

Evaluation on Coach Lateral Static Rollover Stability Based on Simulation

CAO Wei¹, WU Xinye^{2*}, HUANG Hongwu^{1,2}

¹Xiamen University of Technology, Xiamen, China, 361024

²Xiamen University, Xiamen, China, 361005

Email: wuxinye@xmu.edu.cn

Abstract: Lateral steady roll stability angle is a mandatory index on vehicle safety performance. Different vehicle models have different thresholds. Based on this, the calculation method of steady roll stability angle of coach is studied. The method takes into account the difference between the angle stiffness of the suspension, the vertical stiffness of the tire, the roll of the suspension and the front and rear wheelbase, which has high accuracy and practical significance. The results show that the multi-factor calculation model is consistent with the experimental results. This method can provide useful help for the initial design of coach anti-roll performance.

Keywords: effecting factor, rollover accident, stability angle, simulation, parameter setting

客车横向稳态侧倾稳定性的评价研究

曹卫¹, 吴新烨^{2*}, 黄红武^{1,2}

¹ 厦门理工学院, 厦门, 中国, 361024

² 厦门大学, 厦门, 中国, 361005

Email: wuxinye@xmu.edu.cn

摘 要: 横向稳态侧倾稳定角是一个强制检测的汽车安全性能指标。不同的车型有不同的该指标限值。基于此, 本文研究了客车静态侧翻稳定角的计算方法。该方法综合考虑了悬架组合角刚度、轮胎垂向刚度、悬架侧倾和前后轮距的不同, 从而具有较高的准确性和实际意义。研究结果表明综合考虑多因素的计算模型与实验结果较为吻合。该方法能为车辆防侧翻性能初始设计提供有益的帮助。

关键词: 影响因素, 侧翻事故, 稳定角, 模拟, 参数设置

1 引言

汽车的侧翻受是一个很复杂的动力学现象, 与很多因素有关, 比如车辆参数、路面状况、驾驶员特性等^[1]。而汽车的横向静态侧翻稳定性影响因素是直接和汽车设计有关的。^{[2][3]}“静态”类型的侧翻阈值通常可通过如静态稳定性因数、侧拉比例系数、侧倾试验台比例系数、最大侧倾稳定角等方法获得。^[4,5]然而上述各种方法只有在实车进行测试后, 才能发现稳定角是否超过限值。一旦超限, 就得进行较大的设计修改。只有等到再次试验测试之后, 才能证实是否合格, 这就大大拖延了产品开发进程。所以本文基于此, 研究一种比较准确的计算方法, 以期在设计阶段就能初步判断该车型侧翻角能否满足安全运营要求。

2 理论推导

2.1 假设与计算

综合考虑悬架组合角刚度和轮胎垂直刚度的客车侧倾稳定角计算模型, 如图 1 所示, 主要考虑如下因素^[6]:

- (1) 侧倾时, 簧载质量质心和非簧载质量质心偏移。
- (2) 轮距和侧倾中心在两质心所处的垂直平面内。
- (3) 作用在内、外侧车轮上的垂直反力 F_L 和 F_R 的作用点在垂直双轮胎的中点。

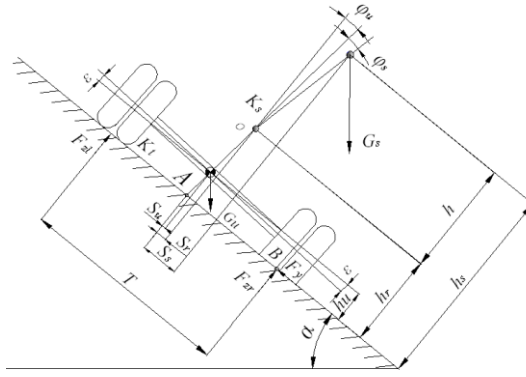


图1 汽车侧倾的简化模型

根据几何关系，可得：

$$\left. \begin{aligned} S_u &= h_u \cdot \tan(\varphi_u) \\ S_r &= h_r \cdot \tan(\varphi_u) \\ S_s &= h_r \cdot \tan(\varphi_u) + h \cdot \tan(\varphi_u + \varphi_s) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$G_s \cdot h \cdot \sin \alpha + G_s \cdot h \cdot \cos \alpha \cdot \tan(\varphi_u + \varphi_s) - K_s \cdot \varphi_s = 0 \quad (2)$$

又因为作用于左、右侧车轮上的地面垂直反作用力可由轮胎垂直刚度定义，且轮胎变形量与非簧载质量的侧倾角有关。则有：

$$\left. \begin{aligned} F_{ZL} &= K_t (\delta_0 - \delta) \\ F_{ZR} &= K_t (\delta_0 + \delta) \\ \delta &= \frac{1}{2} T \varphi_u \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

易知：

$$F_{ZL} + F_{ZR} = G_u + G_s \quad (4)$$

$$G_s \cdot \sin \alpha \cdot h_s + G_u \cdot \sin \alpha \cdot h_u = G_s \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{T}{2} - S_s + S_u \right) + G_u \cdot \cos \alpha \cdot \frac{T}{2} \quad (5)$$

由公式(1)~(5)，同时考虑 φ_u, φ_s 比较小，可得：

$$\varphi_s = \frac{G_s \cdot h \cdot \sin \alpha + G_s \cdot h \cdot \cos \alpha \cdot \varphi_u}{K_s - G_s \cdot \cos \alpha \cdot h} \quad (6)$$

$$\alpha = \arctan \frac{G_s \left[\frac{T}{2} - (h_s - h_u) \varphi_u - h \varphi_s \right] + G_u \frac{T}{2}}{h_s G_s + h_u G_u} \quad (7)$$

$$F_{ZL} = \frac{1}{2}(G_u + G_s) - \frac{1}{2}K_t T \varphi_u \quad (8)$$

2.2 参数确定

(1) h_u 的确定

当汽车处于水平位置时, 前轮轮胎变形 ε_1 可以表示为:

$$\varepsilon_1 = \frac{G_1}{2k_{t1}} \quad (9)$$

后轮轮胎变形 ε_2 可以表示为:

$$\varepsilon_2 = \frac{G_2}{2k_{t2}} \quad (10)$$

故可得轮胎在簧载质量质心垂直平面等效变形量 ε 为:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \frac{a_s}{L} \quad (11)$$

式中:

$$a_s = \frac{G_2 - G_{u2}}{G_a - G_u} L \quad (12)$$

当汽车处于静态最大侧倾角位置时, 高侧端轮胎不受力, 回弹 ε 。低侧端轮胎变形量的求解很复杂, 为了计算方便, 近似认为轮胎相对水平状态继续压缩 ε 。因此有:

$$h_u = R - \varepsilon \quad (13)$$

(2) 侧倾力臂

$$h = h_s - h_r \quad (14)$$

而

$$h_s = \frac{G_a \cdot h_g - G_u \cdot h_u}{G_a - G_u} \quad (15)$$

图 2 为汽车侧倾力臂示意图, 从图中可知:

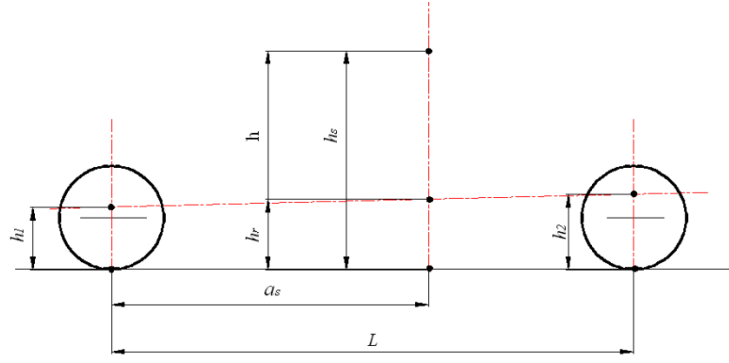


图 2 汽车侧倾力臂示意图

$$h_r = h_1 + \frac{(h_2 - h_1)a_s}{L} \quad (16)$$

$$a_s = \frac{G_2 - G_{u2}}{G_a - G_u} L \quad (17)$$

从而得：

$$h = h_s - h_1 - \frac{(G_2 - G_{u2})(h_2 - h_1)}{G_a - G_u} \quad (18)$$

(3) 轮距

图 3 为汽车轮距示意图。考虑前、后轮距的不同，采用下式计算，可得到等效轮距：

$$T = (T_1 G_1 + T_2 G_2) / G_a \quad (19)$$

$$G_1 = G_a - G_2 \quad (20)$$

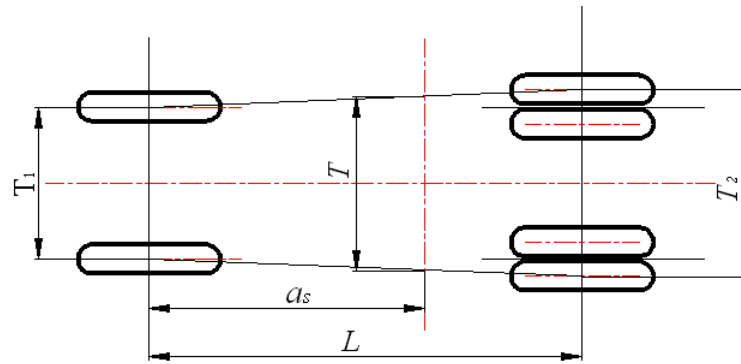


图 3 汽车轮距示意图

(4) 等效轮胎垂直刚度

$$K_t = K_{t1} + (K_{t2} - K_{t1}) \frac{a_s}{L} \quad (21)$$

2.3 最终计算模型

依据以上相关参数的推导，同时因为当车辆处在最大侧倾状态时， $F_{ZL} = 0$ 。所以可以得到计算最大静态侧翻稳定角的计算公式如下。

$$\varphi_s = \frac{G_s \left(\frac{(G_s + G_u)h_g - G_u h_u}{G_s} - h_1 - \frac{(G_2 - G_{u2})(h_2 - h_1)}{G_s} \right) \sin \alpha + G_s \left(\frac{(G_s + G_u)h_g - G_u h_u}{G_s} - h_1 - \frac{(G_2 - G_{u2})(h_2 - h_1)}{G_s} \right) \cos \alpha \varphi_u}{K_s - G_s \cos \alpha \left(\frac{(G_s + G_u)h_g - G_u h_u}{G_s} - h_1 - \frac{(G_2 - G_{u2})(h_2 - h_1)}{G_s} \right)} \quad (22)$$

$$\alpha = \arctan \frac{G_s \left[\frac{T}{2} - \left(\frac{(G_s + G_u)h_g - G_u h_u}{G_s} - \left(R - \left(\frac{G_1}{2k_{t1}} + \left(\frac{G_2}{2k_{t2}} - \frac{G_1}{2k_{t1}} \right) \frac{G_2 - G_{u2}}{G_s} L \right) \right) \right) \varphi_u - \left(\frac{(G_s + G_u)h_g - G_u h_u}{G_s} - h_1 - \frac{(G_2 - G_{u2})(h_2 - h_1)}{G_s} \right) \varphi_s \right] + G_u \frac{T}{2}}{\frac{(G_s + G_u)h_g - G_u h_u}{G_s} G_s + \left(R - \left(\frac{G_1}{2k_{t1}} + \left(\frac{G_2}{2k_{t2}} - \frac{G_1}{2k_{t1}} \right) \frac{G_2 - G_{u2}}{G_s} L \right) \right) G_u} \quad (23)$$

$$F_{ZL} = \frac{1}{2} (G_u + G_s) - \frac{1}{2} K_t T \varphi_u = 0 \quad (24)$$

因为其他参数在设计阶段均有估算值，在和样车进行参数测定后均有较准确的实测值，将他们带入方程利用计算机求解，可以得到比较准确的静态侧翻稳定角。此外，设定了满载的乘员或载荷后的总质量及其质心高度，就可算出满载时的 G_a 、 G_1 、 G_2 、 G_s 及 h_s 等参数，代入方程，又可以求得这种质心高度下的静态最大侧翻稳定角。

2.4 模型求解

将某大客车的相关设计参数^[1](见表 1)代入 (22) (23) (24) 式中，可得汽车整备状态时的最大侧倾稳定角，见表 2。

表 1 某大客车的相关参数表

G_g/N	G_u/N	G_2/N	G_{u2}/N	T_1/m	T_2/m	L/m
81348	20032	68240	13170	2.012	1.987	5.238

h_g/m	h_1/m	h_2/m	R/m	$K_{t1}/(N.m-1)$	$K_{t2}/(N.m-1)$	$K_s/(N.m.rad^{-1})$
1.083	0.568	0.781	0.506	832700	1563000	208279

表 2 模型计算值

侧翻模型	刚性模型	考虑悬架组合角刚度和轮胎垂直刚度的侧翻模型
整备质量状态	42.6281°	39.9695°

3 影响静态最大侧倾稳定角因素的敏感度分析

显然，汽车静态最大侧倾稳定角的主要影响因素有：簧载质量质心高度 h_g ，侧倾中心高度 h_r ，悬架的侧倾角刚度 K_s ，轮距 T 以及等效轮胎垂直刚度。

由图 4 可知， h_g 对 α 的影响非常显著，随着 h_g 增大， α 迅速减小。因此为了获得较大的静态最大侧倾稳定角，应该尽量减小质心高度。

由图 5 可知，增大 h_r 有利于增大 α 值。但随着 h_r 的增加，曲线逐渐趋于平缓。即 h_r 达到一定值后， α 对侧倾中心高度的变化不敏感。然而由于 h_r 受悬架结构的影响，所以调整 h_r ，需要综合考虑 h_g 对 α 的影响。

由图 6 可知, 增大 K_s 有利于增大 α , 但是 K_s 对 α 的影响较小。悬架组合角刚度取决于悬架刚度和横向稳定杆刚度, 悬架刚度主要考虑平顺性要求。因此为了获得较大的 α 值, 只能在一定范围适当增加横向稳定杆刚度值。

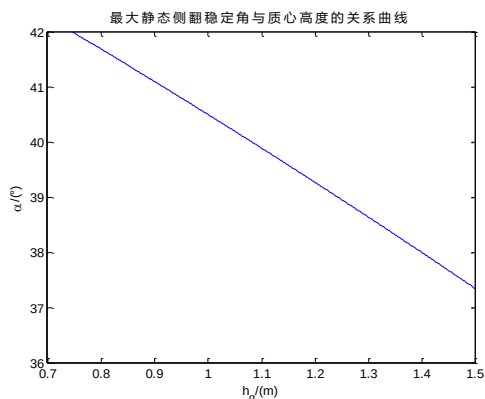


图 4 α - h_g 曲线

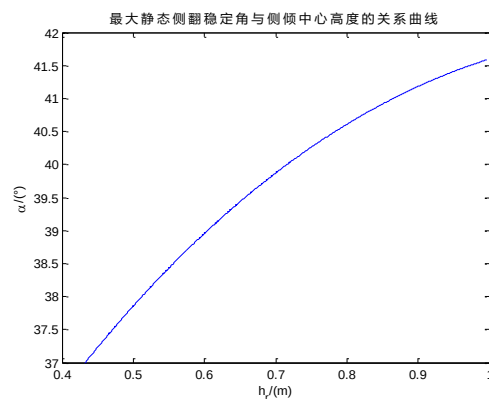


图 5 α - h_r 曲线

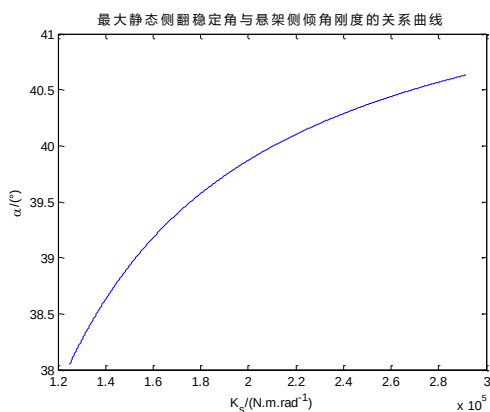


图 6 α - K_s 曲线

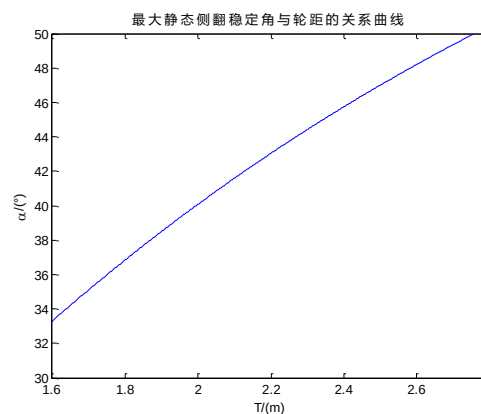


图 7 α - T 曲线

由图 7 可知, T 对 α 的影响非常显著。因此为了获得较大的 α 值, 应尽量增加 T 值。然而, 事实上轮距的大小受到最大车宽、汽车的外观及总体布置等因素的限制, 因此只能在满足这些制约因素前提下尽量增大 T 值。

由图 8 可知, 增大 K_t 有利于增大 α , 但随着 K_t 的增大而迅速趋于平缓。轮胎刚度受胎压影响很大, 胎压降低会使轮胎刚度 K_t 变小, 从而导致 α 变小, 且 K_t 变小到一定程度时, α 会迅速变小。这也是 GB/T14172-2009《汽车静侧翻稳定性台架试验方法》对胎压有严格规定的原因。

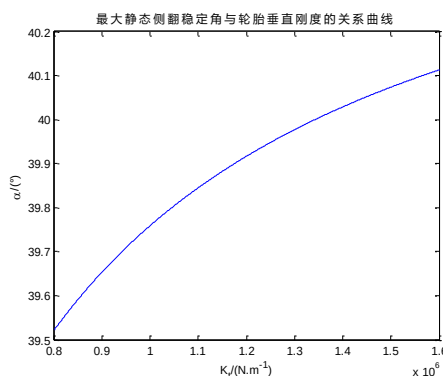


图 8 α - K_t 曲线

4 理论计算值与试验值对比

1) 汽车静态侧倾稳定角测量

进行客车静态侧翻稳定角测量的相关规定有中华人民共和国国家标准《机动车运行安全技术条件》GB7258-2012 以及汽车静态侧翻稳定性台架试验方法。具体侧翻试验如图 9 所示。



图 9 客车静态侧翻稳定角试验

2) 试验值与理论值比较分析

将试验值分别和其他几种模型求得的结果进行对比，见表 3。

表 3 结果对比表

侧翻模型	刚性模型	考虑悬架组合角刚度和轮胎垂直刚度的侧翻模型	试验值
整备质量	42.6281°	39.9695°	38.93°
状态			

结果表明，在整备质量状态下，刚性模型计算得到的结果比实测结果大 3.6981°，相对误差为 9.499%。而考虑悬架组合角刚度和轮胎垂直刚度的侧翻模型计算得到的静态最大侧倾稳定角和实测结果更接近，相差仅为 1.0395°，相对误差仅为 2.6701%，明显比刚性模型的准确度要高。因而可以为客车的设计初期的抗侧翻性能提供设计依据。

5 结论

横向静态侧倾稳定角是强制检测的一个非常重要的汽车主动安全性指标。而且，不同的车型，有不同的指标限值。为此，本文提出一种非常符合实际情况的仿真评估法：利用客车侧倾稳定角计算简化模型对客车静态侧翻稳定角进行研究。研究表明：考虑悬架悬架组合角刚度、轮胎垂向刚度、悬架侧倾和前后轮距的侧翻模型计算得到的静态最大侧倾稳定角和实测结果更接近，明显比刚性模型的准确度要高。因而可以为客车的设计初期的抗侧翻性能提供设计依据。

致谢

本研究项目获得福建省“2011协同创新中心项目”(Program No.2016BJC019)的资助。

附录：参数说明

符号	说明	符号	说明
S_u	非簧载质量质心偏移量	S_s	簧载质量质心偏移量
S_r	侧倾中心偏移量	φ_u	非簧载质量的侧倾角
φ_s	簧载质量的侧倾角	G_u	非簧载质量的重力
G_s	簧载质量的重力	h_u	非簧载质量质心距地面的高度
h_s	簧载质量质心距地面的高度	h_r	侧倾中心距地面的高度

h	簧载质量侧倾力臂	K_s	悬架的侧倾角刚度
A	最大静态侧翻稳定角	F_Z	作用于汽车左侧轮胎上的地面垂直反作用力
F_{ZR}	作用于汽车右侧轮胎上的地面垂直反作用力	L	
δ_0	$\phi_a=0$ 时, 轮胎的变形量	K_t	为轮胎的垂直刚度
T	轮距	δ	$\phi_a \neq 0$ 时, 轮胎的变形量
K_{t1}	前轮垂向刚度	ε_1	前轮变形量
ε_2	后轮变形量	G_1	前轴荷
G_2	后轴荷	K_t	后轮垂向刚度
G_{u2}	后轴非簧载质量	2	
L	轴距	a_s	簧上质心至前轮中心的水平距离(见图2所示)
h_1	前、后悬架的侧倾中心距地面的高度, 对板簧悬架, 可取车桥处弹簧主片上表面至地面的距离	G_a	整车重量
L	轴距	h_g	整车质心高度
T_1	前轮距	h_2	后悬架的侧倾中心距地面的高度, 对板簧悬架, 可取车桥处弹簧主片上表面至地面的距离
		G_a	整车重量
		T_2	后外轮轮距

参考文献

- [1] 肖杰,雷雨成,张平等.汽车静态最大侧倾稳定角及其影响因素敏感度分析[J].中国制造业信息化,2006(11):64-67.
- [2] 邓楚南,袁有才,张克勤等.机动车的侧倾稳定性及侧翻实验[J].专用汽车,1997,(3):47-49.
- [3] 丁良旭,徐宗俊,郭钢.汽车横向静侧翻稳定性的仿真评估[J].客车技术与研究,2005(6): 10-12,20.
- [4] 田骅,李厚林.车辆最大侧翻稳定角测量中防侧翻安全设备的受力分析[J].传动技术,1999,13(3):36-38.
- [5] 万明,李厚林,田骅.汽车最大侧翻稳定角的测量方法的研究[J].传动技术.1999(4): 37-41.
- [6] 杨利勇.汽车侧翻模拟及控制方法的研究[D].贵州工业大学,2004.