

汽车底盘关键子系统侧翻控制权重研究^①

卢少波^{②*} 尚 凯* 李以农* 郑 玲* Choi Seungbok**

(* 重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆 400044)

(** 韩国 INHA 大学机械工程系智能结构与系统实验室 仁川 402751)

摘 要 针对汽车底盘关键子系统对侧翻运动影响能力及有效作用区域的差异,综合考虑了车辆运动耦合及轮胎力耦合因素,建立了包含悬架、制动和转向系统的 11 自由度整车侧翻动力学模型。以主动前轮转向、独立制动及主动悬架等底盘典型控制系统为对象,以系统的控制输入为分析变量,选取各系统对车体产生的侧倾修正力矩为权重评价依据,定量地研究了其对侧翻控制的功能权重及有效作用范围。结果表明,这三个控制子系统都可以在不同程度上有效地控制侧翻运动。分析明确了各系统工作的有效工作区域和控制权重,为车辆侧翻控制策略的制定提供了依据。

关键词 侧翻动力学模型, 控制权重, 转向, 制动, 悬架

0 引 言

车辆侧翻是一种危险程度仅次于车辆碰撞的严重交通事故。美国国家道路交通安全局(NHTSA)的统计数据显示,尽管车辆侧翻只占交通事故的 8%,但侧翻事故造成的乘员严重受伤和死亡的概率却高达 21% 和 31%^[1]。近年来,国内外学者为提高车辆抗侧翻能力,对车辆侧翻及其控制问题进行了大量研究。如金智林、翁建生^[2]等在简化的 3 自由度线性模型基础上,推导了车辆侧翻控制条件并分析了质心高度、轮距等结构参数对车的稳定性的影响,研究了基于制动系统的侧翻控制效果;宋小文^[3]等建立了包含悬架及轮胎变形的单轴 3 自由度侧翻模型,定性分析了悬架刚度和阻尼对侧翻的影响并讨论了其调整策略;Seibum^[4],余强等^[5]也在单轴模型的基础上,分别对基于制动的侧倾指数能量法和基于半被动悬架系统的阻尼系数对侧翻的影响进行了研究。这些研究所采用的模型相对比较简单,但不影响侧翻响应定性分析的结果。也有采用复杂模型的,如徐海延^[6]等建立了 8 自由度侧翻模型,考虑了纵横平面的平动和横摆运动,侧倾运动及四个车轮的转动,并研究了基于转向和制动的防侧翻控制策略;Shim,李志刚^[7,8]等分别建立了 14 自

由度整车动力学模型和某重型车的多体动力学模型,分析了侧倾中心、重心高度、车速及前轮定位角对侧倾的影响,研究了车辆的极限侧翻动力学特性;Yim, Odenthal 等^[9,10]分别采用悬架与制动及转向与制动联合控制的方式对车辆侧翻预警及其控制进行了研究。综合来看,尽管众多学者采用不同的模型,广泛分析了车辆结构和动力学参数对侧翻运动的影响及各类底盘控制系统单独或联合作用对防侧翻的控制效果,也取得了许多重要的成果,但较少有学者针对这些关键的可控子系统对侧翻运动的影响和控制能力及有效作用范围进行研究,且在侧翻模型中对车辆动力学耦合及轮胎力耦合因素考虑较少。

实际上,各控制子系统如制动、悬架及转向等都有一定局限性,其影响侧翻运动的能力及控制作用的有效区域也有差异,且由于悬架及轮胎的柔性变形作用,其纵向、横向、垂向及各绕轴的旋转运动都是相互耦合的。为了更好地表达车辆的侧翻运动并制定有效的抗侧翻控制策略,本文充分考虑了悬架的变形及轮胎力耦合作用,建立了包含纵横垂向运动耦合的整车侧翻动力学模型,以主动前轮转向、车轮独立制动及主动悬架等底盘典型控制系统为分析对象,定量地研究了其对侧翻控制的功能权重及作用范围,为今后控制策略的研究提供理论基础。

① 国家自然科学基金(51005256),中央高校基本科研业务费(CDJZR12280011)和重庆市自然科学基金(CSTC, 2010BB0042)资助项目。

② 男,1980 年生,博士,副教授;研究方向:车辆系统动力学及其控制;联系人,E-mail:lsb@cqu.edu.cn

(收稿日期:2011-01-10)

1 车辆侧翻动力学模型

1.1 整车侧翻模型

以主动前轮转向、车轮独立制动及主动悬架系统等底盘关键控制子系统作为车辆作动机构,综合考虑车辆各方向运动的动力学耦合因素,建立了如图 1 所示的包含车辆纵向、横向、垂向及绕车辆坐标系各轴旋转运动、车轮的转动和转向运动等 11 自由度的整车侧翻模型。建模时针对实际车辆系统的具体问题,作如下假设和简化:

(1) 将车身视为左右对称的刚性簧载质量,不考虑发动机及传动系统等对车体的影响;

(2) 由于轮胎刚度通常为悬架刚度的 10 倍左右^[11],故忽略轮胎刚度阻尼特性,其非线性特性由轮胎模型描述;

(3) 忽略空气动力学影响,不考虑转向系统动力学特性,假定前轮转角与方向盘转角为简单的传动比关系。

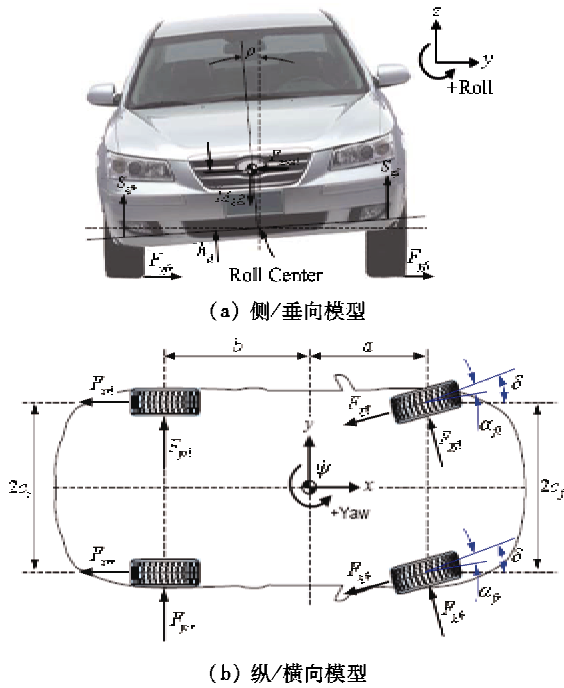


图 1 整车侧翻动力学模型

根据牛顿第二定律,推导出了车辆系统的动力学方程。在整车纵向刚体运动上,有

$$M_t(\ddot{x} - \dot{y}\dot{\psi} + \dot{z}\dot{\theta}) = -(F_{xfl} + F_{xfr})\cos\delta - (F_{yfl} + F_{yfr})\sin\delta - F_{xrl} - F_{xrr} \quad (1)$$

在整车横向刚体运动上,有

$$M_t(\ddot{y} - \dot{x}\dot{\psi}) = -(F_{xfl} + F_{xfr})\sin\delta + (F_{yfl} + F_{yfr})\cos\delta + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (2)$$

在簧载质量垂向运动上,有

$$M_b(\ddot{z} + \dot{y}\dot{\rho} - \dot{x}\dot{\theta}) = S_{zfl} + S_{zfr} + S_{zrl} + S_{zrr} \quad (3)$$

其中:

$$\begin{aligned} S_{zfl} &= -k_{zfl}(z + c_{zfl}\rho - a\theta - q_{fl}) \\ &\quad - c_{zfl}(\dot{z} + c_{zfl}\dot{\rho} - a\dot{\theta} - \dot{q}_{fl}) + F_{cfl} \\ S_{zfr} &= -k_{zfr}(z - c_{zfr}\rho - a\theta - q_{fr}) \\ &\quad - c_{zfr}(\dot{z} - c_{zfr}\dot{\rho} - a\dot{\theta} - \dot{q}_{fr}) + F_{cfr} \\ S_{zrl} &= -k_{zrl}(z + c_{zrl}\rho + b\theta - q_{rl}) \\ &\quad - c_{zrl}(\dot{z} + c_{zrl}\dot{\rho} + b\dot{\theta} - \dot{q}_{rl}) + F_{crl} \\ S_{zrr} &= -k_{zrr}(z - c_{zrr}\rho + b\theta - q_{rr}) \\ &\quad - c_{zrr}(\dot{z} - c_{zrr}\dot{\rho} + b\dot{\theta} - \dot{q}_{rr}) + F_{crr} \end{aligned}$$

在簧载质量侧倾运动上,有

$$\begin{aligned} I_x\ddot{\rho} &= c_f(S_{zfl} - S_{zfr}) + c_r(S_{zrl} - S_{zrr}) \\ &\quad + h_{cf}[-(F_{xfl} + F_{xfr})\sin\delta \\ &\quad + (F_{yfl} + F_{yfr})\cos\delta] + h_{cr}(F_{yrl} + F_{yrr}) \\ &\quad + M_b g h_d \sin\rho + M_b \ddot{y}(h_{cg} - h_c) \end{aligned} \quad (4)$$

在簧载质量俯仰运动上,有

$$\begin{aligned} I_y\ddot{\theta} &= -a(S_{zfl} + S_{zfr}) + b(S_{zrl} + S_{zrr}) \\ &\quad + h_{cf}[-(F_{xfl} + F_{xfr})\cos\delta + (F_{yfl} + F_{yfr})\sin\delta \\ &\quad + F_{xrl} + F_{xrr}] + M_b g h_d \sin\theta + M_b \ddot{x}(h_{cg} - h_c) \end{aligned} \quad (5)$$

在整车横摆刚体运动上,有

$$\begin{aligned} I_z\ddot{\psi} &= a[-(F_{xfl} + F_{xfr})\sin\delta + (F_{yfl} + F_{yfr})\cos\delta] \\ &\quad - b(F_{xrl} + F_{xrr}) + c_f[(F_{xfl} - F_{xfr})\cos\delta \\ &\quad + (F_{yfl} - F_{yfr})\sin\delta] + c_r(F_{xrl} - F_{xrr}) \end{aligned} \quad (6)$$

在车轮旋转运动上,有

$$I_{xij}\dot{\omega}_{ij} = F_{xij}R - T_{bij} \quad (7)$$

$$\lambda_{ij} = \frac{V_x - \omega_{ij}R}{V_x} \quad (8)$$

上述各式中, M_t , M_b 分别为整车质量和簧载质量; I_x, I_y, I_z 分别为绕 X, Y 和 Z 轴的转动惯量; x, y, z 分别为车辆纵向、侧向及簧载质量的垂向位移; ρ, ψ, θ 分别为侧倾、横摆和俯仰角位移, δ 为前轮转角; F_{xij}, F_{yij} 及 S_{zij} 分别为各车轮纵、侧向轮胎力和悬架垂向力, k_{zij}, c_{zij} 分别为被动悬架的刚度和阻尼系数; T_{bij}, λ_{ij} 为车轮制动力矩和滑移率; F_{cij}, q_{ji} 分别为主动悬架控制力和各车轮处的路面激励, α_{ij} 为车轮侧偏角,其中下标 $i = f, r$ 分别代表前、后, $j = l,$

r 分别代表左、右; a, b 分别为质心距前后轴的距离。 c_f, c_r 分别为前后轴半轮距; h_{cf}, h_{cr}, h_c 分别为前后轴处及质心横截面处的侧倾中心高度; h_{cg}, h_p 分别为质心高度和俯仰中心高度。

1.2 轮胎模型

为更好地表达实际轮胎力间的非线性耦合特性,本文采用改进的魔术公式轮胎模型^[12, 13],它以一系列三角函数的组合来描述轮胎力与滑移率及侧偏角的关系,并引入相关参数来表达路面附着情况的差异。如式(9)所示,模型中轮胎纵、横向力被描述为车轮法向载荷、滑移率、轮胎侧偏角及路面附着系数的非线性函数。

$$\begin{cases} F_{xi}(F_{zi}, \lambda, \alpha, \mu) = \frac{\sigma_{xi}}{\sigma_i} F_{x0}(F_{zi}, \lambda, \mu) \\ F_{yi}(F_{zi}, \lambda, \alpha, \mu) = \frac{\sigma_{yi}}{\sigma_i} F_{y0}(F_{zi}, \alpha, \mu) \end{cases} \quad (9)$$

其中, $\sigma_i = \sqrt{\sigma_{xi}^2 + \sigma_{yi}^2}$, $\sigma_{xi} = \frac{\lambda}{1 + \lambda}$, $\sigma_{yi} = \frac{\tan \alpha}{1 + \lambda}$ 。

上述各式中, F_{x0}, F_{y0} 分别为轮胎在纯滑移和纯侧偏条件下的纵、横向力; σ_{xi}, σ_{yi} 和 σ_i 分别为纵、横向理论滑移率及综合理论滑移率; λ, α 分别为车轮实际滑移率和侧偏角; μ 为路面附着系数; F_{zi} 为轮胎法向载荷,由悬架动态载荷和车辆静态载荷组成;图2为附着系数 $\mu = 0.8$ 时,单位垂向载荷下的轮胎纵、横向力,显然在复合工况下均表现为车轮滑移率 λ 和侧偏角 α 的非线性函数。

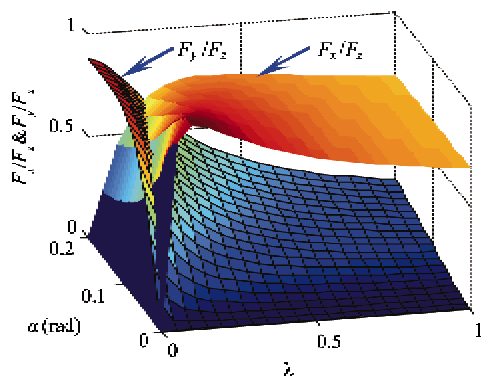


图2 非线性轮胎力特性

2 动态模型试验验证

为验证所建模型的正确性和有效性,对原型车进行了实车试验。分别采用阶跃转向和凸包路障激励,对侧向和垂向动力学响应进行仿真和试验对比

分析。采用 B&K 单向加速度传感器和 IMU300CC-100 型传感器各一只分别对质心处垂向加速度和车辆侧向加速度进行测量,传感器安装如图3所示,通过 CompactRIO™ & NI9205 进行数据采集。图4(a)和(b)分别为以 30km/h 通过高 70mm 的特定减速带时的垂向加速度和以 50km/h 的初速度、90° 的方向盘转角阶跃输入时的侧向加速度。由图可见,仿真模型较实车响应略快,更平滑,但二者整体趋势是一致的,吻合度非常好,表明该模型是正确有效的,可用于仿真分析及控制算法设计研究。

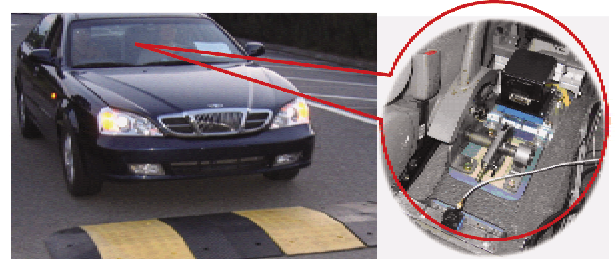
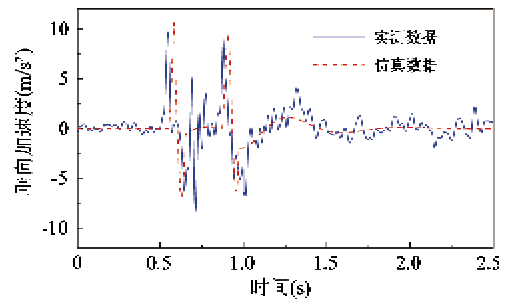
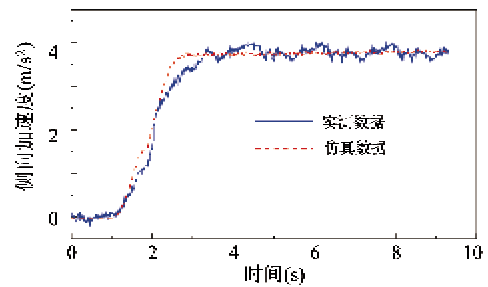


图3 试验车及传感器安装



(a) 垂向加速度



(b) 侧向加速度

图4 质心处动力学响应对比

3 子系统控制权重分析

为更有效地制定控制策略,充分发挥各控制子系统的优势,提高车辆抗侧翻性能,有必要对各可控子系统的功能范围和控制权重进行研究。在整车非线性侧翻动力学耦合模型的基础上,以悬架、制动和

转向系统的控制输入为分析变量,选取各子系统对车体产生的侧倾力矩作为权重评价依据,定量地分析各子系统对侧翻控制的有效区域及控制权重。为方便描述,对每一子系统均采用两个与其最相关的可控变量来表达其对该子系统产生侧倾力矩的影响,如主动前轮转向(active front steering, AFS),则以前轮转角 δ 和控制转角 $\Delta\delta$ 为变量。

3.1 转向系统控制权重

由整车侧翻动力学模型可知,由某一方向盘转角输入所产生的侧倾力矩如式

$$\begin{aligned} M_{r0} = & c_f(S_{sf} - S_{sr}) + c_r(S_{sl} - S_{sr}) \\ & + h_{cf}[-(F_{yfl} + F_{yfr})\sin\delta \\ & + (F_{yfl} + F_{yfr})\cos\delta] + h_{cr}(F_{yrl} + F_{yrr}) \\ & + M_b g h_d \sin\rho + M_b \ddot{y}(h_{cg} - h_c) \quad (10) \end{aligned}$$

所示,在转向过程中令各子系统均为被动系统,即无控制输入,式中各轮胎纵、横向力可由轮胎模型得到,代入可得特定转角下的被动车辆系统产生的侧倾力矩值 M_{r0} ,然后,仅令主动前轮转向系统参与工作,因控制转角 $\Delta\delta$ 的改变,使车轮侧偏角变化而产生的轮胎力变化量由轮胎模型得到,则此时产生的侧倾力矩为

$$\begin{aligned} M_{r1} = & c_f(S_{sf} - S_{sr}) + c_r(S_{sl} - S_{sr}) \\ & + h_{cf}[-(F_{yfl} + F_{yfr})\sin(\delta + \Delta\delta) \\ & + (F_{yfl} + F_{yfr})\cos(\delta + \Delta\delta)] \\ & + h_{cr}(F_{yrl} + F_{yrr}) + M_b g h_d \sin\rho \\ & + M_b \ddot{y}(h_{cg} - h_c) \quad (11) \end{aligned}$$

且此时产生的侧倾力矩增量全部为主动前轮转向控制系统所产生,该增量可简单地表示为上述两式之差,即

$$\Delta M_r = M_{r1} - M_{r0} \quad (12)$$

该增量描述了主动前轮转向子系统在不同车轮转角的情况下所能提供的侧倾控制力矩,充分表达了该子系统的功能范围和控制权重。不失一般性,这里取前轮转角区域为 $\delta \in [0, 0.5]$ rad,覆盖车辆正常行驶的前轮转角范围,设前轮左转为正;前轮控制转角在 $\Delta\delta \in [-0.1, 0.1]$ rad 区间变化,以尽量不影响车辆行驶轨迹。在车速为 60km/h 时,得到的主动前轮转向子系统的修正侧倾力矩权重三维图如图 5 所示,其中, $+\Delta M_r$ 表示由车辆坐标 Y 轴向 Z 轴方向的侧倾修正力矩, $-\Delta M_r$ 则与其方向相反。可见,当车辆直线行驶时,前轮控制转角可产生约 $-1.2 \sim 1.2 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 的侧倾修正力矩;在前轮转角较小时,最大反向侧倾力矩可达约 $-1.6 \text{ kN} \cdot \text{m}$,且对反向侧翻的修正能力大于对正向侧翻的修正能力;

当前轮转角继续增大到约 0.2 rad 后,在规定的前轮控制转角范围内,由前轮控制转角所产生的侧倾修正力矩几乎为 0。因为,此时前轮已经达到饱和,相对较小的转向角和轮胎侧偏角的改变几乎对侧向力没有影响。

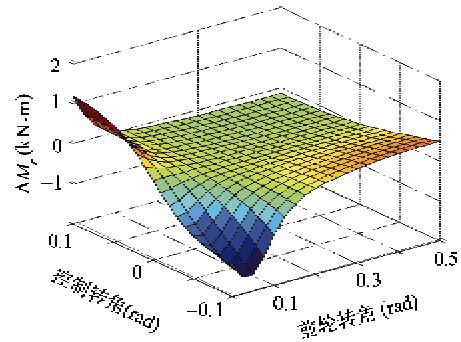


图 5 前轮转向修正侧倾力矩权重

综上所述,主动前轮转向系统在小前轮转角范围内(线性区域),可以有效地修正车辆侧倾运动,且对反向侧倾的修正能力大于对正向侧倾的修正能力;但当前轮转角很大且前轮控制转角远小于前轮转角范围时(非线性区域),主动前轮转向系统对侧倾控制几乎无效果。

3.2 制动系统控制权重

车轮制动时,轮胎纵、横向力的变化会改变车辆各方向的加速度,使得各车轮处的垂向载荷发生耦合转移,从而间接地产生侧倾力矩影响车辆侧倾运动。这里以四轮独立制动控制为对象,充分考虑悬架系统的柔性作用,更真实地模拟悬架垂向作用力变化对轮胎垂向力的影响,分别对各车轮制动的工况进行分析。制动时轮胎纵、横向力的变化均为前轮转角 δ 和车轮滑移率 $\lambda \in [0, 1]$,采用与主动前轮转向系统权重分析同样的方法分别对四个车轮单独制动进行分析,在同等车速下可得各车轮的侧翻控制权重如图 6 所示,其中图中(a)、(b)、(c)、(d)分别为对前内、前外和后内、后外侧车轮单独制动时,在不同的前轮转角下产生的侧倾修正力矩。

由图 6(a)可知,当前轮转角不大时,整个滑移率范围内均产生反向的侧倾修正力矩,在 0.1 rad 时最大可达约 $-0.38 \text{ kN} \cdot \text{m}$;随着前轮转角增大,在滑移率为 0.12 的峰值附着系数附近会率先出现正向侧倾修正力矩,在前轮转向范围最大可达约 $0.15 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 的正向侧倾修正力矩,这主要是由于此时制动使得侧向力的减小占主导地位。由图 6(b)

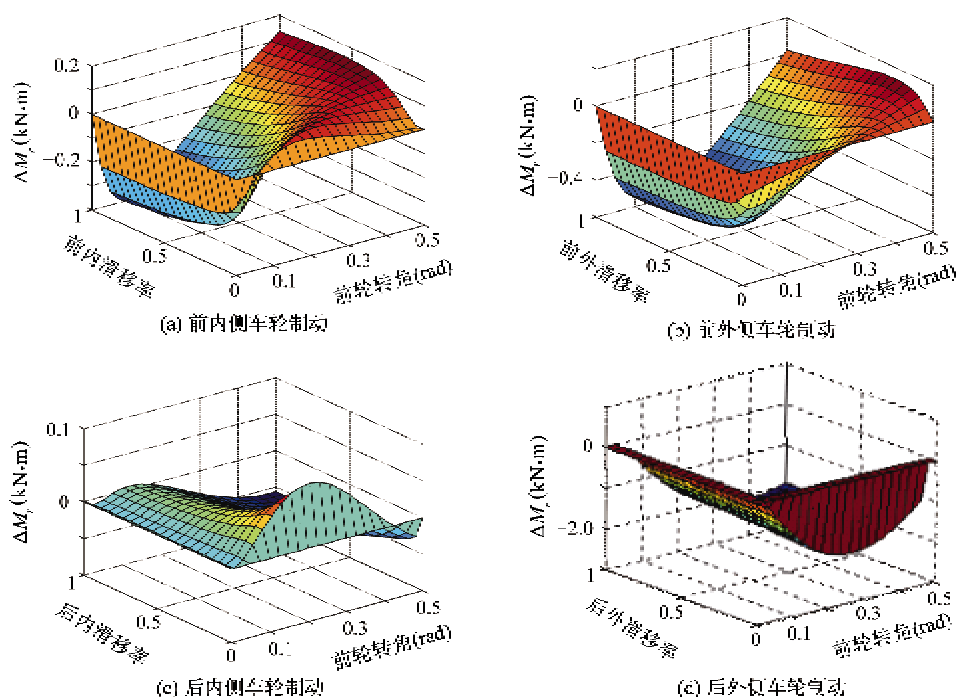


图6 制动修正侧倾力矩权重

可见,前外侧车轮制动对侧翻的控制能力较强,当前外轮抱死时($\lambda \approx 1$),也能产生约 $-0.58\text{kN} \cdot \text{m}$ 的反向侧倾修正力矩,且对该车轮制动控制产生的几乎都是反向侧倾力矩,仅在大转角下的滑移率峰值附近会出现较小的正向侧倾力矩。

由图6(c)可见,后内侧车轮制动对侧翻控制的能力较弱。在小前轮转角工况下,对该车轮制动只能产生微小的正向侧倾修正力矩,在滑移率峰值附近的最大值也不足 $0.08\text{kN} \cdot \text{m}$,前轮转角继续增大则出现反向侧倾力矩,但产生的最大值也仅为 $-0.05\text{kN} \cdot \text{m}$ 左右。这是由于在该转向制动工况下,因纵、横向轮胎力的变化,导致车辆侧倾和俯仰运动将后内侧车轮处垂向载荷向其它车轮转移了,故该车轮制动对侧翻控制的权重较小,相反前外侧车轮制动对侧翻的控制权重相对较大。图6(d)为对后外侧车轮制动的情况,显见对该车轮制动时产生的均为反向侧倾修正力矩,在大转角工况下效果显著,最大可达约 $-0.22\text{kN} \cdot \text{m}$ 。

综合来看,车轮独立制动系统在整个设定的非零前轮转角范围和滑移率区域对车辆侧翻控制都有效。其中,对前外侧车轮制动时的控制权重最大,对后外侧车轮制动的权重次之,且对前外和后外侧车轮制动产生的几乎均为反向侧倾修正力矩,即减小车辆侧翻趋势;但前外侧车轮制动主要对中小转角区域的侧翻修正效果显著,而后外侧车轮制动则对

大转角工况下的抗侧翻控制权重较大。总体而言,独立制动对侧翻的控制权重不如前轮转向,但其覆盖的区域较主动前轮转向系统广。

3.3 悬架系统控制权重

由于悬架系统直接垂向作用于车体,故可通过对悬架的控制来产生侧倾修正力矩,这里只对悬架系统的侧翻控制权重作定量分析,仅以主动悬架为例,不考虑其成本问题。选取悬架控制力 F_{qj} 和前轮转角为控制变量,同样采用前述方法,在 60km/h 的速度下,分别对各个悬架进行主动控制,取控制力的范围为 $F_{qj} \in [0, 2000]\text{N}$,将其产生的侧倾力矩与同等车速下无控制时的侧倾力矩作差,即得由悬架控制而产生的侧倾修正力矩如图7所示,图中(a)、(b)、(c)、(d)分别为对前内、前外和后内、后外侧悬架单独控制时,在不同前轮转角下产生的侧倾修正力矩。

由图7(a)可知,前内侧悬架控制对侧翻控制的权重较大,但主要为正向侧倾修正力矩。小前轮转角时,产生侧倾力矩与悬架控制力几乎呈线性递增的关系,且随着转角的增大产生的侧倾力矩先增大后减小,在最大控制力时可达最大值约为 $1.3\text{kN} \cdot \text{m}$;当前轮转角继续增加时,产生的侧倾修正力矩会逐渐减小,在大转角时,由于过度载荷转移及悬架的作用使轮胎垂向载荷改变,使得在总载荷不变的情况下总的侧向力变小致侧倾力矩反而减小,故在最大

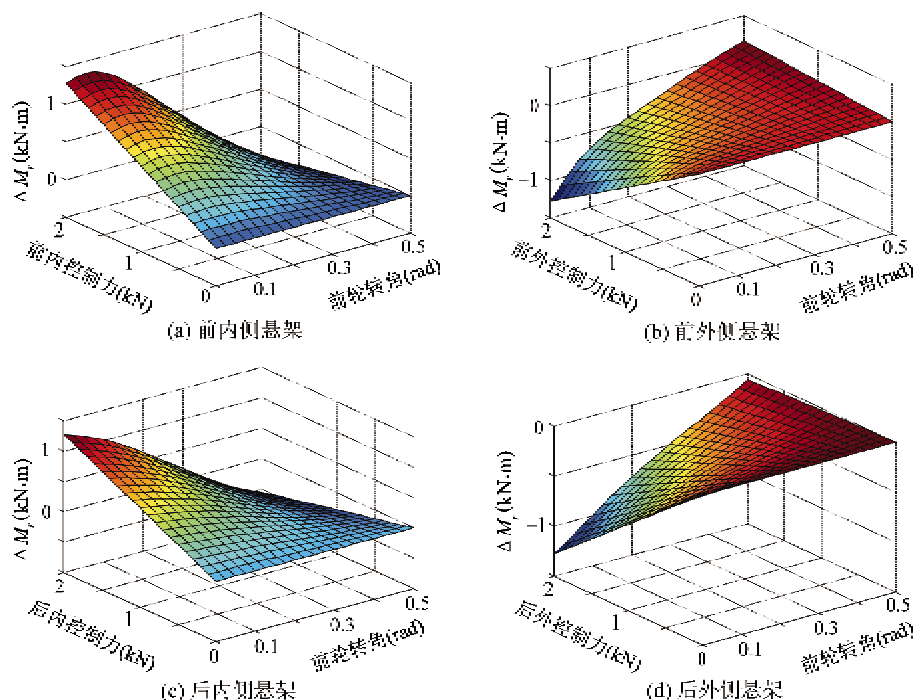


图 7 悬架修正侧倾力矩权重

前轮转角和悬架控制力的时候逐步出现最大约 $-0.04 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 的反向侧倾力矩。图 7(b) 所示为对前外侧悬架单独控制时产生侧倾修正力矩的权重, 可见, 对该悬架控制主要产生反向侧倾修正力矩, 其控制权重随悬架控制力的增加呈非线性增加, 但随着前轮转角的增加又非线性减小, 在最大悬架控制力和零转角工况下, 产生的最大反向侧倾力矩可达 $-1.3 \text{ kN} \cdot \text{m}$; 同样, 由于大转角时悬架的作用及载荷过度转移使总的侧向力减小, 故在前轮转角逐渐增大至约 0.35 rad 后, 会出现最大值约 $0.2 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 的正向侧倾修正力矩。

图 7(c) 所示为对后外侧悬架单独控制时产生侧倾修正力矩的情况, 可见, 其侧倾修正力矩的变化趋势与前内侧悬架相似, 主要产生正向的侧倾力矩, 但随前轮转角增加而非线性减小, 其权重也与前内侧悬架相当。在最大悬架控制力时, 无转向和最大设定转角下分别产生最大约 $1.3 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 的正向侧倾力矩和 $-0.5 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 的反向侧倾力矩, 且反向侧倾力矩约在转角大于 0.38 rad 后才出现。由图 7(d) 可见, 对后外侧悬架进行控制只产生反向的侧倾修正力矩, 且其修正力矩随两变量的变化趋势和权重都与前外侧悬架相似, 随悬架控制力的增加呈非线性增加, 随前轮转角的增加非线性减小。在零转角最大悬架控制力工况下, 可产生最大约 $-1.28 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 的反向侧倾修正力矩。

综合而言, 内侧前、后悬架控制对侧翻的修正区域和权重相似, 均以正向侧倾修正力矩为主, 仅在大转角工况下会出现较小的反向修正力矩, 且后内侧悬架反向修正权重略大于前内侧悬架控制; 外侧前、后悬架控制对侧翻修正的区域和权重相似, 都以反向侧倾修正力矩为主, 尤其是后外侧悬架控制仅产生单一反向修正力矩, 这对侧翻控制策略的制定提供了很好的指导依据。就控制权重而言, 前外侧悬架要略大于后外侧悬架。

4 结 论

建立了包含转向、制动和悬架系统的纵、横、垂向耦合整车非线性侧翻动力学模型, 并进行了实车验证; 分别以主动前轮转向、四轮独立制动和主动悬架等底盘关键控制系统为对象, 以各控制系统对侧翻控制的有效作用区域及控制权重为目标, 分别进行了定量的分析。结果表明, 三个控制子系统都可以在不同程度上有效地控制侧翻运动, 但各系统工作的有效区域和控制权重是有差别的。

相对而言, 主动前轮转向系统对侧翻控制的权重最大, 且对反向侧翻的修正能力大于对正向侧翻的修正能力, 但仅在小转角范围内有效; 主动悬架控制系统对侧翻控制的权重次之, 但其有效工作区域大, 对内侧悬架控制主要产生正向侧倾修正力矩, 仅

在大转角时出现较小的反向修正力矩,对外侧悬架控制则主要产生反向侧倾修正力矩,尤其是后外侧悬架只产生反向修正力矩;四轮独立制动系统对侧翻控制权重相对最小,但有效区域最大,几乎不受前轮转角范围的限制,且对内侧车轮进行制动时,随前轮转角的变化会出现正向和反向侧倾力矩的交变,但对外侧车轮尤其是后外侧车轮制动,几乎只产生反向侧倾修正力矩,为侧翻控制策略的制定提供了依据。

参考文献

- [1] National highway traffic safety administration. Initiative to address the mitigation of vehicle rollover. Docket No. NHTSA -2003-14622-1
- [2] 金智林, 翁建生, 胡海岩. 汽车侧翻及稳定性分析. 机械科学与技术, 2007, 26(3): 355-358
- [3] 宋小文, 李杰, 王耘等. 一种改进的汽车侧翻模型及其应用研究. 汽车工程, 2009, 31(10): 971-975
- [4] Seibum B C. Practical vehicle rollover avoidance control using energy method. *Vehicle System Dynamics*, 2008, 46(4): 323-337
- [5] 余强, 马建. 半主动悬架系统对汽车侧翻稳定性的改善. 长安大学学报, 2005, 25(4): 73-76
- [6] 徐延海. 基于主动转向技术的汽车防侧翻控制的研究. 汽车工程, 2005, 27(5): 518-521
- [7] Shim T, Ghike C. Understanding the limitations of different vehicle models for roll dynamics studies. *Vehicle System Dynamics*, 2007, 45(3): 191-216
- [8] 余志新, 宗长富, 何磊等. 基于 TTR 预警的重型车辆防侧翻控制算法. 吉林大学学报(工学版), 2009, 39(9): 251-254
- [9] Yim S, Park Y, Yi K. Design of active suspension and ESP for rollover prevention. *Int J Automot Technol*, 2010, 11(2): 147-153
- [10] Odenthal D, Bunte T, Ackermann J. Nonlinear steering and braking control for vehicle rollover avoidance. In: *Proceedings of the European Control Conference*, Karlsruhe, Germany, 1999. 1-6
- [11] Chou H, Dandrea-Novet B. Global vehicle control using differential braking torques and active suspension forces. *Vehicle System Dynamics*, 2005, 43(4): 261-284
- [12] Bakker E, Nyborg L, Pacejka H B. Tyre modeling for use in vehicle dynamics studies of automobiles. *SAE Technical Paper*, No. 870421
- [13] Van Jagt P, Parsons A W. Road surface correction of tire test data. *Vehicle System Dynamics*, 1996, 25(2): 147-165

Study on the rollover control weight of vehicle chassis key subsystems

Lu Shaobo*, Shang Kai*, Li Yinong*, Zheng Ling*, Choi Seungbok**

(*The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044)

(**Smart Structures and Systems Laboratory, Department of Mechanical Engineering,
Inha University, Incheon 402751, South Korea)

Abstract

Based on the comprehensive consideration of vehicle kinematic coupling and tire-force coupling, and the analyses of the differences of vehicle chassis key subsystems' influences on vehicle rollover motion and effective acting regions, an eleven-DOF vehicle-rollover dynamic model taking account of the systems of suspension, braking and steering was constructed. The function weight and effective working areas of the chassis subsystems such as active front steer, single wheel brake and active suspension were analyzed under the circumstances that the corrective roll moments generated by the subsystems were chosen as the bases for evaluation of the control weight, and the subsystems' control inputs as the analysis variables. The results show that all the three control subsystems can effectively control the rollover movement to a different extent, and the effective working areas and control weight of the subsystems are identified and they are the bases for making the rollover control strategy.

Key words: rollover dynamic model, control authority, steering, brake, suspension