

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.....	3
2 总体方案论证.....	5
2.1 非独立悬架与独立悬架.....	5
2.2 独立悬架结构形式分析.....	5
2.3 悬架选择的方案确定.....	5
2.4 弹性元件.....	7
2.5 减振元件.....	7
2.6 传力构件及导向机构.....	8
2.7 横向稳定器.....	8
3 悬架主要参数的确定.....	10
3.1 悬架的空间几何参数.....	10
3.2 悬架的弹性特性和工作行程.....	11
3.2.1 悬架频率的选择.....	11
3.2.2 悬架静挠度.....	11
3.2.3 悬架动挠度.....	12
3.2.4 悬架的弹性特性.....	13
4 悬架主要零件设计.....	15
4.1 螺旋弹簧的设计.....	15
4.1.1 弹簧形式、材料的选择.....	15
4.1.2 确定弹簧直径及刚度.....	15
4.1.3 其他参数计算.....	16
4.1.4 弹簧校核.....	16
4.2 减震器的设计.....	17
4.1.1 相对阻尼系数的确定.....	18
4.1.2 阻尼系数的确定.....	18
4.1.3 最大卸荷力的确定.....	19
4.1.4 筒式减震器工作缸直径的确定.....	20

机械

4.1.5 活塞杆的设计计算.....	20
4.1.6 活塞杆的校核.....	21
5 悬架导向机构设计.....	22
5.1 导向机构的布局参数.....	22
5.2 麦弗逊式悬架导向机构设计.....	24
6 悬架系统的辅助元件.....	27
结语.....	30
参考文献.....	31

ecat.com

机械猫www.jixiecat.com

猫www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

机械

om

1 前言

悬架是保证车轮或车桥与汽车承载系统(车架或承载式车身)之间具有弹性联系并能传递载荷、缓和冲击、衰减振动以及调整汽车行驶中的车身位置等有关装置的总称。

悬架最主要的功能是传递作用在车轮和车架(或车身)之间的一切力和力矩,并缓和汽车驶过不平路面时所产生的冲击,衰减由此引起的承载系统的振动,以保证汽车的行驶平顺性。为此必须在车轮与车架或车身之间提供弹性联接,依靠弹性元件来传递车轮或车桥与车架或车身之间的垂向载荷,并依靠其变形来吸收能量,达到缓冲的目的。采用弹性联接后,汽车可以看作是由悬挂质量(即簧载质量)、非悬挂质量(即非簧载质量)和弹簧(弹性元件)组成的振动系统,承受来自不平路面、空气动力及传动系、发动机的激励。为了迅速衰减不必要的振动,悬架中还必须包括阻尼元件,即减振器。此外,悬架中确保车轮与车架或车身之间所有力和力矩可靠传递并决定车轮相对于车架或车身的位移特性的连接装置统称为导向机构。导向机构决定了车轮跳动时的运动轨迹和车轮定位参数的变化,以及汽车前后侧倾中心及纵倾中心的位置,从而在很大程度上影响了整车的操纵稳定性和抗纵倾能力。在有些悬架中还有缓冲块和横向稳定杆。

尽管一百多年来汽车悬架从结构型式到作用原理一直在不断地演进,但从结构功能而言,它都是由弹性元件、减振装置和导向机构三部分组成。在有些情况下,某一零部件兼起两种或三种作用,比如钢板弹簧兼起弹性元件及导向机构的作用,麦克弗逊悬架(McPherson strut suspension),或称滑柱摆臂式独立悬架)中的减振器柱兼起减振器及部分导向机构的作用。

如前所述,汽车悬架和悬挂质量、非悬挂质量构成了一个振动系统,该振动系统的特性很大程度上决定了汽车的行驶平顺性,并进一步影响到汽车的行驶车速、燃油经济性和运营经济性。该振动系统也决定了汽车承载系和行驶系许多零部件的动载,并进而影响到这些零件的使用寿命。此外,悬架对整车操纵稳定性、抗纵倾能力也起着决定性作用。因而在设计悬架时必须考虑以下几个方面的要求:

- 1、通过合理设计悬架的弹性特征及阻尼特性确保汽车具有良好的行驶平顺性,既具有较低的振动频率、较小的振动加速度值和合适的减振性能,并能避免在悬架的压缩或伸张行程极限点发生硬冲击,同时还要保证轮胎具有足够的接地能力;

2、合理设计导向机构，以确保车轮与车架或车身之间所有力和力矩的可靠传递，保证车轮跳动时车轮定位参数的变化不会过大，并且能满足汽车具有良好的操纵稳定性的要求；

3、导向机构的运动应与转向杆系的运动相协调，避免发生运动干涉，否则可能引发转向轮摆振；

4、侧倾中心及纵倾中心位置恰当，汽车转向时具有抗侧倾能力，汽车制动和加速时能保持车身的稳定，避免发生汽车在制动和加速时的车身纵倾（即所谓“点头”和“后仰”）；

5、悬架构件的质量要小尤其是其非悬挂部分的质量要尽量小；

6、便于布置，在轿车设计中特别要考虑给发动机及行李箱留出足够的空间；

7、所有零部件应具有足够的强度和使用寿命；

8、制造成本低；

9、便于维修、保养。

为了满足汽车具有良好的行驶平顺性，要求由簧上质量与弹性元件组成的振动系统的固有频率应在合适的频段，并尽量可能低。前、后悬架固有频率的匹配应合理。

本课题的是进行悬架设计。主要研究的内容是 1.进行悬架的底盘布置；2.悬架结构型式分析和主要参数的确定；3.用 AUTOCAD 完成悬架装配图及主要零件图。

解决的问题有 1.解决汽车零部件企业麦弗逊悬架产品开发过程中设计与产品建模等问题；2.规范合理的型式和尺寸选择，结构和布置合理；3.分析其结构形式及主要参数的确定。

鉴于本次设计车型的特点，综合悬架的各自特性以及成本等方面，故将汽车的悬架设计为麦弗逊悬架

2 总体方案论证

2.1 非独立悬架与独立悬架

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。

以纵置钢板弹簧为弹性元件兼作导向装置的非独立悬架,其主要优点是:结构简单,制造容易,维修方便,工作可靠。缺点是:由于整车布置上的限制,钢板弹簧不可能有足够的长度(特别是前悬架),使之刚度较大,所以汽车平顺性较差;簧下质量大;在不平路面上行驶时,左、右车轮相互影响,并使车轴(桥)和车身倾斜;当两侧车轮不同步跳动时,车轮会左、右摇摆,使前轮容易产生摆振;前轮跳动时,悬架易与转向传动机构产生运动干涉;当汽车直线行驶在凹凸不平的路段上时,由于左、右两侧车轮反向跳动或只有一侧车轮跳动时,不仅车轮外倾角有变化,还会产生不利的轴转向特性;汽车转弯行驶时,离心力也会产生不利的轴转向特性;车轴(桥)上方要求有与弹簧行程相适应的空间。这种悬架主要运用在总质量大些的商用车前、后悬架以及某些乘用车的后悬架上。

独立悬架的优点是:非悬架质量小,悬架所受到并传给车身的冲击载荷小,有利用于提高汽车的行驶平顺性及轮胎的接地性能;左右车轮的跳动没有直接的相互影响,可减少车身的倾斜和抖动;占有横向空间少,便于发动机布置,可以降低发动机的安装位置,从而降低汽车质心位置,有利于提高汽车的行驶稳定性;易于实现驱动轮转向。

2.2 独立悬架结构形式分析

独立悬架有多种结构形式,主要分为双横臂式;单横臂式;双纵臂式;单纵臂式;麦弗逊式和扭转梁随动臂式等几种类型。

对于不同结构形式的独立悬架，不仅结构特点不同，而且许多基本特征也有较大区别。时常从侧倾中心高度，车轮定位参数的变化，悬架侧倾角刚度，横向刚度几个方面进行评价。

不同类型的悬架占用的空间尺寸不同，占用横向尺寸大的悬架影响发动机的布置和从车上拆装发动机的困难程度。占用高度空间小的悬架，则允许行李箱宽敞，而且底部平整，布置油箱容易。因此悬架占用的空间尺寸也用来作为评价指标之一。

2.3 悬架选择的方案确定

前悬架采用纵置钢板弹簧非独立悬架时，因前轮容易发生摆振现象，不能保证汽车有良好的操纵稳定性，所以前悬架采用独立悬架。

麦弗逊式独立悬架是独立悬架中的一种，是一种减振器作滑动支柱并与下控制臂铰接组成的一种悬架形式，与其它悬架系统相比，结构简单、性能好、布置紧凑，占用空间小。因此对布置空间要求高的发动机前置前驱动轿车的前悬架几乎全部采用了麦弗逊式悬架。

本次设计从经济性、结构布置的合理性等方面考虑前悬架应采用麦弗逊悬架。如图 2-1 为麦弗逊悬架。

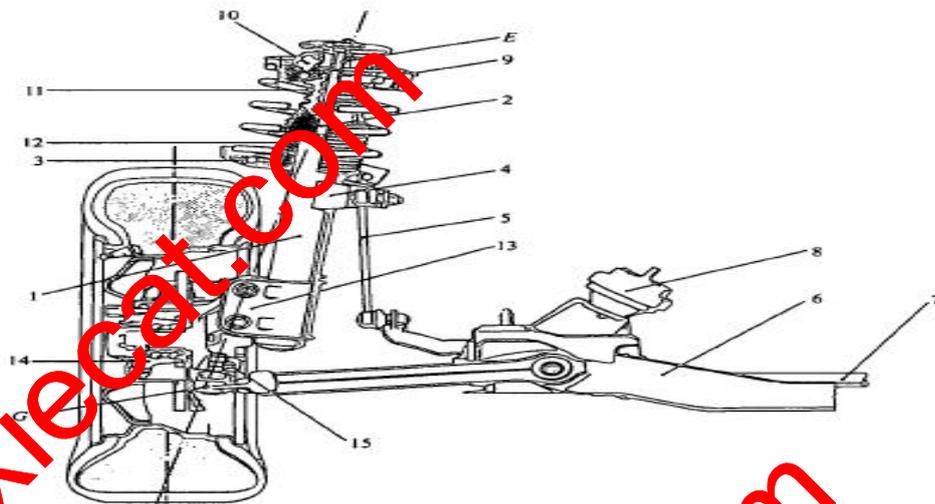


图 2-1 麦弗逊悬架结构

1-减振器外筒; 2-活塞杆; 3-弹簧支座; 4-横向稳定杆支架; 5-横向稳定杆拉杆;
6-副车架; 7-横向稳定杆; 8-发动机支座; 9-弹簧上支座; 10-隔离座; 11-辅助弹簧;
12-防尘罩; 13-U 形夹; 14-轴承; 15-定位螺栓

2.4 弹性元件

弹性元件是悬架的最主要部件, 因为悬架最根本的作用是减缓地面不平度对车身造成的冲击, 即将短暂的大加速度冲击化解为相对缓慢的小加速度冲击。使人不会造成伤害及不舒服的感觉; 对货物可减少其被破坏的可能性。

弹性元件主要有钢板弹簧、螺旋弹簧、扭杆弹簧、空气弹簧等类型。除了板弹簧自身有减振作用外, 配备其它种类弹性元件的悬架必须配备减振元件, 使已经发生振动的汽车尽快静止。钢板弹簧是汽车最早使用的弹性元件, 由于存在诸多设计不足之处, 现逐步被其它种类弹性元件所取代, 本文选择螺旋弹簧。

2.5 减振元件

减振元件主要起减振作用。为加速车架和车身振动的衰减, 以改善汽车的行驶平顺性, 在大多数汽车的悬架系统内都装有减振器。减振器和弹性元件是并联安装的, 如图 2-2 所示。

汽车悬架系统中广泛采用液力减振器。液力减振器的作用原理是当车架与车桥作往复相对运动时, 而减振器中的活塞在缸筒内也作往复运动, 则减振器壳体内的油液便反复地从一个内腔通过一些窄小的孔隙流入另一内腔。此时, 孔壁与油液间的摩擦及液体分子内摩擦便形成对振动的阻尼力, 使车身和车架的振动能量转化为热能, 而被油液和减振器壳体所吸收, 然后散到大气中。本文选择双筒式液力减振器。

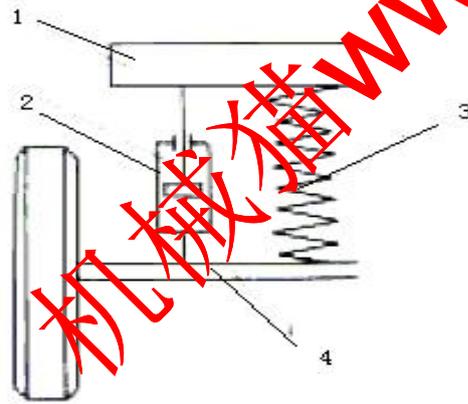


图 2-2 含减振器的悬架简图

1.车身 2.减震器 3.弹性原件 4.车桥

2.6 传力构件及导向机构

车轮相对于车架和车身跳动时，车轮（特别是转向轮）的运动轨迹应符合一定的要求，否则对汽车某些行驶性能（特别是操纵稳定性）有不利的影响。因此，悬架中某些传力构件同时还承担着使车轮按一定轨迹相对于车架和车身跳动的任务，因而这些传力构件还起导向作用，故称导向机构。

对前轮导向机构的要求

(1) 悬架上载荷变化时，保证轮距变化不超过 $+4.0\text{mm}$ ，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，车轮不应产生纵向加速度；

(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 $\leq 6.7^\circ$ 。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，有抗后仰作用。

(5) 具有足够的疲劳强度和寿命，可靠地传递除垂直力以外的各种力和力矩。

2.7 横向稳定器

在多数的轿车和客车上，为防止车身在转向行驶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。

横向稳定器实际是一根近似 U 型的杆件，两个端头与车轮刚性连接，用来防止车身产生过大侧倾。其原理是当一侧车轮相对车身位移比另外一侧位移大时，稳定杆承受扭矩，由其自身刚性限制这种倾斜。特别是前轮，可有效防止因一侧车轮遇障碍物时，限制该侧车轮跳动幅度。

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 845kg；

前轮距 1543mm，后轮距 1514mm；

轮胎 225/45R17， $r=0.317\text{m}$ ；

3.1 悬架的空间几何参数

在确定零件尺寸之前，需要先确定悬架的空间几何参数。麦弗逊式悬架的受力图如图 3-1 所示：

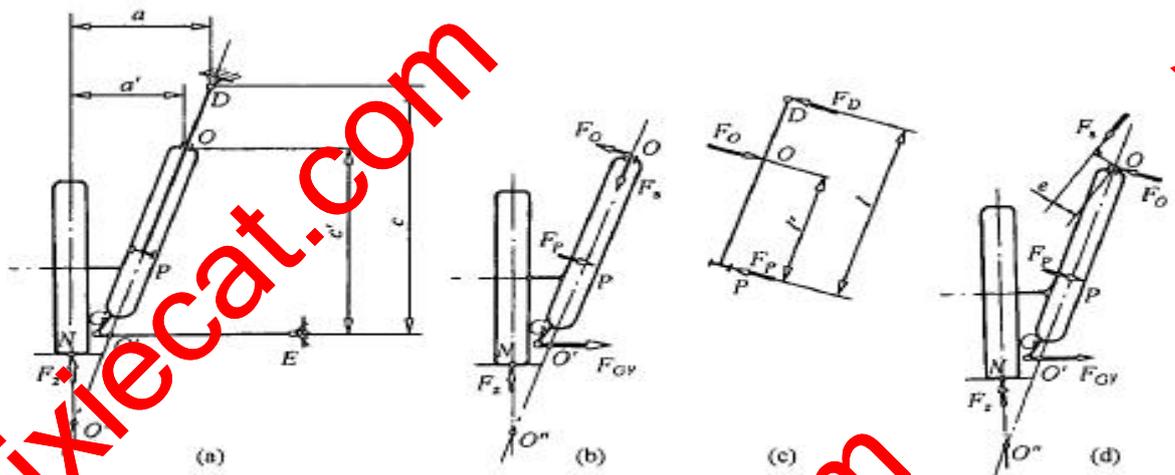


图 3-1 麦弗逊式悬架的受力图

根据车轮尺寸，确定 G 点离地高度为 234 mm，O 点距车轮中心平面 243 mm，减震器安装角度 $^{\circ}$ 。

3.2 悬架的弹性特性和工作行程

3.2.1 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 $n_1 = 1.225 \text{ Hz}$ ， $n_2 = 1.375 \text{ Hz}$

3.2.2 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 ）。

麦弗逊式独立悬架非簧质量小，得出

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

$$m_2 = m_{\text{后}} \times 0.8 = 845 \times 0.8 = 676.0 \text{ kg}$$

由于麦弗逊为独立悬挂，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 $n_1=1.225\text{Hz}$ ， $n_2=1.375\text{Hz}$ ，由式（5-1）、式（5-2）得：

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

$$c_2 = m_2(2\pi n_2)^2 = 676.0 \times (2 \times 3.14 \times 1.3)^2 = 50404.74 \text{ N}\cdot\text{m}$$

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

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 0.79，故符合设计要求

3.2.3 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

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

$$f_d + f_{c2} = 80 + 134 = 214 > 160\text{mm}$$

故设计符合要求。

3.2.4 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。

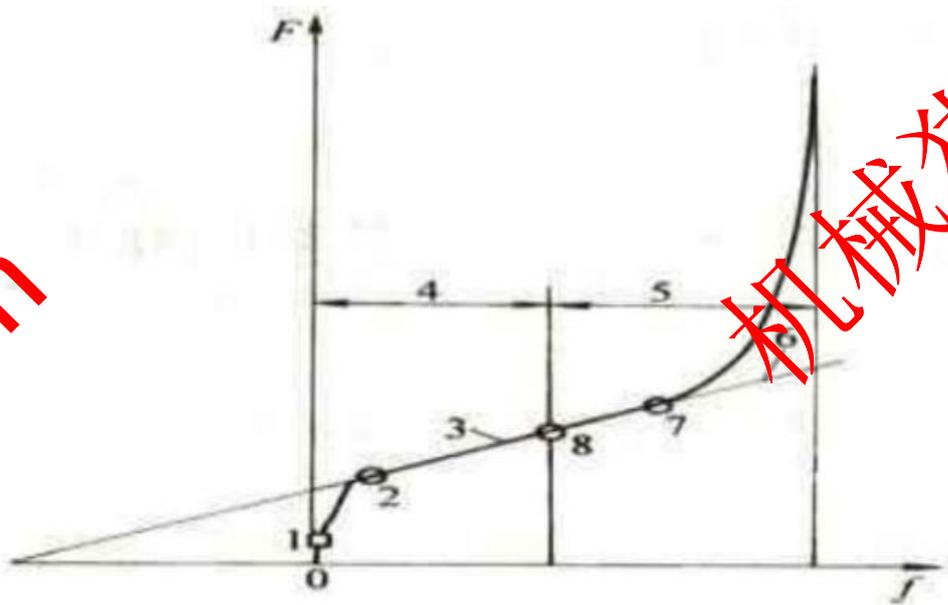


图 3-2 悬架弹性特性曲线

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。

机械猫

机械猫www.jixiecat.com

机械猫www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

机械猫

www.jixiecat.com

om

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

$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{F_z K C}{\tau_p}} \text{mm} \quad \text{式 (5-8)}$$

式中： D_t ——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

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

根据机械设计手册中径标准序列，取标弹簧中径 $D=180$

在最大工作负荷 F_z 作用下，取弹簧的有效圈数为： $n=6$ 圈

弹簧的刚度计算公式为

$$K = \frac{Gd^4}{8D_t^3n} = \frac{80000 \times 21^4}{8 \times 168^3 \times 6} = 55584 \text{ N/mm}$$

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 :	$n_1 = n + n_2 = 8$
节距 p:	$p = 0.3D_t = 54 \text{ mm}$
自由高度 H ₀ :	$H_0 = pn + 1.5d = 355.5 \text{ mm}$
压拼高度 H ₀ :	$H_0 = (n_0 - 0.5) \times d = 157.5 \text{ mm}$
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

$$b = \frac{H_0}{D_t} = \frac{355.5}{157.5} = 1.98$$

计算得 $b = 1.98 < 4$ ，故稳定性符合要求。

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

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 $0.25 \sim 0.35$ ，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。此麦弗逊式独立悬架减震器如图 4-2。

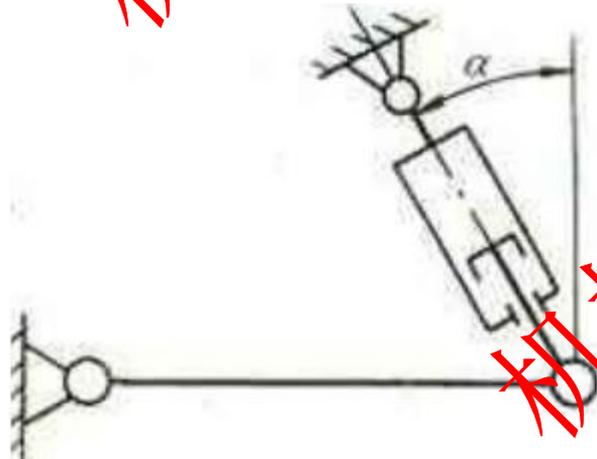


图 4-2 减震器安装图

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 $\pm 0.0450660.01 \text{ mm}$ ；

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

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

计算得 $d_g=15\text{mm}$ 。

根据计算直径选择活塞杆的轴承型号为推力球轴承 51102, 下面是轴承的参数。

轴承型号	内径 d(mm)	外径 D(mm)	宽度 B(mm)
51102	15	28	9

所以取 $d_g=15\text{mm}$, 材质为 45#钢, 热处理为表面高频淬火, 硬化层深 $0.7 \sim 1.2\text{mm}$, 硬度 $45 \sim 50\text{HRC}$, 淬火后校直。直线度为 0.02mm , 并去应力回火。表面处理为镀硬铬 $20\mu\text{m}$ 以上, 铬层硬度要求 $\text{HV}900$ 以上。

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：

$$\sigma = \frac{P_{\text{smax}} + M}{A}$$

式中： P_{smax} ——拉伸行程阻力；

M ——设计弹簧载荷；

A ——活塞面积。

$P_{\text{smax}}=1035.03\text{ N}$ ， $M=1070\text{kg}$ ， $A=706.5\text{mm}^2$ 。

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 导向机构的布局参数

麦弗逊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 N 的连线交在汽车轴线上，交点 W 即为侧倾中心。

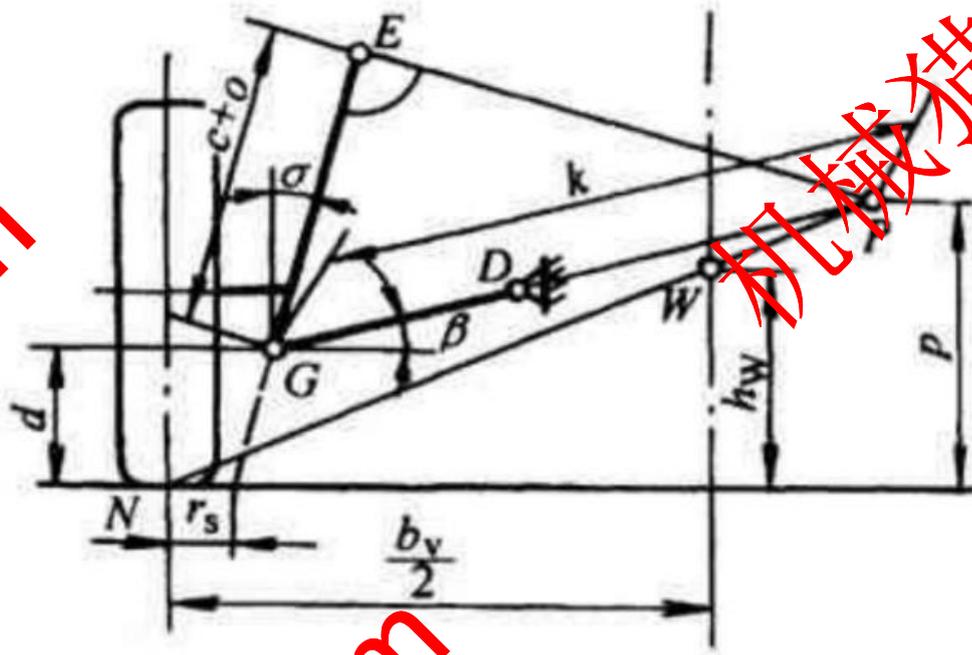


图 5-1 悬架侧倾中心

本次设计预设数据 $\alpha=2^\circ$ ， $\beta=2^\circ$ ， $\sigma=15^\circ$ ， $a=158.5\text{mm}$ ， $c+o=476.75\text{mm}$ ， $d=226\text{mm}$ ；计算

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

麦弗逊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

$$k = \frac{c+o}{\sin(\alpha+\beta)}$$

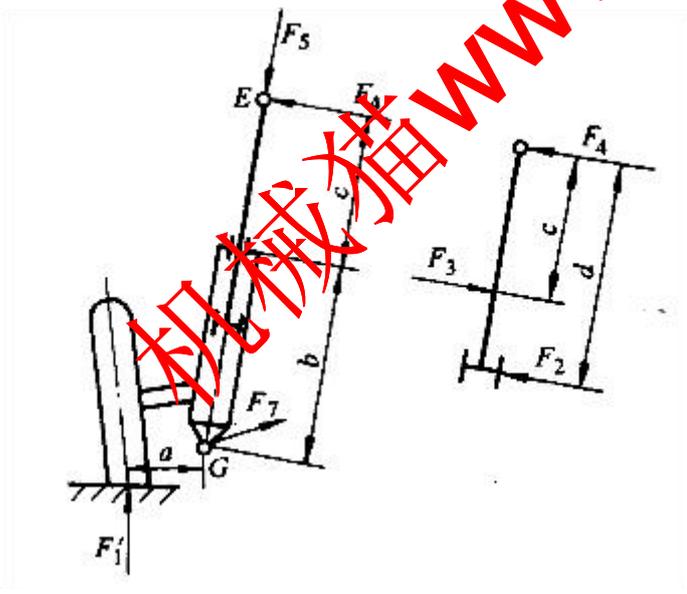


图 5-3 悬架受力简图

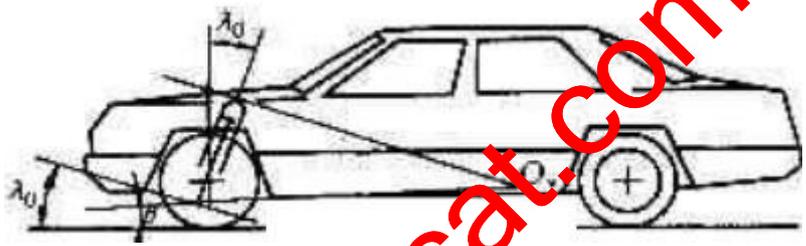
分析如图 5-3 所示麦弗逊式悬架受力简图可知，作用在导向套上的横向力 F_3 ，可根据图上的布置尺寸求得

$$F_3 = \frac{F_1 a d}{(c + b)(d - c)}$$

式中， F_1 为轮上的静载荷 F' 减去簧下质量的 $1/2$ 。

横向力 F_3 越大，则作用在导向套上的摩擦力越大 $F_3 f$ (f 为摩擦因数)，这对汽车子顺性有不良影响。为了减小摩擦力，在导向套和活塞表面应用了减磨材料和特殊工艺。由式 (8-4) 可知，为了减小力 F_3 要求尺寸 $c+b$ 越大越好，或者减小尺寸 a 。增大尺寸 $c+b$ 使悬架占用空间增加，在布置上有困难；若采用增加减振器轴线倾斜度的方法，可达到减小尺寸的目的，但也存在布置困难的问题。为此，在保持减振器轴线不变的条件下，常将图中的 G 点外伸至车轮内部，既可以达到缩短尺寸 a 的目的，又可获得较小的甚至是负的主销偏移距，提高制动稳定性。移动 G 点后的主销轴线不再与减振器轴线重合。

摆臂轴线布置方式如图 5-4 所示



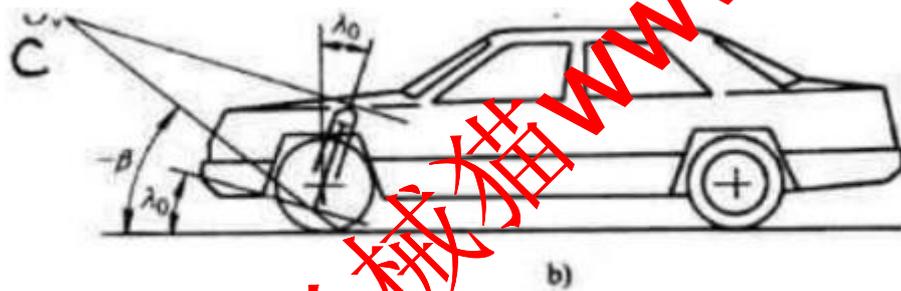


图 5-4 λ 角变化示意图

麦弗逊式悬架的摆臂轴线与主销后倾角的匹配影响汽车的纵倾稳定性,图5-4中,C点为汽车纵向平面内悬架相对于车身跳动的运动瞬心。当摆臂轴的抗前俯角 $-\beta$ 等于静平衡位置的主销后倾角 λ_0 时,摆臂轴线正好与主销轴线垂直,运动瞬心交于无穷远处,主销轴线在悬架跳动时作平动。因此, λ_0 值保持不变。

当 $-\beta$ 与 λ_0 的匹配使运动瞬心C交于前轮后方时(图5-4a),在悬架压缩行程, λ_0 角有增大的趋势。

当 $-\beta$ 与 λ_0 的匹配使运动瞬心C交于前轮前方时(图5-4b),在悬架压缩行程, λ_0 角有减小的趋势。

为了减少汽车制动时的纵倾,一般希望在悬架压缩行程主销后倾角 λ_0 有增加的趋势。因此,在设计麦弗逊式悬架时,应选择参数 β 能使运动瞬心C交于前轮后方。

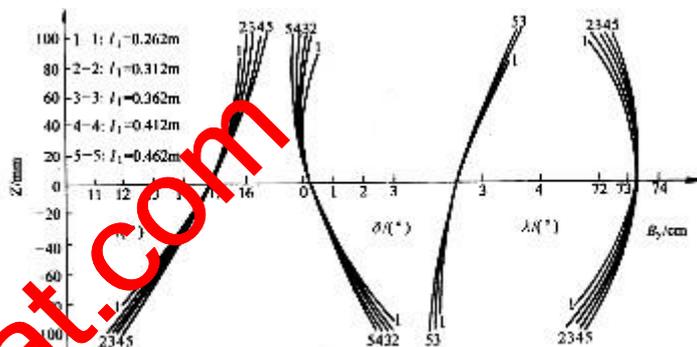


图 5-5 麦弗逊式独立悬架运动特性

图5-5为其轿车采用的麦弗逊式前悬架的实测参数为输入数据的计算结果。图中的几组曲线是下摆臂取不同值时的悬架运动特性。由图可以看出,摆臂越长,BY曲线越平缓,即车轮跳动时轮距变化越小,有利于提高轮胎寿命。主销内倾角 γ 、车轮外倾角 δ 和主销后倾角 λ 曲线的变化规律也都与BY类似,说明摆臂越长,前轮定位角度的变化越小,将有利于提高汽车的操纵稳定性。

所以设计时,在满足布置要求的前提下应尽量加长摆臂长度。

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。

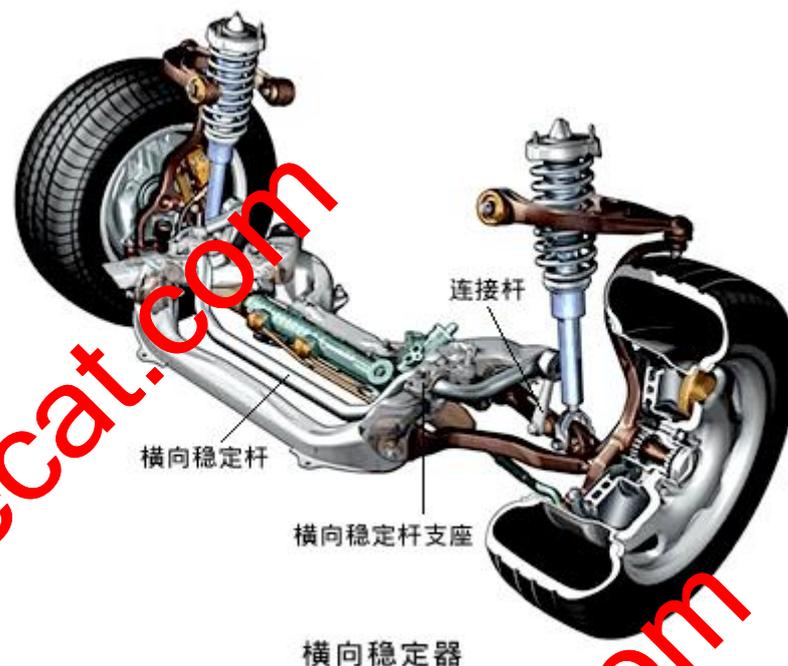


图 6-1 横向稳定器安装示意图

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,增加了车架处的垂向刚度,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。

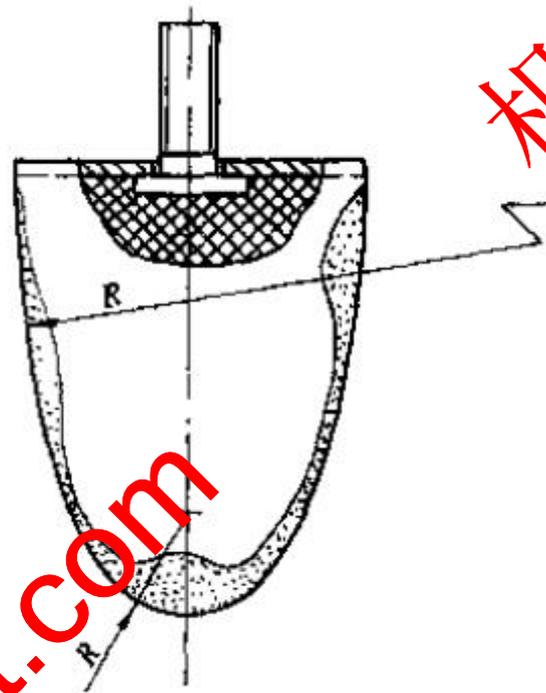


图 6-2 橡胶缓冲块

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

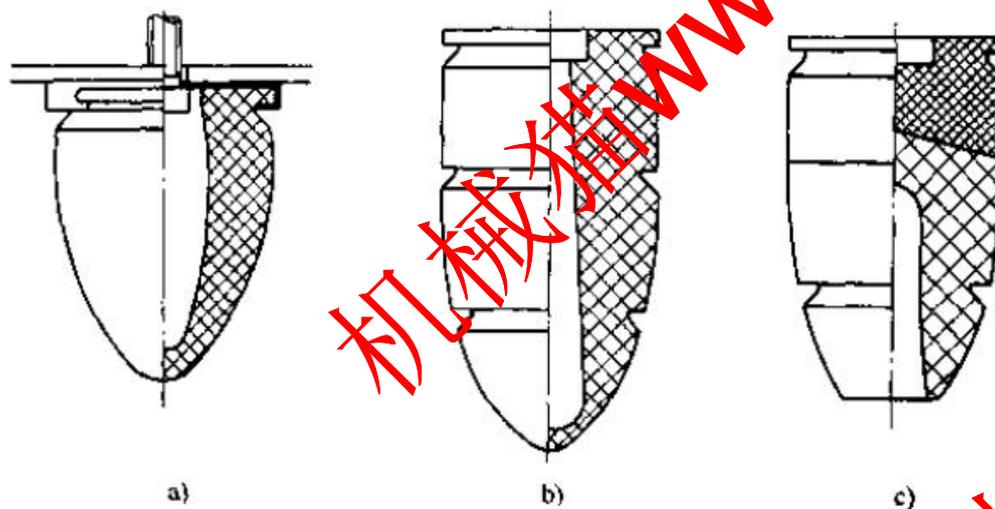
机械猫www.jixiecat.com

机械猫

www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

图 6-3 由多孔聚氨酯制成的辅助弹性元件形状



www.jixiecat.com

om

结语

悬架的主要创新点在于麦弗逊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,由于麦弗逊悬架自身的缺陷,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,特别是对麦弗逊式独立悬架的结构,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. 麦弗逊悬架系统性能研究[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;