

横向稳定杆性能计算及其影响因素分析

丁能根 张宏兵 冉晓凤 薄颖

(北京航空航天大学)

【摘要】基于对横向稳定杆的受力分析,推导出其等效在车轮处的侧倾角刚度,给出了稳定杆截面相当应力的计算公式和最大应力横截面的位置。求出了悬架在最恶劣工况下横向稳定杆的强度条件,进一步分析了稳定杆安装位置和结构参数对其侧倾角刚度和最恶劣工况下应力的影响,并提出了横向稳定杆的若干设计要点。

关键词: 悬架 横向稳定杆 侧倾角刚度 应力

中图分类号: U463.326 文献标识码: A 文章编号: 1000-3703(2007)02-0019-04

Performance Calculation and Influence Factors Analysis of Stabilizer Bar

Ding Nenggen, Zhang Hongbing, Ran Xiaofeng, Bo Ying

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

【Abstract】Based on the stress analysis of stabilizer bar, deduced its equivalent roll angular rigidity in wheels, and presented its calculation formula of correspondent stress and the cross section location of maximum stress. This paper also got the strength condition of stabilizer bar in the worst working condition, analyzed the effects of stabilizer bar location and structural parameters on roll angular rigidity and stress in the worst working condition, and presented some key design points of stabilizer bar design.

Key words: Suspension, Stabilizer bar, Roll angular rigidity, Stress

1 前言

悬架的侧倾角刚度是影响汽车静态侧倾稳定性的主要因素之一^[1],且直接影响到汽车操纵稳定性的其他一些性能指标,如不足转向度、中性转向点侧向加速度等^[2]。为加大悬架的侧倾角刚度,现代汽车大多装有横向稳定杆。

对于横向稳定杆,首先,与操纵稳定性直接相关的设计指标是它在车轮处的等效侧倾角刚度,而不是其本身的侧倾角刚度;其次,稳定杆的设计必须满足强度要求;第三,应尽量减轻稳定杆的质量。文献[2]推导了横向稳定杆本身侧倾角刚度的计算公式,但是没有涉及到稳定杆在车轮处的等效侧倾角刚度的计算;文献[3]举例计算了非独立悬架横向稳定杆的强度校核及其在车轮处的等效侧倾角刚度,没有涉及独立悬架横向稳定杆的侧倾角刚度;文献[4]在考虑稳定杆弯曲圆角的前提下,用卡氏定理举例推导了规则和非规则结构稳定杆在车轮处的等效侧倾角刚度的计算公式,但是没有分析稳定杆应力。

为综合考虑横向稳定杆的各主要设计指标,本文推导了横向稳定杆在车轮处的等效侧倾角刚度,

分析了横向稳定杆在最恶劣工况下的最大应力。在此基础上,进一步分析了影响侧倾角刚度的主要因素,如稳定杆在悬架中的安装位置、稳定杆结构尺寸等。

2 横向稳定杆在车轮处等效侧倾角刚度的计算

图1为横向稳定杆安装示意。

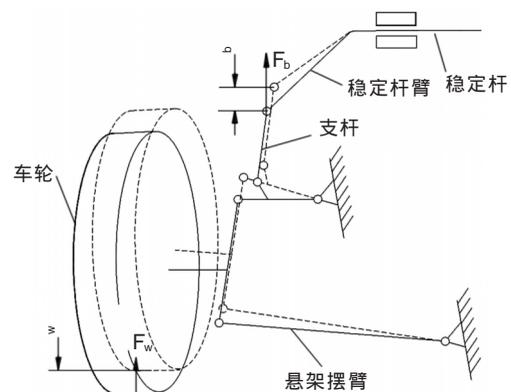


图1 横向稳定杆安装示意

在图1中, F_z 是汽车满载时地面给车轮的垂直反力。此时,设在左、右车轮接地点处分别作用大小相等、方向相反的垂向力 F_w ,在该二力作用下,左、

右车轮的垂向跳动位移量为 w (因为要考察的是稳定杆在车轮处的等效侧倾角刚度, 此时不考虑悬架弹簧的作用力), 稳定杆端部受到的垂向力和位移分别为 F_b 和 b 。设稳定杆断面为直径等于 d 的实心圆形, 未变形时的其他参数见图 2 所示的横向稳定杆的结构示意。

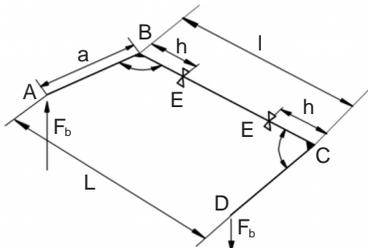


图 2 横向稳定杆简化结构示意图

图 2 中, l 为横向稳定杆中部长度; a 为两端纵向部分的长度; h 为中部与纵向部分的夹角; L 为横向稳定杆两端点间的距离; E、E 为分别为横向稳定杆与车身的支撑点。

分析侧倾角刚度时, 忽略横向稳定杆弯曲处过渡圆角和橡胶套筒弹性变形的影响, 并假设稳定杆臂为刚体。稳定杆臂固结在稳定杆中部 BC 的两端。另外, 考虑到车身侧倾角一般较小, 故假定 A、D 两点相对于 BC 的位移处于线性范围内。

对于非独立悬架, 横向稳定杆侧倾角刚度 K 与车轮处的等效侧倾角刚度 K 相等。

对于独立悬架, K 与 K 之间的换算关系^[6]为:

$$K = K \left(\frac{b}{u} \right)^2 (B/L)^2$$

式中, B 为轮距。

令 $u = \frac{b}{w}$ (b 为稳定杆端部位移; w 为轮胎处的垂向位移), 则上式简写为:

$$K = K^2 (B/L)^2 \quad (1)$$

式(1)也适用于非独立悬架。

稳定杆中间段 BC 的扭转角刚度 K 为:

$$K = 2GI_p/l \quad (2)$$

式中, I_p 为圆截面的极惯性矩, $I_p = d^4/32$; G 为横向稳定杆材料的切变模量。

稳定杆的侧倾角刚度 K 为:

$$K = F_b L^2 / 2b \quad (3)$$

因为假设稳定杆臂为刚体, K 还可由下式得到:

$$K = F_b (a \sin h)^2 / b \quad (4)$$

联立式(2)、(3)、(4)得:

$$K = \frac{GL^2 d^4}{32(a \sin h)^2} \quad (5)$$

将式(5)带入式(1), 则得到稳定杆在车轮处的等效侧倾角刚度 K 为:

$$K = \frac{Gd^4 B^2}{32(a \sin h)^2} \quad (6)$$

应当指出, 式(6)只适用于小侧倾角, 且在分析中没有考虑导向杆系中铰接点处弹性衬套的影响。

3 横向稳定杆应力的估算

参照图 2 画出稳定杆弯矩图、扭矩图, 可知危险截面在 E、E 处和 B、C 处, 因此先计算这几处的应力。

3.1 支撑点截面危险点的相当应力计算

按图 2 所示受力情况对稳定杆进行应力分析。BC 段各截面的最大正应力 σ_{max} 发生在 E 点和 E 点截面处, 其值为:

$$\sigma_{max} = \frac{F_b h - F_b a \cos h}{d^3/32} \quad (7)$$

各截面的最大剪切应力 τ_{max} 为:

$$\tau_{max} = \frac{F_b a \sin h}{d^3/16} \quad (8)$$

根据(7)、(8)式, 按第四强度理论得到危险点的相当应力 σ_{r4}^E 为:

$$\sigma_{r4}^E = \frac{F_b \sqrt{(h - a \cos h)^2 + 0.75(a \sin h)^2}}{d^3/32} \quad (9)$$

3.2 稳定杆臂端部截面危险点的相当应力计算

很显然, 在稳定杆端部 B、C 处垂直于稳定杆臂 (AB、DC) 轴线的截面也为危险截面。考虑到稳定杆结构和受力的对称性, 只计算 B 点应力, 按第四强度理论得到 B 点截面危险点的相当应力 σ_{r4}^B 为:

$$\sigma_{r4}^B = \frac{F_b a}{d^3/32} \quad (10)$$

3.3 强度校核计算

取 σ_{r4}^E 和 σ_{r4}^B 中的较大者作为最终校核的相当应力 σ_{r4} , 则由(9)、(10)式得:

$$\sigma_{r4} = \begin{cases} \sigma_{r4}^E, & \frac{h}{a} (\sqrt{1 - 0.75 \sin^2 h} + \cos h) \\ \sigma_{r4}^B, & \text{其他} \end{cases} \quad (11)$$

当 F_b 取最大载荷时, 若 σ_{r4} 不大于稳定杆的许用应力 $[\sigma]$, 则稳定杆符合强度要求。而在实际中, 一边车轮上跳到极限位置, 另一边车轮自由悬空, 此情形可被认为是悬架的最恶劣工况 (不应当是一边车轮上跳到极限, 另一边车轮下跳到极限)。现以左边轮上跳到极限、右边轮悬空为例加以分析。此工况相当于: 从接地点施加垂直向上的力 F_z , 使两边车

轮都上跳到极限位置,然后在右车轮接地点处作用一垂直向下、大小为 F_z 的力 F_w ,同时给左侧轮附加一垂直向上的力,使其维持在上极限位置。

图 3 为最恶劣工况下右悬架受力情况。

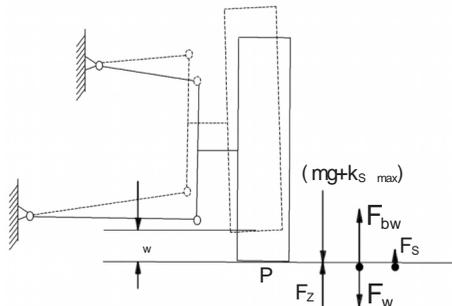


图 3 最恶劣工况下右悬架受力情况

参照图 3,以右悬架为研究对象分析此过程的受力。地面给车轮垂直向上的力 F_z ,使两边车轮都上跳到极限位置,此时稳定杆未变形,所以不给悬架作用力,显然有:

$$F_z = mg + k_s \cdot \max \quad (12)$$

式中, mg 为分配在悬架上的簧载质量和非簧载质量的重力和, k_s 为弹簧等效在车轮处的线刚度; \max 为车轮从满载位置上跳到极限位置的垂直位移量。

然后,在右车轮接地点处作用一垂直向下、大小为 F_z 的力 F_w 。在 F_w 作用下,右侧车轮从极限位置垂直向下跳动 w 的位移量;稳定杆右端相对左端垂直向下跳动 b 的位移量。因此,稳定杆两端受到方向相反、大小相等的垂直力 F_b ,将稳定杆右端给右悬架的力等效到车轮处为 F_{bw} ,因为右侧车轮下跳了 b ,弹簧要给悬架一作用力,此力在垂直方向的分力等效到车轮处为:

$$F_s = k_s \cdot w$$

由以上分析和静力平衡得:

$$F_w = F_{bw} + k_s \cdot w = mg + k_s \cdot \max \quad (13)$$

考虑到^[6]

$$\frac{F_b}{F_{bw}} = \frac{w}{b} = \frac{1}{b} \quad (14)$$

由式(2)、(4)和 $l_p = d^4/32$ 整理得:

$$b = \frac{F_b (a \sin)^2}{G d^4/16} \quad (15)$$

由式(12)、(13)、(14)联立求得:

$$F_b = \frac{mg + k_s \cdot \max}{G d^4/16 + \frac{k_s (a \sin)^2}{16}} \quad (16)$$

将上式代入式(9)、(10),再由式(11)得到悬架在最恶劣工况下横向稳定杆的强度条件:

若 $\frac{h}{a} > (\sqrt{1 - 0.75 \sin^2} + \cos)$, 则有

$$r_4 = \frac{(mg + k_s \cdot \max) (\sqrt{(h+a \cos)^2 + 0.75 (a \sin)^2})}{\frac{d^6}{32} + \frac{k_s (a \sin)^4}{2 G d}} \quad (17)$$

若 $\frac{h}{a} < (\sqrt{1 - 0.75 \sin^2} + \cos)$, 则有

$$r_4 = \frac{a (mg + k_s \cdot \max)}{\frac{d^6}{32} + \frac{k_s l (a \sin)^2}{2 G d}} \quad (18)$$

4 影响 r_4 、K 的主要因素分析

设计横向稳定杆的总的指导原则是:在保证稳定杆强度的前提下,用最少的材料设计出最大 K 的稳定杆。考虑到各种钢材的切变模量相差很小,故可忽略 G 对 r_4 、K 的实际影响。分析时假定轮距 B 和分配在悬架上的簧载质量和非簧载质量、弹簧等效在车轮处的线刚度 k_s 以及车轮从满载位置上跳到极限位置的垂直位移量 \max 已经确定,因此本文不考虑他们的影响。

根据式(6)可以看出,增大 d 可以明显地提高 K,但稳定杆质量将增加较多。 $(a \sin)$ 就是稳定杆臂端到稳定杆 BC 段的垂直距离(见图 2),减小这一距离或增大 a 都可以较明显地提高 K,减小 l 也可以提高 K,但会改变其他参数如 θ 和 a ,从而影响 r_4 。

如图 1 所示,一般稳定杆支杆与稳定杆臂基本垂直。因此, θ 值取决于稳定杆支杆与悬架摆臂的连接点位置,连接点在上摆臂还是在下摆臂, θ 值相差较大, θ 值的变化要根据具体悬架结构确定,但是连接点越靠近车轮中心, θ 值越大。如果 θ 值较小,即使横向稳定杆的侧倾角刚度 K 再大,稳定杆的作用也不能充分发挥出来,从而 K 不会提高。

图 4 为 r_4 关系曲线。可以看出,两条曲线都表明 $\theta = 90^\circ$ 时 r_4 最小,此时

$$\sqrt{\cos^2 + 0.25 \sin^2} + \cos = 0.5$$

取 $\theta = 90^\circ$; 根据式(17)、(18),令 $\frac{\partial r_4}{\partial a} = 0$, 则:

$$a = \begin{cases} \frac{d^2}{4} \sqrt{\frac{G}{k_s l}}, & \frac{h}{a} < 0.5 \\ \sqrt{\frac{d^4 - 2G}{16k_s l} - \frac{8h^2}{3}}, & \frac{h}{a} > 0.5 \end{cases} \quad (19)$$

图 5 是 r_4 与 a 的关系曲线,当 a 按式(19)取值时, r_4 值最大。亦即就减小 r_4 而言,存在一个最不利的稳定杆臂长 a_m 。当稳定杆臂长 a 大于或小于 a_m 时, r_4 都减小,并且在小于 a_m 时 r_4 减小得更快。减小 a 也可提高 K,同时减轻了稳定杆的质量。所以,

在设计稳定杆时,应避免将 a 设计在 a_m 附近,而尽量将其设计在小于 a_m 的范围内。

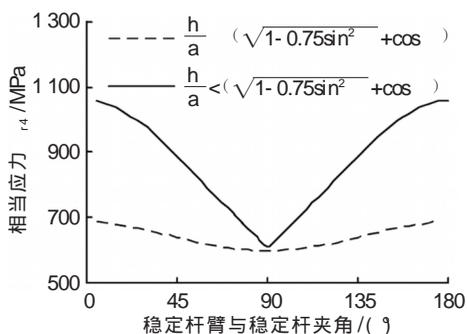


图4 相当应力 r_4 和 θ 的关系曲线

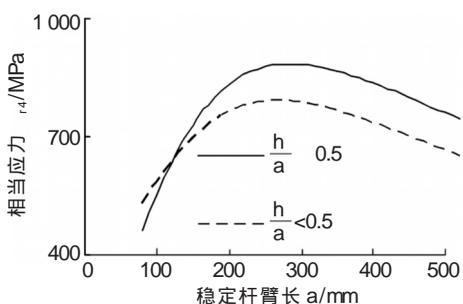


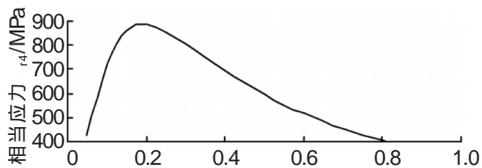
图5 相当应力 r_4 和稳定杆臂长 a 的关系曲线

根据式(17)、(18),分别令 $\frac{\partial r_4}{\partial \theta} = 0$ 、 $\frac{\partial r_4}{\partial d} = 0$,则:

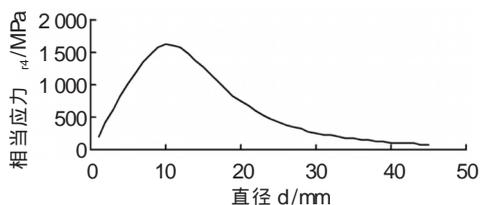
$$= \frac{4asin}{d} \sqrt{\frac{k_s l}{Gd}} \quad (20)$$

$$d = 2 \sqrt[3]{\frac{k_s (asin)^2}{3^2 G}} \quad (21)$$

图6为相当应力 r_4 和稳定杆直径 d 的关系曲线。就减小 r_4 而言,同样存在一个最不利的 d_m 和一个最不利的直径 d_m 。考虑到 K 对 θ 和 d 比较敏感,在设计稳定杆时应避免将 θ 和 d 设计在 θ_m 和 d_m 附近,而应尽量设计在大于 θ_m 和 d_m 的范围内。图6中,当 d 增大到一定程度后再增大时, r_4 减小很缓慢,为了减轻稳定杆质量, d 不宜取得太大。



(a) r_4 与 θ 的关系曲线



(b) r_4 与 d 的关系曲线

图6 相当应力 r_4 与 θ 、稳定杆直径 d 的关系曲线

由式(17)、(18)可知,增大 l 、并在 $\frac{h}{a} >$

$(\sqrt{1-0.75\sin^2} + \cos)$ 时减小 h ,都可以减小 r_4 。

在不改变 d 、 $(asin)$ 、 L (图2)和 θ 的情况下,如果 $(\theta - \theta_m)$ 的余量不大,取 90° 有利于减小 r_4 ; 如果 $(\theta - \theta_m)$ 的余量较大, $>90^\circ$ 比较合适,因为在 L 不变的情况下, θ 越大, l 越小,越能提高 K ,而且节省材料。但是 θ 也不能太大,以免应力过大,不利于稳定杆安装。

5 结束语

a. 增大横向稳定杆直径 d 可以非常有效地提高稳定杆等效在轮心处的侧倾角刚度 K ,但同时也增加了制造稳定杆的材料。

b. 减小稳定杆臂端到稳定杆 BC 段的垂直距离 $(asin)$ 可以有效地提高 K ,因此,在设计稳定杆时应该尽量减小 $(asin)$ 的值。

c. 调整稳定杆支杆与悬架摆臂连接点的位置以增大 $(\theta = b/w)$,可以使稳定杆的作用充分发挥到悬架上,从而有效提高悬架侧倾角刚度 K 。为了提高 K ,应将稳定杆支杆与悬架摆臂的连接点设计在靠近轮心处。

d. 为了减小强度校核中的相当应力 r_4 ,横向稳定杆夹角 θ 应在 90° 附近取值;避免将稳定杆臂长 a 和直径 d 设计在最不利的 a_m 和 d_m 附近,应尽量将 a 设计在小于 a_m 的范围内,将 θ 和 d 设计在大于 θ_m 和 d_m 的范围内。

e. 夹角 θ 取 90° 有利于减小 r_4 。如果稳定杆强度足以满足要求,将稳定杆设计成 $>90^\circ$ 的结构比较合适,且 θ 越大越好,这种结构不但有利于提高 K ,还可以减轻稳定杆质量。

参考文献

- 1 Winkler CB, Karamihas SM, Bogard SE. Roll Stability Performance of Heavy- Vehicle Suspensions. SAE Paper 922426.
- 2 廉保绪等. 横向稳定杆的参数计算与设计. 洛阳工学院学报, 2000(21): 59-62.
- 3 王谊等. 汽车侧向稳定性校核及稳定杆强度校核. 重庆工学院学报, 2000, 34(10): 30-34.
- 4 曾迎立. 悬架稳定杆刚度的计算与分析. 汽车科技, 2004(5): 14-16.
- 5 陈家瑞主编. 汽车构造(第三版). 北京: 人民交通出版社. 1994.
- 6 刘惟信主编. 汽车设计. 北京: 清华大学出版社. 2001.

(责任编辑 辛 民)

修改稿收到日期为 2006 年 9 月 4 日。