investigate the power consumption of active suspension for roll control as well as the dynamic deflection of the suspension due to the active roll under different driving conditions. The results show that the ARC can make the actual roll angle rapidly approach the desired roll angle, and still ensure driving stability under complex driving conditions; the ARC reduces the peak value of the suspension dynamic deflection, and decreases the lateral acceleration perceived by occupants and the lateral load transfer to zero; the low power consumption of the active suspension for roll control ensures the vehicle's economic performance.

Key words stability control; active roll control (ARC); active suspension; PID control; MATLAB/Simulink