

汽车悬架横向稳定杆的参数化设计*

王靖岳¹ 欧阳纯² 梁洪明³

(1.沈阳理工大学汽车与交通学院;2.郑州宇通客车股份有限公司;3.中国质量认证中心沈阳分中心)

摘要:为了实现新型汽车悬架横向稳定杆的参数化设计,推导出横向稳定杆尺寸参数的约束公式和橡胶衬套的径向变形量计算公式,在橡胶衬套变形的基础上推导出横向稳定杆端点位移计算公式及其校核公式。运用 Excel 建立基于 CATIA 的横向稳定杆参数化模型。并建立 Visual Basic 窗口,通过编程控制 Excel 表格相关输入参数,运用 Excel 实现横向稳定杆相关数值的计算,并将计算值返回到窗口,同时实现参数驱动横向稳定杆三维模型的自动重构。通过有限元分析:稳定杆端部最大位移为 83.7 mm,相对偏差为-2.91%;最大 Von Mises 应力为 1 070 MPa,小于许用应力 2 884 MPa,从而验证了横向稳定杆参数化设计的正确性。

关键词:汽车悬架 横向稳定杆;Visual Basic;CATIA;参数化设计;应力

Parametrization Design of Automobile Suspension Stabilizer Bar*

Abstract: The constraint equation of stabilizer bar size parameters and radial deformation calculation formula of the rubber bushing were derived respectively to realize the parametrization design of automotive suspension stabilizer bar. The displacement calculation formula for stabilizer bar end and verification formula were derived based on rubber bushing deformation. Followed by the use of powerful function of Excel, the model of suspension stabilizer bar was built by CATIA. And setting up the Visual Basic window, using Excel form to control the related input parameters is illustrated. Using Excel to realize the parametric calculation of stabilizer bar, and the calculated value returned to the window, at the same time, automatic re-established 3D model of stabilizer bar was realized. The maximum displacement at the stabilizer bar end was 83.7 mm, the relative deviation was -2.91%. The maximum Von Mises stress was 1 070 MPa, less than the allowable stress of the 2 884 MPa, which verifies the correctness of parametrization design of stabilizer bar.

Key words: Automobile suspension; Stabilizer bar; Visual Basic; CATIA; Parametrization design; Stress

横向稳定杆是汽车悬架中的一种辅助弹性元件,其作用是防止车身在转弯时发生过大的横向侧倾,尽量使车身保持平衡,通过减小车身的横向倾斜和横向角振动,从而改善舒适平顺性。如何快速、便捷与正确地设计满足不同车型的横向稳定杆,是摆在工程师面前一个棘手的问题。在对汽车悬架横向稳定杆进行研究论证的基础上,文章基于 Visual Basic 可视化编程和 CATIA 软件,以某型货车前悬横向稳定杆设计为例,进行横向稳定杆的参数化设计,为稳定杆的参数化设计探索有效途径。

1 横向稳定杆等效模型

最常用的横向稳定杆的结构,如图 1 所示。可把横

向稳定杆和橡胶衬套等效为串联的线性弹簧。图 1 中, l_c 为横向稳定杆总跨度; l_0 为横向稳定杆橡胶衬套的安装总跨度; l_T 为横向稳定杆中间直线 BB' 的长度; l 为横向稳定杆纵向总宽度; l_1 为横向稳定杆端部直径长度; l_2 为横向稳定杆中间直线段的端点到橡胶衬套的长度; l_3 为横向稳定杆外端点到中间直线段端点的距离; θ 为横向稳定杆端部圆弧角度; R 为横向稳定杆端部圆弧半径。在整个横向稳定杆两端施加彼此相反且垂直于稳定杆平面的力 F ,由于横向稳定杆变形产生的端点位移为 f_w ,橡胶衬套变形而产生的横向稳定杆端点位移为 f_x ,则在横向稳定杆端点产生的总位移为 $f=f_w+f_x$ 。

* 基金项目 辽宁省教育厅科技研究项目资助(L2012068)

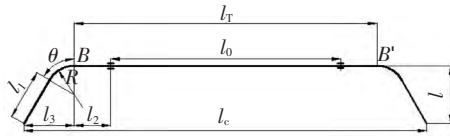


图1 横向稳定杆结构示意图

橡胶衬套结构如图2所示。图2中 \$D\$ 为橡胶衬套外径 \$d\$ 为横向稳定杆直径 \$l_x\$ 为橡胶衬套长度。橡胶衬套厚度为 12 mm，橡胶材料的泊松比为 0.5，弹性模量为 7.8 MPa。

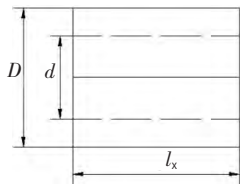


图2 橡胶衬套结构示意图

2 稳定杆几何尺寸关系式

由于横向稳定杆要根据车架及驱动桥的具体结构安装，所以横向稳定杆的尺寸 \$R, \theta, l_c, l_0\$ 要根据车型结构确定，根据这 5 个参数则能推导出其他参数：

$$l_1 = \frac{l}{\sin \theta} - R \tan \frac{\theta}{2} ; l_2 = \frac{l_c - l_0}{2} - l_3$$

$$l_3 = \frac{l}{\tan \theta} + R \tan \theta ; l_1 = l_0 + 2l_2$$

3 横向稳定杆受力变形产生的端点位移

根据文献[1]可知：

$$f_w = \frac{Fl_1^3}{3EI} + \frac{F}{3EI} [(l_3 + l_2)^3 - l_3^3] + \frac{F(l_3 + l_2)^2 l_0}{6EI} + \frac{Fl_1^2 l_0}{2GI_p} + \frac{FR\beta_1}{EI} + \frac{FR\beta_2}{GI_p}$$

$$\beta_1 = \frac{l_1^2}{2} \left(\theta + \frac{\sin 2\theta}{2} \right) + \frac{R^2}{2} \left(\theta - \frac{\sin 2\theta}{2} \right) + l_1 R \sin^2 \theta$$

$$\beta_2 = \frac{l_1^2}{2} \left(\theta - \frac{\sin 2\theta}{2} \right) + 4l_1 R \sin^4 \frac{\theta}{2} + R^2 \left(\frac{3\theta}{2} + \frac{\sin 2\theta}{4} - 2\sin \theta \right)$$

式中 \$E\$——钢材的弹性模量，一般取 \$E=210 \text{ GPa}\$；

\$I\$——截面惯性矩，实心圆轴 \$I=\pi D_d^4/64 \text{ m}^4\$；

\$D_d\$——截面圆直径 \$\text{m}\$；

\$G\$——横向稳定杆材料的切变模量 \$G=\frac{E}{2(1+\mu)} \text{ Pa}\$；

\$\mu\$——泊松比 \$\mu=1/3\$；

\$I_p\$——截面极惯性矩，实心圆轴 \$I_p=\frac{\pi D^4}{32} \text{ m}^4\$。

4 橡胶衬套变形产生的稳定杆端点位移

根据文献[1]可知：

$$f_x = \frac{F}{k_r}$$

$$k_{re} = k_r \frac{l_0^2}{l_c^2}$$

式中 \$k_{re}\$——橡胶衬套在稳定杆端点处的等效线刚度，\$\text{N/m}\$；

\$k_r\$——橡胶衬套径向刚度 \$\text{N/m}\$。

5 刚度校核及应力校核

5.1 匹配线刚度校核

汽车横向稳定杆实际使用线刚度(\$k_{wle}/(\text{N/m})\$)为：

$$k_{wle} = \frac{k_r d^4 E l_1^2}{l_c^2 d^4 E + k_r Q l_0^2}$$

$$Q = \frac{64}{3\pi} \left[l_1^3 - l_3^3 + \frac{1}{2} (l_2 + l_3)^2 l_c + 2l_1^2 l_3 + 3R\beta_1 + 4R\beta_2 \right]$$

式中 \$k_r\$——橡胶衬套径向刚度近似值，可根据 \$k_r\$ 值在文献[1]的表 7-2 中选取 \$\text{N/m}\$。

如果最佳线刚度\$[k_{wle}]\$与 \$k_{wle}\$ 的相对误差 \$\eta \leq 2\%\$，\$k_{wle}\$ 能满足使用性能要求[2]，即：

$$\eta = \frac{|k_{wle} - [k_{wle}]|}{[k_{wle}]} \times 100\% \leq 2\%$$

5.2 应力校核

橡胶衬套作用处的横截面产生最大剪应力，横向稳定杆的最大剪应力(\$\tau/\text{MPa}\$)不应超过其\$[\tau]\$，\$[\tau]=800 \text{ MPa}\$，即：

$$\tau = \frac{16F_{\max} \rho}{\pi d^3} \leq [\tau]$$

式中 \$\rho\$——曲度系数 \$\rho = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}\$；

\$C\$——弹簧指数 \$C=(2R+d)/d\$；

\$F_{\max}\$——稳定杆端点所受最大力，\$F_{\max}=k_{wle} f_d \text{ N}\$；

\$f_d\$——悬架动挠度 \$\text{m}\$。

横向稳定杆的最大弯曲应力(\$\sigma/\text{MPa}\$)不应超过其\$[\sigma]\$，\$[\sigma]=2400 \text{ MPa}\$，即：

$$\sigma = \frac{32F_{\max}(l_2 + l_3)}{\pi d^3} \leq [\sigma]$$

橡胶衬套作用处横截面的合成应力(\$\sigma_n/\text{MPa}\$)不应超过其\$[\sigma_n]\$，\$[\sigma_n]=2884 \text{ MPa}\$，即：

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_n]$$

6 建立可视化窗口

通过建立 Visual Basic 可视化窗口，建立只含有由于车型车架和驱动桥结构所限而巳定的横向稳定杆参数 \$l, l_c, l_0, R, \theta, d\$ 的简化窗口，在窗口中显示所求的 \$d\$ 以及 \$k_r\$，并根据计算得到的 \$k_r\$，再从文献[1]的表 7-2 中选取刚度相近的标准化的橡胶衬套。在相应文本框中输入选取的 \$k_r\$，点击计算按钮，即可得到在以上参数下的 \$f\$ 和 \$k_{wle}\$，刚度校核结果以及应力校核结果。根据校核结果

是否满足要求再对横向稳定杆进行优化,选取更加合理的 d 值。此窗口大大简化了表格中繁多的数据,降低了人的操作和观看疲劳,如图3所示。通过 Visual Basic 与 Excel 相关联的运算,得出优化后的符合使用要求的横向稳定杆的相关参数值,横向稳定杆参数 Excel 计算表格,如图4所示。使用 CATIA 软件建立稳定杆的三维模型。根据 EQ1050 整车参数,如表1所示,进行参数化的三维模型设计,如图5所示。



图3 横向稳定杆参数化设计 Visual Basic 可视化窗口

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	l_c	l	直径D	R	θ				
2	1.4	0.2	0.025	0.1	1.046667				
3									
4	橡胶衬套变形计算								
5	衬套受力 F_0 (N)	衬套剪切模量 G (Pa)	衬套弹性模量 E (Pa)	衬套长 L (m)	衬套外径 r_{s2} (m)	衬套厚度 (m)	衬套内径 r_{s1} (m)	U_s	Δ_s (m)
6	10622.5	2600000	7800000	0.03	0.0245	0.012	0.0125	0.00093282	0.000932651
7	B1	B2	B3	B4	I1	I2	I3	I4	参数a
8	0.490299272	0.457950247	-0.018109616	-0.012645448	4.853029611	83.07969885	5.878958947	90.5853425	258.1988897
9	K1	K2	K3	K4	A1	A2	A3	参数Y	Δ_s
10	0.030629957	0.000942225	0.026739257	0.000875415	-2.06826E-05	0.058718575	0.016661117	0.002193528	0.002193131
11	衬套变形量 Δ (m)								
12	0.003125782								
13	稳定杆端点位移计算								
14	截面惯性矩 I	截面惯性矩 I_p	泊松比 μ	切变模量 G (Pa)	弹性模量 E (Pa)	端点受力 F (N)	直径 D (m)	l (m)	R (m)
15	1.9165E-08	3.83301E-08	0.333333333	7875000000	2.1E+11	6070	0.025	0.2	0.1
16	θ (rad)	稳定杆 l_0 (m)	l_c (m)	l_2 (m)	l_3 (m)	l_2 (m)	l_3 (m)	f_2 (m)	f_3 (m)
17	1.046667	0.8	1.4	0.17331124	0.12668876	0.17331124	1.05337752	0.00261709	0.010956734
18	f_2 (m)	f_3 (m)	β_2	β_3	f_3 (m)	端点位移 f_1 (mm)	端点位移 f_2 (mm)	端点总位移 f (mm)	最佳刚度 $[K_{opt}]$ (N/mm)
19	0.01808431	0.042365513	0.038283715	0.007581002	0.007298452	81.33621894	5.470118209	86.80633715	69.92577039
20	L_x	衬套刚度 k_s (N/mm)	选取衬套刚度 K_s (N/mm)	扭转刚度 $N \cdot m/rad$	角刚度 $N \cdot m/rad$				
21	1.09919468	3398.349778	4504.7	2840.999471	69604.48705				
22	稳定杆刚度及应力校核								
23	实际刚度 K_{act} (N/mm)	$\eta < 0.02$	剪切应力 $\tau < 800$ MPa	弯曲应力 $\sigma < 2400$ MPa	合成应力 $\sigma_s < 2884$ MPa	最大受力 F_{max}	曲率系数 ρ	弹簧指数 C	乘用车侧倾角 (rad)
24	71.02498678	0.015719761	460.0724926	395.9031847	1001.701615	6070.50562	1.162083333	9	0.06978
25	货车车身侧倾角 (rad)	动侧倾角 $0.06-0.09$ (m)							
26	0.1221	0.08547							

图4 横向稳定杆参数 Excel 计算表显示界面

表1 EQ1050 整车参数表

项目	总质量/kg	整备质量/kg	前轮距/mm	后轮距/mm
参数	5 095	2 910	1 750	1 586
项目	轮胎宽/mm	轴荷/kg	车架宽/mm	
参数	185	2 040(前)/3 055(后)	800	



图5 横向稳定杆三维实体模型

7 有限元分析

由于横向稳定杆是对称结构,所以只需取稳定杆的一半进行分析即可。将设计的横向稳定杆的三维实体模型的一半导入 CATIA 分析与模拟模块中,进行横向稳定杆的有限元分析。稳定杆材料^[2]为 60Si2Mn,弹性模量为 210 GPa,泊松比为 1/3,体积质量为 7 800 kg/m³,单元网格尺寸为 8 mm,绝对垂度为 25 mm。由于横向稳定杆具有弹性,所以在中性面上只需施加 x 、 y 、 z 方向的位

移约束。在稳定杆的端部施加 1 000 N 的径向力,橡胶衬套安装处施加 1 750 N 的反向力,如图6所示。

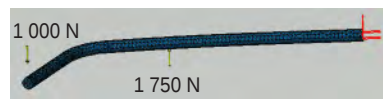


图6 稳定杆施加约束和载荷图

7.1 位移分析

横向稳定杆在最大力 $F_{max}=6 070$ N 的作用下,稳定杆的位移,如图7所示。从图7中可知,最大位移(f_w)为 83.7 mm,与理论计算结果 $f_w=81.336$ mm 相比较,相对偏差为:

$$\phi = \frac{f_w - f'_w}{f_w} = \frac{81.336 - 83.7}{81.336} \times 100\% = -2.91\%$$



图7 横向稳定杆在最大力作用下的位移图

(下转第43页)

能($e_1/W \cdot h$)。

3 混合动力车低荷电油耗

试验前和常规汽车一样进行预处理,然后在纯电动状态下 50 km/h 或以下的车速进行等速行驶放电,直到混合动力电动汽车的发动机启动,发动机自动启动后 10 s 内停机,最后和常规汽车一样进行浸车。

进行排放运转循环试验,测得 HC、CO、CO₂ 排放物的排放量,通过碳平衡法计算燃料消耗量(C_2)。

试验结束后 30 min 内,对储能装置进行充电,测量并记录从电网获得的电能($e_2/W \cdot h$)。然后在纯电动状态下 50 km/h 或以下的车速进行等速行驶放电,直到混合动力电动汽车的发动机启动,发动机自动启动后 10 s 内停机。再对储能装置进行充电,测量并记录从电网获得的电能($e_3/W \cdot h$)。低荷电下汽车的电能消耗为 $e_4=e_2-e_3$ 。

4 纯电动续航里程

混合动力电动汽车进行初始充电,然后在纯电动状态下以 50 km/h 或以下的车速进行等速行驶放电,直到混合动力电动汽车的发动机启动,发动机自动启动后 10 s 内停机。完成汽车放电后,再将汽车充电到最高荷电状态。

汽车在实验室的专用底盘测功机上,按排放试验运转循环行驶,直到车速达不到 50 km/h 或发动机启动时,松开油门,减速到 5 km/h 时制动停车。全过程的行驶里程即为纯电动续航里程。

5 油耗的计算

汽车燃料消耗量的加权平均值:

$$C = \frac{D_e C_1 + D_{av} C_2}{D_e + D_{av}}$$

式中 C ——汽油燃料消耗量 $L/100 \text{ km}$;

C_1, C_2 ——高/低荷电试验时的油耗 $L/100 \text{ km}$;

D_e ——纯电动续航里程 km ;

D_{av} ——假设的储能装置 2 次充电之间的平均行驶里程,取 25 km。

6 电耗的计算

电能消耗量的加权平均值:

$$E = \frac{D_e E_1 + D_{av} E_4}{D_e + D_{av}}$$

式中 E ——电能消耗量 $W \cdot h/\text{km}$;

E_1 ——高荷电试验时的电耗 $E_1=e_1/D_{\text{test1}}, W \cdot h/\text{km}$;

E_4 ——低荷电试验时的电耗 $E_4=e_4/D_{\text{test2}}, W \cdot h/\text{km}$;

$D_{\text{test1}}, D_{\text{test2}}$ ——高/低荷电试验中汽车实际行驶的距离 km 。

7 结论

通过加权平均值的计算,得出插电式混合动力轿车单位行驶里程的汽油燃料消耗量和电能消耗量,它是衡量插电式混合动力轿车经济性的重要评价指标,特别是燃料消耗量指标,它是汽车出厂时需要标识的指标,此值也必须符合《乘用车燃料消耗量限值》等标准要求。有了定量的结论,具有很好的市场销售引导作用。

参考文献

- [1] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB/T 19233—2008 轻型汽车燃料消耗量试验方法. 北京: 中国标准出版社, 2008: 2-5.

(收稿日期 2014-05-02)

(上接第 41 页)

7.2 应力分析

横向稳定杆在 $F_{\text{max}}=6070 \text{ N}$ 作用下的 Von Mises 应力分布,如图 8 所示。从图 8 中可知,最大 Von Mises 应力 $\sigma_n=1070 \text{ MPa} \leq [\sigma_n]=2884 \text{ MPa}$,发生在套管附近,此现象与事实相符。在汽车行驶过程中,该处所在截面为危险截面,易产生疲劳断裂。分析结果与文献[3]一致。



图 8 横向稳定杆在最大力作用下的 Von Mises 应力分布图

8 结论

文章在以往研究的基础上,研究的汽车悬架横向

稳定杆参数化设计系统将 CATIA 的强大参数化建模功能和 VB 编程语言等先进技术融合在一起,实现了汽车悬架横向稳定杆三维模型的自动生成,提高了汽车悬架横向稳定杆的开发效率,降低了开发成本,减轻了设计研发人员的工作强度。此参数化设计方法,可应用于各类车型。可在此基础上进行汽车悬架横向稳定杆的优化设计和疲劳寿命分析。

参考文献

- [1] 周长城, 赵雷雷. 车辆悬架弹性力学解析计算理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012: 153-158.
- [2] 王宜, 张晓蓉, 蒋西明. 汽车侧向稳定性校核及稳定杆强度校核[J]. 重庆工学院学报, 2000, 14(5): 30-31, 34.
- [3] 李群, 何耀华. 基于 CATIA 的汽车横向稳定杆的参数化设计[J]. 汽车工程师, 2011(6): 24-26, 44.

(收稿日期 2014-07-12)