

机械猫

自己加个封面，格式或者文本（如有特殊要求）可以自行调整，千万不要动数据，数据和图纸是一一对应的。

机械猫www.jixiecat.com

机械猫www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

机械猫

om

目录

目录.....	1
1 前言.....	1
1.1 课题研究的目的是和意义.....	1
1.2 主要研究课题、方法、内容.....	2
1.2.1 课题来源及要求.....	2
1.2.2 研究方法.....	2
1.2.3 研究的主要内容.....	2
2 悬架.....	3
2.1 悬架的功用和组成.....	3
2.2 汽车悬架的类型.....	4
2.3 双横臂独立悬架.....	4
3 悬架主要参数的确定.....	1
3.1 悬架频率的选择.....	1
3.2 悬架静挠度.....	1
3.3 悬架动挠度.....	2
3.4 悬架的弹性特性.....	3
4 悬架主要零件设计.....	5
4.1 螺旋弹簧的设计.....	5
4.1.1 弹簧形式、材料的选择.....	5
4.1.2 确定弹簧直径及刚度.....	5
4.1.3 其他参数计算.....	6
4.1.4 弹簧校核.....	6
4.2 减震器的设计.....	7
4.2.1 相对阻尼系数的确定.....	8
4.2.2 阻尼系数的确定.....	8
4.2.3 最大卸荷力的确定.....	9
4.2.4 筒式减震器工作缸直径的确定.....	10
4.2.5 活塞杆的设计计算.....	10

4.1.6 活塞杆的校核.....	11
5 悬架导向机构设计.....	12
5.1 导向机构设计要求.....	12
5.2 导向机构的布局参数.....	12
5.3 机构设计.....	14
5.3.1 纵向平面内上下横臂轴布置方案.....	14
5.3.2 横向平面内的上、下横臂的布局方案.....	15
5.3.3 水平面内上、下横臂摆动轴线的布置方案.....	15
5.3.4 上、下横臂长度的确定.....	17
6 悬架系统的辅助元件.....	19
结语.....	22
参考文献.....	23

1 前言

1.1 课题研究的目的和意义

当代汽车工业已成为国民经济的支柱产业之一，其发展水平反映了一个国家工业技术的综合水平，而且是否具有自主的开发技术关乎一个民族汽车工业的生死存亡。现阶段，越来越多的企业把自主的开发能力，独立的设计能力当作自己发展战略中的重要一环，并且体会到这一过程艰巨，需选择适当的技术切入点逐步的积累和提升。其中，现在各类汽车广泛采用弹性元件，尤其作为越野车对悬架的要求十分的高，因其更整车性能密切相关，针对悬架系统的结构和性能的开发越来越成为汽车整车开发的焦点，悬架系统是自主开发的能力不得不考虑的开发的关键点之一。

随着中国经济社会不断的发展以及人们生活水平夫人不断提高，汽车已成为们日常生活中不可或缺的交通工具。人们在不断提高经济性和动力性指标的情况下，更加注重了对整车的操控性性能的要求。这性要求不但体现在轿车上还体现越野车也逐步体现开始提出在整车操控性上稳定性评价体系。悬架系统直接影响汽车的操控稳定性及平顺性，因此的研究已成为汽车工作者日益关注的问题和工作重点。

悬挂的构件虽然简单但参数的确定却相当的复杂，厂家不但要考虑汽车的舒适性，操控稳定性还要考虑到成本问题。基于这三个问题不同厂家有不同的倾向性策略，也就产生了国内现在比较常见的五种悬挂：双横臂式独立悬挂、双叉臂式独立悬挂、单纵臂扭杆梁式半独立悬挂、双横臂式独立悬挂、多连杆式独立悬挂。

悬架是现代汽车上的重要总成之一，它把车架(或车身)与车轮弹性地连接起来。悬架需要传递作用在车轮和车身之间的一切力和力矩，缓和路面传给车身的冲击载荷，衰减由此引起的承载系统的振动，使汽车获得高速的行驶能力和理想的运动特性，所以悬架对于整车的意义重大。

鉴于悬架设计在汽车特别是在轿车总成开发中的重要地位，汽车必需重视悬架总成的设计开发。由于悬架本身的性能特点与整车的匹配关系等直接决定了汽车的行驶平顺性、操纵稳定性和乘坐舒适性，进而影响着整车的档次和价格。因此，对悬架的研究有着重要的实用意义。

本论文是总体方案要求进行的，与生产实际结合较紧密。通过对悬架系统中重要

零部件的设计、计算和校核;各定位参数涵义及其对整车动力学性能影响的分析,初步达到介绍悬架设计全过程目的,具有很强的操作性,能够为生产提供一定意义上的指导。

1.2 主要研究课题、方法、内容

1.2.1 课题来源及要求

本课题来源于生产实际,针对其前独立悬架进行重新设计。在此设计中需要完成悬架中关键零部件的设计计算和校核、减振器的选型、导向机构的分析、三维建模等。另外,设计还需包括悬架系统部分零件的 CAD 装配图的绘制。本设计从生产实际中来,因此,设计的方法和结果应对生产实际具有一定的指导作用。

1.2.2 研究方法

在设计时首先考虑改型车的总体方案要求,根据汽车的总体空间结构对悬架结构布局进行设计。接着,根据悬架总体方案,进行悬架系统各零部件的设计计算,在计算时应重点计算对悬架整体性能影响较大的零部件如:螺旋弹簧、上横臂、下横臂、减振器等。最后,对关键零件进行强度校核。

1.2.3 研究的主要内容

本文的研究对象是的前悬架,通过对悬架弹性元件的计算、分析,导向机构的核算和校核,可以验证悬架中关键零部件的可行性,掌握悬架的适用范围和使用条件,计算整车的行驶平顺性和操纵稳定性。

2 悬架

2.1 悬架的功用和组成

悬架是现代汽车上的重要总成之一，它把车架(或车身)与车轮弹性地连接起来。悬架需要传递作用在车轮和车身之间的一切力和力矩，缓和路面传给车身的冲击载荷，衰减由此引起的承载系统的振动，保证汽车的行驶平顺性;保证车轮在路面不平在和载荷变化是有理想的运动特性，使汽车获得高速的行驶能力和理想的运动特性。汽车悬架的功用总结如下:

- (1) 抑制、缓和由不平路面引起的振动和冲击;
- (2) 传递汽车垂直力以外，还传递其它个方向的力和力矩;
- (3) 保证车轮和车身(或车架)之间有确定的运动关系，使汽车具有良好的驾驶性能。

汽车悬架是车架(或车身)与车桥(或车轮)之间弹性连接的部件。汽车悬架主要由弹性元件、减振器和导向机构三个基本部分组成。此外还包括一些特殊功能的部件，如稳定器和缓冲块等。现代汽车还采用了控制机构，形成可控式悬架，如半主动悬架和全主动悬架等。

弹性元件使车架(或车身)与车桥(或车轮)之间实现弹性连接，用来承受并传递垂直载荷，缓和不平路面、紧急制动、加速和转弯引起的冲击。减振器用来衰减由于弹性系统受到冲击后引起的振动。导向机构是用来使车轮(特别是转向轮)按一定运动轨迹相对于车身运动。同时以上三者兼有传递力的作用。若钢板弹簧作为弹性元件时，它本身兼有导向作用，可不另设导向机构。在多数轿车和客车上，为防止车身在转向等情况下发生过大的横向倾斜，在悬架中还设有辅助弹性元件—横向稳定器，用以提高侧倾的刚度，使汽车具有不足转向特性，改善汽车的操纵稳定性和行驶的平顺性。

要保持车身自然振动频率不变或变化很小，在汽车空载到满载的范围内变化，就需要将悬架刚度做成可变的。如悬架中的有些弹性元件本身的刚度就是可变的，例如气体弹簧;有些弹性元件的刚度虽是不变的，但如果其结构中采取某些措施，也可使整个悬架具有可变的刚度，例如渐变刚度钢板弹簧。这样就使汽车空车对悬架刚度小，而载荷增加时，悬架刚度随之增加。改善了汽车行驶时的平顺性。

2.2 汽车悬架的类型

根据导向机构的结构特点,汽车悬架可分为非独立悬架和独立悬架两大类。非独立悬架的鲜明特色是左、右车轮之间由一刚性梁或非断开式车桥联接,当单边车轮驶过凸起时,会直接影响另一侧车轮。独立悬架中没有这样的刚性梁,左右车轮各自“独立”地与车架或车身相连或构成断开式车桥,按结构特点又可细分为横臂式、纵臂式、斜臂式等等,各种悬架的结构特点将在以下章节中进一步讨论。

除上述非独立悬架和独立悬架外,还有一种近似半独立悬架,它与近似半刚性的非断开式后支持桥相匹配。当左右车轮跳动幅度不一致时,后支持桥中呈V形断面并与左右纵臂固结在一起的横梁受扭,由于其具有一定的扭转弹性,故此种悬架既不同于非独立悬架,也与独立悬架有别。该弹性横梁还兼起横向稳定杆的作用。

按照弹性元件的种类,汽车悬架又可以分为钢板弹簧悬架、螺旋弹簧悬架、扭杆弹簧悬架、空气悬架以及油气悬架等。

按照作用原理,可以分为被动悬架、主动悬架和介于二者之间的半主动悬架。

2.3 双横臂独立悬架

双横臂式独立悬架的结构如图 2-1 所示。

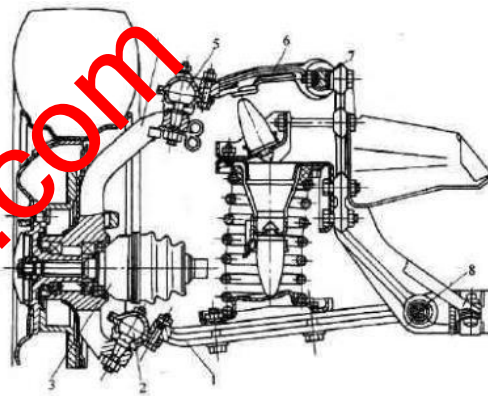


图 2-1 双横臂式独立悬架

按其上下横臂的长短可分为等长双横臂和不等长双横臂两种。等长双横臂悬架在车轮做上下跳动时,可保持主销倾角不变,但轮距却有较大的变化,会使轮胎磨损严重,多为不等长双摆臂悬架代替,后一种悬架在车轮上下跳动时候只需要适当的选择上下横臂的长度并合理布置,即可使轮距及车轮定位参数的变化限定在一定的范围之内,这种不大的轮距的改变,不应引起车轮沿路面的滑移,而为轮胎的弹性变形

所补偿，因此其保持了汽车良好的行使平顺性，双横臂悬架的突出优点在于其设计的灵活性，可以通过合理选择空间杆系的铰接点的位置及导向臂的长度，使得悬架具有合适的运动特性，并且形成恰当的侧倾中心和纵倾中心。

这种不等臂悬架的优点是改善了汽车的乘坐舒适性和平顺性，保证了轮胎的使用寿命，双横臂式独立悬架在轿车的前轮上应用得较广泛。

双横臂式独立悬架按所使用的弹性元件可分为螺旋弹簧、扭杆弹簧和空气弹簧。

3 悬架主要参数的确定

四轮全部采用独立悬架系统。目前，乘用车上应用的悬架系统，五花八门，全部采用非独立，全部独立，抑或是将二者结合，这主要源于汽车厂商的不同市场定位，市场策略。

本次设计参数设定车型乘用车；

车身质量 1945kg；前桥载荷 1070kg 和后桥载荷 875kg；

前轮距 1543mm，后轮距 1514mm；

轮胎， $r=0.317\text{m}$ ；

3.1 悬架频率的选择

对于大多数汽车而言，其悬挂质量分配系数 $\varepsilon = 0.8 \sim 1.2$ ，因而可以近似地认为 $\varepsilon = 1$ ，即前后桥上方车身部分的集中质量的垂直振动是相互独立的，并用偏频 n_1 、 n_2 表示各自的自由振动频率，偏频越小，则汽车的平顺性越好。由于偏频越小则平顺性越好，用途不同的汽车，对偏频的要求也各不相同，对于乘用车，前悬架满载偏频要求在 $1.00 \sim 1.45\text{Hz}$ ，后悬架则要求在 $1.17 \sim 1.58\text{Hz}$ 。原则上，乘用车的发动机排量越大，悬架的偏频应越小，要求满载前悬架偏频在 $0.80 \sim 1.15\text{Hz}$ ，后悬架则要求在 $0.98 \sim 1.30\text{Hz}$ 。货车满载时，前悬架偏频要求在 $1.50 \sim 2.10\text{Hz}$ ，而后悬架则要求在 $1.70 \sim 2.17\text{Hz}$ 。选定偏频以后，即可计算出悬架的静挠度。

取 $n_1 = 1.225\text{Hz}$ $n_2 = 1.375\text{Hz}$

3.2 悬架静挠度

悬架的工作行程由静挠度与动挠度之和组成。

由汽车前、后部分车身的固有频率 n_1 和 n_2 （亦称偏频）可用下式表示

$$n_1 = \frac{\sqrt{c_1/m_1}}{2\pi}$$

$$n_2 = \frac{\sqrt{c_2/m_2}}{2\pi}$$

式中， c_1 、 c_2 为前、后悬架的刚度（N/m）； m_1 、 m_2 为前、后悬架的簧上载荷（kg）。

双横臂式独立悬挂非簧质量小，得出

$$m_1 = m_{\text{前}} \times 0.8 = 1070 \times 0.8 = 856.0 \text{ kg}$$

$$m_2 = m_{\text{后}} \times 0.8 = 875 \times 0.8 = 700.0 \text{ kg}$$

由于双横臂为独立悬挂，采用弹性特性为线性变化悬架时，前、后悬架的静挠度可用下式表示

$$f_{c1} = \frac{m_1 g}{c_1}$$

$$f_{c2} = \frac{m_2 g}{c_2}$$

式中， g 为重力加速度， $g=10\text{m/s}^2$ 。

本次设计为乘用车悬架，所以取偏频 $n_1=1.225\text{Hz}$ ， $n_2=1.375\text{Hz}$ ，带入数据得：

$$c_1 = m_1(2\pi n_1)^2 = 856.0 \times (2 \times 3.14 \times 1.225)^2 = 50660.01 \text{ N/m}$$

$$c_2 = m_2(2\pi n_2)^2 = 700.0 \times (2 \times 3.14 \times 1.375)^2 = 52194.26 \text{ N/m}$$

计算出前、后悬架的刚度后，得出 $f_{c1}=169 \text{ mm}$ ， $f_{c2}=134 \text{ mm}$ 。

将计算静挠度代入公式

$$n_1 = \sqrt{250/f_{c1}}$$

$$n_2 = \sqrt{250/f_{c2}}$$

分析可知，悬架的静挠度 f_c 直接影响车身振动的偏频 n 。因此，欲保证汽车有良好的行驶平顺性，必须正确选取悬架的静挠度。选取前后悬架的静挠度值时，应使之接近并希望后悬架的静挠度比前悬架的静挠度儿小些，这样有利于防止车身产生较大的纵向角振动。推荐乘用车取 $f_{c2}=(0.8\sim 0.9)f_{c1}$ ，商用车取 $f_{c2}=(0.6\sim 0.8)f_{c1}$ 。由计算结果得出比值为，故符合设计要求

3.3 悬架动挠度

悬架的动挠度儿是指从满载静平衡位置开始悬挂压缩到结构允许的最大变形（通常指缓冲块压缩到其自由高度的 1/2 或 2/3）时，车轮中心相对车架（或车身）的垂直位移。要求悬架应有足够的动挠度，以防止在坏路面上行驶时经常碰撞缓冲块。对乘用车取 70-90mm,对商用车取 60-90mm 对于本次设计取 80mm。对于一般轿车而言悬架总的工作行程即静挠度与动挠度之和应当不小于 160mm，通过以上设计得

$$f_d + f_{c1} = 80 + 169 = 249 > 160 \text{ mm}$$

$$f_d + f_{c1} = 80 + 134 = 214 > 160 \text{ mm}$$

故设计符合要求。

3.4 悬架的弹性特性

悬架受到的垂直外力 F 与由此引起的车轮中心相对于车身位移 f (即悬架的变形) 的关系曲线, 称为悬架的弹性特性。其切线的斜率是悬架的刚度。当悬架变形 f 与所受垂直外力 F 之间不成固定的比例变化时, 悬架特性如图 (3-2) 所示。此时, 悬架刚度是变化的, 其特点是在满载位置附近, 刚度小且曲线变化平缓, 因而平顺性良好; 距离满载较远的两端, 曲线变陡, 刚度增大。这样, 可在有限的动挠度 f_d 范围内, 得到比线性悬架更多的动容量, 悬架的动容量是指悬架从静载荷的位置起, 变形到结构允许的最大变形为止消耗的功。悬架的动容量越大, 对缓冲块击穿的可能性越小。

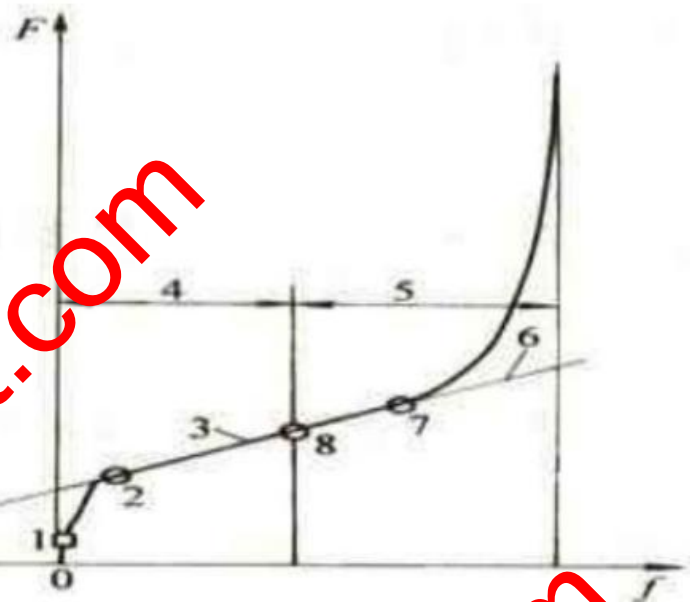


图 3-2 悬架弹性特性曲线

- 1、缓冲块复原点 2、复原行程缓冲块脱离支架 3、主弹簧弹性特性曲线 4、复原行程 5、压缩行程 6、缓冲块压缩期悬架弹性特性曲线 7、缓冲块压缩时开始接触弹性支架 8、额定载荷

对于空载与满载时簧上质量变化大的货车和客车,为了减少振动频率和车身高度的变化,应当选用刚度可变的非线性悬架。乘用车簧上质量在使用中虽然变化不大,但为了减少车轴对车架的撞击,减少转弯行驶的侧倾与制动时的前俯角和加速时的后仰角,也应该采用刚度可变的非线性悬架。

为了使悬架近似实现理想的非线性弹性特性,可以采取使用空气弹簧或在悬架中增加辅助弹簧的方法。增加辅助弹簧可以采用主副簧式钢板弹簧或渐变刚度钢板弹簧或橡胶辅助弹簧。采用辅助弹簧时,应当针对不同的车型及其用途合理的确定悬架的弹性特性。

4 悬架主要零件设计

4.1 螺旋弹簧的设计

4.1.1 弹簧形式、材料的选择

由于螺旋弹簧的生产量较大，应用广泛且成本低，故选择压缩圆柱螺旋弹簧。
根据汽车的工作条件，采用热扎弹簧钢 60Si2MnA,加热成形，而后淬火、回火等处理。

4.1.2 确定弹簧直径及刚度

当弹簧仅承受轴向载荷

$$F_z = m \times g = 856 \times 10 = 8560\text{N}\cdot\text{mm}$$

因为

$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{F_z K C}{\tau_p}} \text{mm}$$

式中：Dt——弹簧中径；

τ_p ——弹簧的许用应力，查得 $\tau_p=471\text{Mpa}$ ；

C——旋绕比，取 C=8；

K——曲度系数

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 \times 8 - 1}{4 \times 8 - 4} + \frac{0.615}{8} = 1.18$$

由此计算得弹簧材料直径 $d \geq 21 \text{mm}$ ，取得直径 $d=21\text{mm}$ 。

由于

$$C = \frac{D_t}{d}$$

计算得

$$D_t = C \times d = 8 \times 21 = 168\text{mm}$$

根据机械设计手册标准序列，取弹簧中径为 $D_t=180$

在最大工作负荷 F_z 作用下，取弹簧的有效圈数为： $n=8$ 圈

弹簧的刚度计算公式为

$$K = \frac{Gd^4}{8D_t^3n} = \frac{80000 \times 21^4}{8 \times 168^3 \times 8} = 41.58 \text{ N/mm}$$

式中：G——切变模数，一般取 80000N/mm²。

4.1.3 其他参数计算

表 4-1 参数计算

弹簧外径 D:	$D = D_t + d = 201 \text{ mm}$
弹簧内径 D ₁ :	$D_1 = D_t - d = 159 \text{ mm}$
总圈数 n ₁ :	$n_1 = n + n_2 = 10$
节距 p:	$p = 0.3D_t = 54 \text{ mm}$
自由高度 H ₀ :	$H_0 = pn + 1.5d = 463.5 \text{ mm}$
压拼高度 H ₀ :	$H_0 = (n_2 - 0.5) \times d = 199.5 \text{ mm}$
螺栓导角 γ:	$\gamma = \arctan \frac{p}{\pi D_t} = 5.5^\circ$

注：n₂是弹簧两端并紧且磨平，取值为 2。

4.1.4 弹簧校核

压缩螺旋弹簧轴向变形较大时，会产生侧向弯曲而失去稳定性，特别是弹簧自由高度超过弹簧中径的 4 倍时，更容易产生这种现象，因而设计时要进行稳定性计算。高径比可用下式计算

$$b = \frac{H_0}{D_t} = \frac{463.5}{180} = 2.58$$

计算得 $b = 2.58 < 4$ ，故稳定性符合要求。

则弹簧表面的剪切应力：

$$\tau = \frac{8F_z D_t K}{\pi d^3} = \frac{8F_z K C}{\pi d^2} = \frac{8 \times 8560 \times 1.18 \times 8}{3.14 \times 0.021^2} = 98.37 \text{ Mpa}$$

所以 $\tau = 98.37 < \tau_p = 471 \text{ Mpa}$ ，所以弹簧满足要求。

4.2 减震器的设计

减振器作为阻尼元件是悬架的重要组成部分之一，其作用是迅速衰减汽车振动，改善汽车行驶平顺性，增强车轮与路面附着性能，减少汽车因惯性力引起的车身倾角变化，提高汽车操纵性和稳定性。其特有功能是吸收悬架垂直振动的能量，并转化为热能耗散掉，使振动迅速衰减。汽车悬架系统中广泛采用液力式减振器。其作用原理是，当车架与车桥作往复相对运动时，减振器中的活塞在缸筒内作往复运动，于是减振器壳体内的油液反复地从一个内腔通过另一些狭小的孔隙流入另一个内腔。此时，孔与油液间的摩擦力及液体分子内摩擦便行程对振动的阻尼力，使车身和车架的振动能量转换为热能，被油液所吸收，然后散到大气中。

减振器大体上可以分为两大类，即摩擦式减振器和液力减振器。顾名思义，摩擦式减振器利用两个紧压在一起的盘片之间相对运动时的摩擦力提供阻尼。由于库仑摩擦力随相对运动速度的提高而减小，并且很易受油、水等的影响，无法满足平顺性的要求，因此虽然具有质量小、造价低、易调整等优点，但现代汽车上已不再采用这类减振器。液力减振器首次出现于 1901 年，其两种主要的结构型式分别为摇臂式和筒式。与筒式液力减振器相比，摇臂式减振器的活塞行程要短得多，因此其工作油压可高达 75-30MPa，而筒式只有 2.5-5MPa。筒式减振器的质量仅为摆臂式的约 1/2，并且制造方便，工作寿命长，因而现代汽车几乎都采用筒式减振器。筒式减振器最常用的三种结构型式包括：双筒式、单筒充气式和双筒充气式。本次设计的减振器采用的是双筒充气液力减振器，它具有工作性能稳定、干摩擦力小、噪声低、总长度短等优点，在乘用车上得到越来越多的应用。

设计减振器的要求是，在使用期间保证汽车的行驶平顺性的性能稳定，有足够的使用寿命。

本次设计使用双向作用筒式液压减振器，简单结果如下：

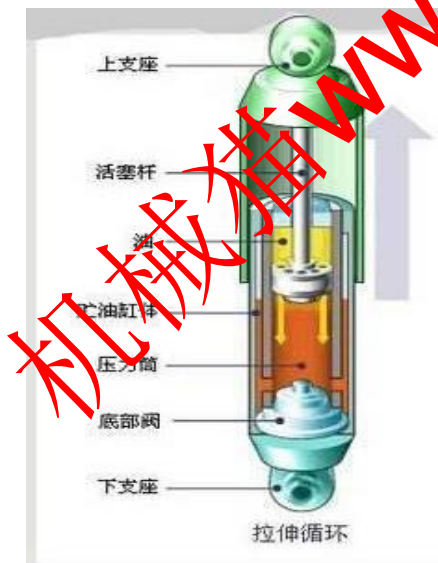


图 4-1 双向作用筒式液压减振器

4.1.1 相对阻尼系数的确定

汽车悬架有阻尼以后，簧上质量的振动是周期衰减振动，用相对阻尼系数 ψ 的大小来评定振动衰减的快慢程度。

相对阻尼系数 ψ 的物理意义是：减振器的阻尼作用在与不同刚度 c 和不同簧上质量 m_s 的悬架系统匹配时，会产生不同的阻尼效果。 ψ 值大，振动能迅速衰减，同时又能将较大的路面冲击力传到车身； ψ 值小则反之。通常情况下，将压缩行程时的相对阻尼系 ψ_Y 取得小些，伸张行程时的相对阻尼系数 ψ_S 取得大些。两者之间保持有 $\psi_Y = (0.25 - 0.50) \psi_S$ 的关系。

设计时，先取 ψ_Y 与 ψ_S 的平均值 ψ 。对于无内摩擦的弹性元件悬架， ψ 的取值范围 0.25~0.35，取 $\psi = 0.3$ 。为避免悬架碰撞车架，取 $\psi_Y = 0.5 \psi_S$ ，则 $\psi_S = 0.4$ ， $\psi_Y = 0.2$ 。

4.1.2 阻尼系数的确定

减振器的阻尼系数

$$\delta = 2 \psi \sqrt{cm_s}$$

因悬架系统的固有振动频率

$$\omega = \sqrt{\frac{C}{m_s}} = \sqrt{\frac{50660.01}{856}} = 7.69 \text{ Hz}$$

所以理论上

$$\delta = 2\Psi m_s \omega$$

实际上，应根据减振器的布置特点确定减振器的阻尼系数。此双横臂式独立悬架减震器如图 4-2。

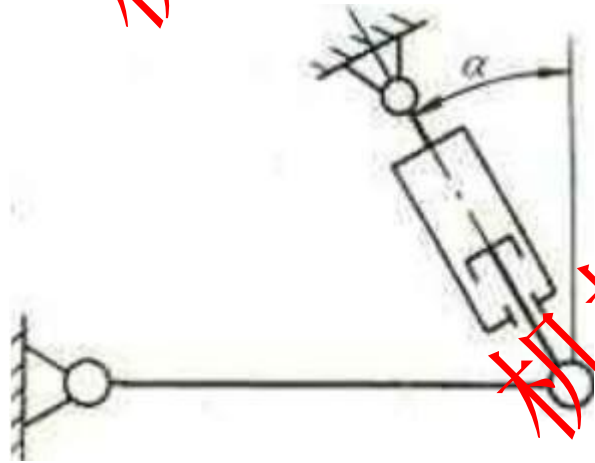


图 4-2 减震器安装图

此时减震器的阻尼系数为

$$\delta = \frac{2\Psi m_s \omega}{\cos^2 \alpha}$$

已知 Ψ 、 c 、 m ，本次设计减震器轴线与铅垂线之间的夹角 α 取 20° 。

计算得

$$\delta = \frac{2 \times 0.5 \times 856 \times 7.69}{\cos^2 20} = 4473.97 \text{ N}\cdot\text{s/m}$$

4.1.3 最大卸荷力的确定

为减少列车身上的冲击力，当减振器活塞振动速度达到一定值时，减振器打开卸荷阀。此时活塞速度成为卸荷速度 V_x 。

$$V_x = A\omega \cos \alpha = 0.04 \times 7.69 \times \cos 20 = 0.23 \text{ m/s}$$

式中， A 为车身振幅，取 $\pm 0.04\text{mm}$ ；

伸张行程时的阻尼系数为 δ ，在伸张行程的最大卸荷力

$$F_0 = \delta V_x = 4473.97 \times 0.23 = 1035.03 \text{ N}$$

4.1.4 筒式减震器工作缸直径的确定

根据伸张行程的最大卸荷力 F_0 计算工作缸直径 D_g 为

$$D_g = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi[p](1-\lambda^2)}}$$

式中, $[p]$ 为工作缸最大允许压力, 在 $3\text{Mpa} \sim 4\text{Mpa}$ 取 3.5Mpa ; λ 为连杆直径与缸径之比, 通常为 $0.4 \sim 0.5$, 取 0.4 。

代入数值

$$D_g = \sqrt{\frac{4 \times 1035.03}{3.14 \times 3.5 \times (1 - 0.4^2)}} = 21 \text{ mm}$$

减振器的工作缸直径 D_g 有 20mm 、 30mm 、 40 、 50mm 、 65mm 等选取直径 $D_g = 30 \text{ mm}$ 。

储油筒直径

$$D_c = 1.5D_g = 1.5 \times 30 = 45\text{mm}$$

壁厚取 2mm , 材料选 45 钢。

4.1.5 活塞杆的设计计算

活塞杆直径 d_g 可按下式计算数据

$$d_g = 0.5D_g = 0.5 \times 30 = 15\text{mm}$$

计算得 $d_g = 15\text{mm}$ 。

4.1.6 活塞杆的校核

材质为 $45\#$ 钢, 取 $\sigma_p = 635\text{Mpa}$, $\rho = 7.9\text{g/cm}^3$, $E = 210 \times 10^9\text{Pa}$, 有如下关系:

$$\sigma = \frac{P_{s\max} + M}{A}$$

式中: $P_{s\max}$ ——拉伸行程阻力;

M ——设计弹簧载荷;

A ——活塞面积。

$P_{\text{smax}}=1035.03 \text{ N}$, $M=1070\text{kg}$, $A=706.5\text{mm}$ 。

计算得

$$\sigma = \frac{1035.03 + 1070}{706.5} = 297.95 \text{ Mpa}$$

所以符合校核条件。

5 悬架导向机构设计

5.1 导向机构设计要求

对前轮导向机构的设计要求是：

- 1) 悬架上载荷变化时，保证轮距变化不超过 $\pm 4.0\text{mm}$ ，轮距变化大会引起轮胎早期磨损。
- 2) 悬架上载荷变化时，前轮定位参数要有合理的变化特性，车轮不应该产生侧向加速度。
- 3) 汽车转弯行驶时，应使车身侧倾角小。在 $0.4g$ 侧向加速度作用下，车身侧倾角小于等于 $6^\circ \sim 7^\circ$ ，并使车轮与车身的倾斜同向，以增强不足转向效应。
- 4) 制动时，应使车身有抗前俯作用；加速时，有抗后俯作用。

对汽车后轮独立悬架导向机构的要求：

- 1) 悬架上载荷变化时，轮距无显著变化。
- 2) 汽车转弯行驶时，应使车身侧倾角小，并使车轮与车身的倾斜反向，以减小过多转向效应。此外，导向机构还应有足够强度，并可靠地传递除垂直力以外的各种力和力矩。

5.2 导向机构的布局参数

双横臂式独立悬架的侧倾中心由如图 5-1 所示方式得出。从悬架与车身的固定连接点 E 作活塞杆运动方向的垂直线并将下横臂线延长。两条线的交点即为极点 P。将 P 点与车轮接地点 M 的连线交在汽车轴线上，交点 W 即为侧倾中心。

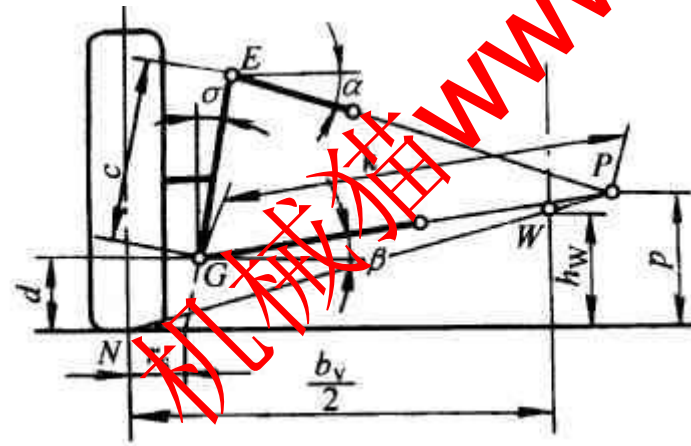


图 5-1 悬架侧倾中心

本次设计预设数据 $\beta = 5^\circ$, $\sigma = 15^\circ$, $a = 159 \text{ mm}$, $c = 613.75 \text{ mm}$, $d = 136 \text{ mm}$; 计算

$$\frac{B}{2} = \frac{1543}{2} = 771.5 \text{ mm}$$

双横臂式独立悬架侧倾中心高度 h_w 为

$$h_w = \frac{B}{2} \frac{h_p}{k \cos \beta + d \tan \sigma + r_s}$$

其中

$$k = \frac{c}{\cos (90 - \sigma - \beta)}$$

$$P = k \sin \beta + d$$

计算得

$$k = \frac{613.75}{\cos (90 - 5 - 15)} = 1794.48 \text{ mm}$$

$$P = 1794.48 \times \sin 5 + 136 = 292.26 \text{ mm}$$

$$h_w = \frac{1543}{2} \times \frac{292.26}{1794.48 \times \cos 5 + 137 \times \tan 15 + 159} = 114 \text{ mm}$$

在独立悬架中，前后侧倾中心连线称为侧倾轴线。侧倾轴线应大致与地面平行，且尽可能离地面高些。平行是为了使得在曲线行驶时前、后轴上的轮荷变化接近相等，从而保证中性转向特性（保证转向特性这并不是唯一的措施）；而尽可能高则是为了使车身的侧倾限制在允许范围内。但是前悬架侧倾中心高度受到允许轮距变化的限制且几乎不可能超过 150mm（上下摆臂初始角度过大）。独立悬架的侧倾中心高度推荐值如下：0~150mm。

设计时首先要确定(与轮距变化有关的)前悬架的侧倾中心高度，然后确定后悬架的侧倾中心高度。当后悬架采用独立悬架时，其侧倾中心高度要稍大些。如果用钢板

弹簧非独立悬架时，后悬架的侧倾中心高度要取得更大些。

此次设计的前悬侧倾中心高度为 114 mm,因而设计符合要求。

5.3 机构设计

5.3.1 纵向平面内上下横臂轴布置方案

上、下横臂轴抗前倾角的匹对对主销后倾角的变化有较大的影响，图 5-2 给出了六种可以匹配方案的主销后倾角值随车轮跳动的变化曲线。纵坐标为车轮接地点的垂直位移量的变化 Z 。角度的取值如图 5-2 所示，其正负角按图所示确定。

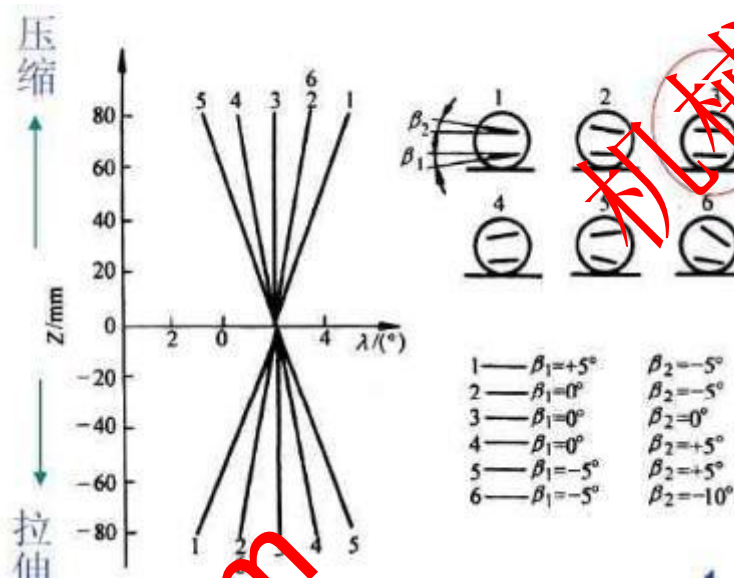


图 5-2 β_1 、 β_2 的匹配对 λ 影响

为了提高汽车的制动稳定性和舒适性，一般希望主销后倾角的变化规律为：在悬架弹簧压缩时后倾角增大，在弹簧拉伸时后倾角减小，用以造成制动时因主销后倾角变大而在控制臂支架上产生防止制动前俯的力矩。

1. 方案: 弹簧压缩后倾角增大，拉伸时减小；
 2. 方案: 弹簧压缩后倾角增大，拉伸时减小；
 3. 方案: 主销后倾角基本不变化，但抗前俯的作用也最小，现代汽车中采用的较少。
 4. 方案: 弹簧压缩后倾角减小，拉伸时增大；
 5. 方案: 弹簧压缩后倾角减小，拉伸时增大；
 6. 方案: 弹簧压缩后倾角增大，拉伸时减小。
- 1, 2, 6 的跳动规律是比较好的，目前被广泛采用。

本次设计选择方案 2 进行设计。

5.3.2 横向平面内的上、下横臂的布局方案

比较图 5-3a、b、c 三图可以清晰的看到，上下横臂的布置不同，所得侧倾中心位置也不同，根据实际前悬架侧倾中心高度在 0~150mm 之间，设计上、下横臂在横向平面内的布置方案选用 a 方案。

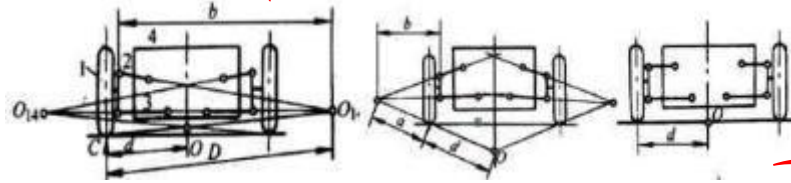


图 5-3 上、下横臂在横向平面内的布置方案

5.3.3 水平面内上、下横臂摆动轴线的布置方案

横臂轴在水平面的布置方案有三种，如图 5-4 所示

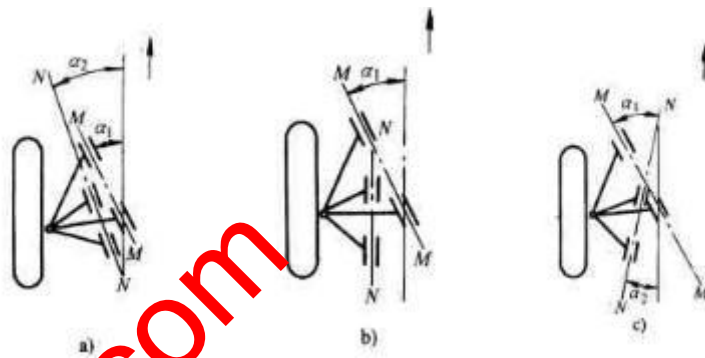


图 5-4 横臂轴线在水平面内的布置方案

下横臂轴 M-M 和上横臂轴 N-N 与纵轴线的夹角，分别用 α_1 与 α_2 来表示，称为导向机构上、下横臂轴的水平斜置角。一般规定，轴线前端远离汽车纵轴线的夹角为正，反之为负；与汽车纵轴线平行者，夹角为零。

为了使车轮在遇到凸起路障时能够使车轮一面上跳，一面后悬，以减少传到车身上的冲击力，还为了便于布置发动机，多数前置发动机汽车的悬架下横臂轴线 M-M 的斜置角 α_1 为正，而上横臂轴 N-N 的斜置角 α_2 则有正、有零或有负值三中布置方案；如图中的 a、b、c 所示。上下横臂轴斜置角不同的组合方案，对车轮跳动时前轮定位参数的变化规律有很大的影响。如车轮上跳，下横臂轴斜置角 α_1 为正、上横臂轴斜置

角 α_2 为负值或者零值时,主销后倾角随车轮的上跳而增大。如组合方案为上、下横臂轴斜置角 α_1 、 α_2 都为正值时,则主销后倾角随车轮的上跳有较少增加甚至减少(当 $\alpha_1 < \alpha_2$ 时)。至于采取哪种方案好,要与上下横臂在纵平面内的布置一起考虑。当车轮上跳、主销后倾角变大时,车身上的悬架支承处会产生反力矩,有抑制制动时的前俯作用。但是主销后倾角变得太大时,会使支承处反力矩过大,同时使得转向系统对侧向力十分敏感,容易造成车轮摆振或转向盘上力的变化。因此,希望乘用车的主销后倾角原始值为 $-1^\circ \sim +2^\circ$ 。当车轮上调时,悬架压缩 10mm,主销后倾角变化范围为 $10' \sim 40'$ 。

综合上述要求,选择恰当的抗前俯角,国外已根据设计经验制定出一套列线图如图 4-5 所示。该图由三组线图组成:图 4-5 为汽车在不同减速度时(以重力加速度百分数表示),前轮上方车身下沉量与抗前俯率的关系;图 4-5 为下横臂摆动轴线与水平线夹角不不同时,主销后倾角的变化率与抗前俯率的关系;图 4-5 为不同球销中心距时,主销后倾角的变化率与上、下横臂摆动轴线夹角(一)的关系。运用此图的步骤如下:

先根据设计的允许前俯角(在 0.5g 时为 $1^\circ \sim 3^\circ$)确定,然后找到相应的,并在图 5-5 上初选,求出主销后倾角变化率(推荐悬架每压缩 10mm 时为 $10' \sim 40'$),如超出范围,即重新选,直至达到要求为止。接着可用图 5-5,先选定球销中心距,从图 5-5 所定的值与初选的球销中心距在图上沿虚线所示的路线找到上、下横臂的夹角,如布置上允许即认为初选成功。此图适用于轴距 2.8~3.2m,质心高为 0.58~0.6m 的轿车。

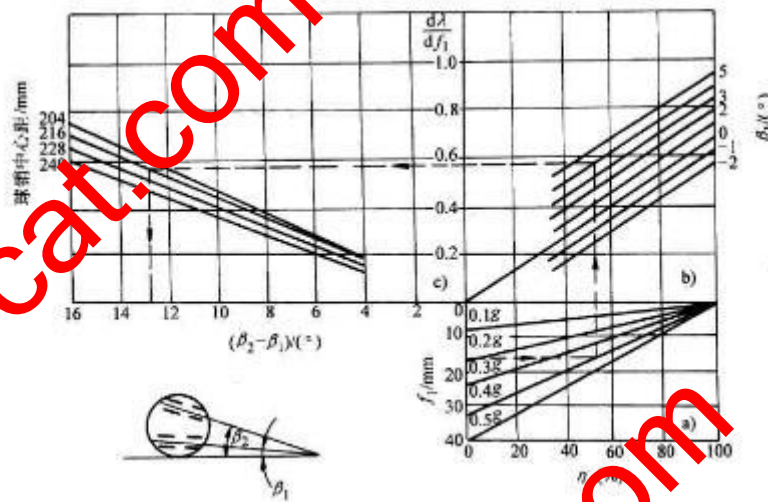


图 5-5 选择上、下横臂轴线纵向倾角的线图

充分考虑,本次设计按照图 4-4b 方案进行布置。

5.3.4 上、下横臂长度的确定

双横臂式悬架的上、下臂长度对车轮上、下跳动时前轮的定位参数影响很大。现代轿车所用的双横臂式前悬架，一般设计成上横臂短、下横臂长。这一方面是考虑到布置发动机方便，另一方面也是为了得到理想的悬架运动特性。

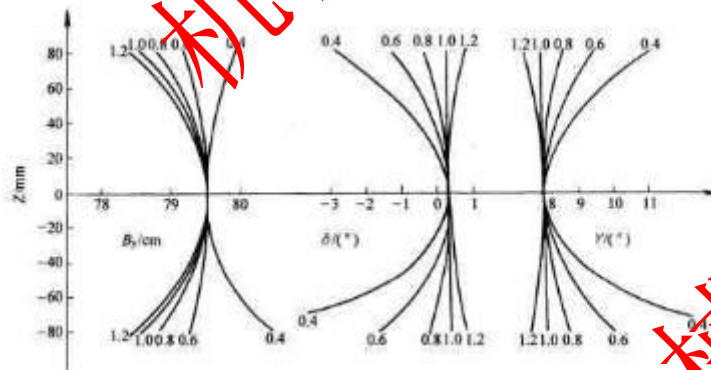


图 5-6 上、下横臂长度之比 L_1/L_2 改变时的悬架运动特性

上图为下横臂长度 L_1 保持原车值不变，改变上横臂长度 L_2 ，使 L_1/L_2 分别为 0.4，0.6，0.8，1.0，1.2 时计算得到的悬架运动特性曲线。

设计汽车悬架时，希望轮距变化要小，以减少轮胎磨损，提高其使用寿命，因此应选择 L_1/L_2 在 0.6 附近；为保证汽车具有良好的操纵稳定性，希望前轮定位角度的变化要小，这时应选择 L_2/L_1 在 1.0 附近。综合以上分析，该悬架的 L_1/L_2 应在 0.6~1.0 范围内。美国克莱斯勒和通用汽车公司分别认为，上、下摆臂长度之比取 0.7 和 0.66 为最佳。根据我国轿车设计的经验，在初选尺寸时， L_1/L_2 取 0.65 为宜。

本次设计选择 $L_1/L_2=0.65$ 进行设计。得 $L_1=220.43\text{ mm}$ ； $L_2=339.12\text{ mm}$ 。

6 悬架系统的辅助元件

1. 横向稳定杆

为了降低汽车的固有振动频率以改善行驶平顺性，现代汽车悬架的垂直刚度 c 一般都倾向取较小值，从而能降低车身固有频率 n ，达到改善汽车平顺性的目的。但因为悬架侧倾角刚度 c_ϕ 和悬架垂直刚度 c 之间是正比关系，所以减小垂直刚度 c 的同时使侧倾角刚度 c_ϕ 也减小，并使车厢侧倾角增加，影响了汽车的行驶稳定性，也会让车厢中的乘员感到不舒适，降低了行车安全感。为此，现代汽车大多采用加装横向稳定器，在不增大悬架垂直刚度 c 的条件下，增大悬架的侧倾角刚度 c_ϕ ，以保证汽车的行驶稳定性。

横向稳定器在独立悬架中的典型安装方式如图 6-1 所示。当左、右车轮同向等幅跳动时，横向稳定器不起作用；当左、右车轮有垂向的相对位移时，横向稳定器受扭，发挥弹性元件的作用。

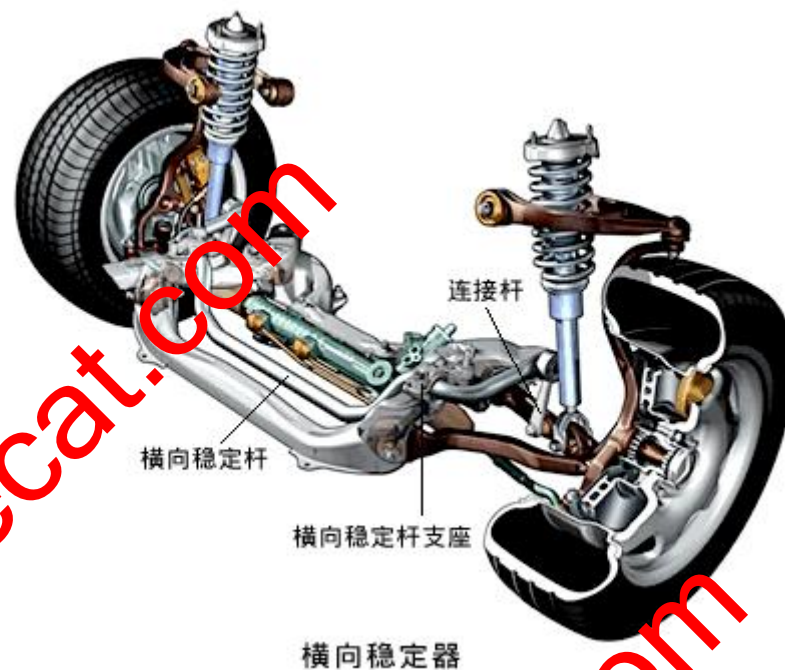


图 6-1 横向稳定器安装示意图

通常在汽车的前、后悬架中都装有横向稳定器，或者只在前悬架中安装。因为汽车弯行驶产生的侧倾力矩，使内、外侧车轮的负荷发生转移，并影响车轮侧偏刚度 K

和车轮侧偏角 δ 变化。前、后轴(桥)车轮负荷转移的大小,主要取决于前、后悬架的侧倾角刚度值。当前悬架侧倾角刚度 $c_{\varphi 1}$ 大于后悬架侧倾角刚度 $c_{\varphi 2}$ 时,前轴(桥)的车轮负荷转移大于后轴(桥)车轮上的负荷转移,并使前轮侧偏角 δ_1 大于后轮侧偏角 δ_2 ,以保证汽车有不足转向特性。若只在后悬架中安装,则会使汽车趋于过多转向。需要注意的是,当汽车在坑洼不平的路面行驶时,左、右车轮之间有垂向相对位移,由于横向稳定器的作用,增加了车轮处的垂向刚度,对汽车行驶平顺性有不利影响。

2. 缓冲块

缓冲块通常用图 6-2 所示形状的橡胶制造。通过硫化将橡胶与钢板连接为一体,再经焊在钢板上的螺钉将缓冲块固定到车架(车身)或其他部位上,起到限制悬架最大行程的作用。

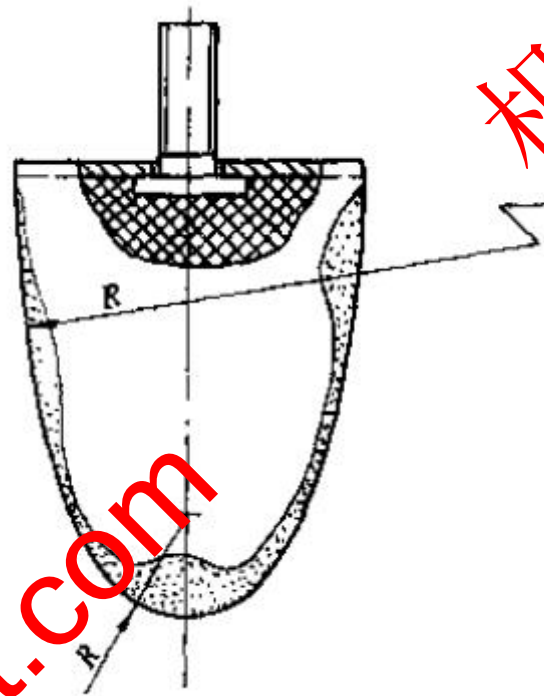


图 6-2 橡胶缓冲块

有些汽车装用多孔聚氨酯制成(图 6-3)的几种形状的缓冲块,它兼有辅助弹性元件的作用。多孔聚氨酯是一种有很高强度和耐磨性能的复合材料。这种材料起泡时就形成了致密的耐磨外层,但其外廓尺寸增加却不大,这点与橡胶不同。有些汽车的缓冲块装在减振器上,除了减振以外,还能有效保护减振器和悬架系统,降低行驶噪声,减少油封漏油。

机械猫

机械猫www.jixiecat.com

机械猫www.jixiecat.com

机械猫

www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

om

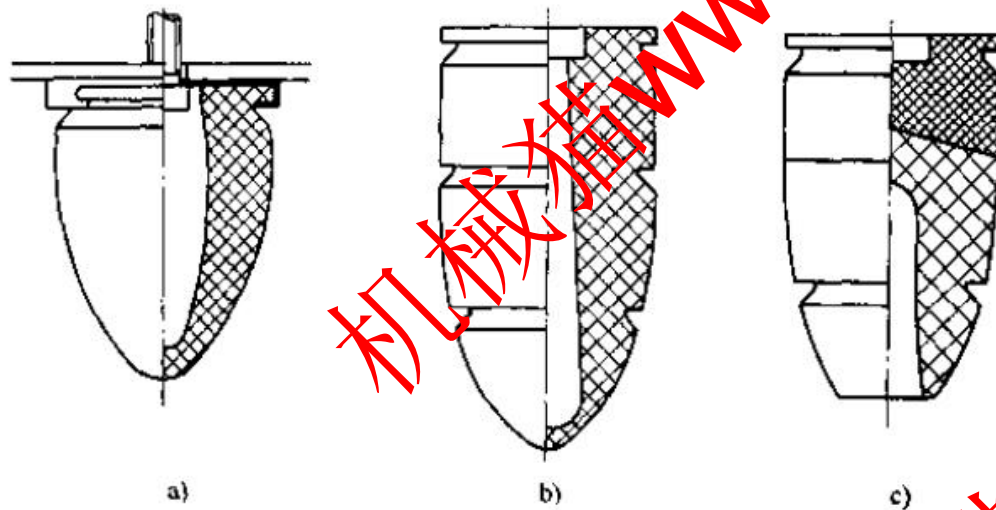


图 6-3 由多孔聚氨酯制成的辅助弹性元件形状

结语

悬架的主要创新点在于双横臂悬架的突出特点在于可将导向机构及减振器装置集合在一起,可将多个零件集成在一个单元里。这样一来,相对于双横摆臂悬架而言,它不仅简化了结构,减小了质量,还节省了空间,降低了制造成本,并且几乎不占用横向空间,有利于车身前部地板的构造和发动机布置。另外,当车轮跳动时,其轮距和前束及车轮外倾角等均改变不大,减轻了轮胎的磨损,也使汽车具有良好的行驶稳定性。不足的是,由于双横臂悬架自身的缺陷,汽车行驶在不平路面时,车轮容易自动转向,故驾驶者必须用力保持方向盘的方向,当受到剧烈冲击时,滑柱易造成弯曲,因而影响转向性能。稳定性差,抗侧倾和制动点头能力弱,增加稳定杆以后有所缓解但无法从根本上解决问题,耐用性不高,减震器容易漏油需要定期更换。

悬架设计中由于考虑成本与安装复杂性问题,采用了纯机械结构。在以后可以改进为用一个有自身能源的动力发生器来代替被动悬架中的弹簧和减振器的主动悬架,这样可以在不同的路面及行驶条件下显著地提高车辆性能。

在这个设计的过程中我领悟到了许多,很多东西是不可能通过平时的学习得到的,必须动手才会有收获。经过这个类似“实战”的训练,获益匪浅:对汽车悬架系统有了一个系统,全面的认识,特别是对双横臂式独立悬架的结构,原理有了较为深入的理解。

经历了此番难忘的课程设计,深深的感到,在今后的学习中必须加倍努力,只有把在此暴露的问题统统解决掉,才有向前进可能,才会有更大的进步。

参考文献

- [1]冯超, 部惠乐, 余志生等. 汽车工程手册[M]. 人民交通出版社, 2001
- [2]王望予. 汽车设计[M]. 机械工业出版社, 2004
- [3]陈家瑞. 汽车构造(下册)[M]. 机械工业出版社, 2009
- [4]东北工学院《机械零件设计手册》编写组. 机械零件设计手册冶金工业出版社, 1983
- [5]余志生. 汽车理论[M]. 机械工业出版社, 2009
- [6]余志生主编. 汽车理论. 第5版[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [7]齐志鹏主编. 汽车悬架和转向系统的结构原理与检修[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2002.
- [8]王若平主编. 现代汽车设计方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [9]周长城主编. 车辆悬架设计及理论[M]. 北京: 北京大学出版社, 2011.
- [10]哈工大理论力学教研室主编. 理论力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2009.
- [11]成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004.
- [12]丁华. 双横臂悬架系统性能研究[D]. 镇江: 江苏大学汽车与交通工程学院, 2011.
- [13]朱德照. 汽车悬架设计[M]. 北京: 人民交通出版社, 1980.
- [14]陆波. 麦式悬架系统运动分析[J]. 汽车技术, 1994(6):23-27.
- [15]张越今. 多刚体系统动力学在汽车转向和悬架系统运动分析中的应用[J]. 汽车工程, 1995(5):263—273.
- [16]曾庆东. 机动车减震器设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000;