

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。

目 录

第 1 章 前言.....	1
1.1 课题研究背景.....	1
1.2 研究意义.....	1
1.3 研究内容.....	2
1.4 研究方法.....	3
第 2 章 悬架的主要影响因素.....	4
2.1 影响平顺性的因素.....	4
2.2 影响操纵稳定性的因素.....	4
2.3 影响纵向稳定性的因素.....	4
第 3 章 悬架设计方案确定.....	5
3.1 非独立悬架简介.....	5
3.2 独立悬架简介.....	5
3.3 选择合适的悬架型式.....	6
第 4 章 钢板弹簧的设计计算.....	7
4.1 设计参数.....	7
4.2 初选参数.....	7
4.3 板簧各片长度.....	8
4.4 板簧弧高及曲率半径.....	9
4.5 板簧总成弧高.....	11
4.6 板簧强度核算.....	12
4.7 板簧卷耳和弹簧销设计.....	12
第 5 章 减震器的设计.....	1
5.1 相对阻尼系数的确定.....	1
5.2 阻尼系数的确定.....	2
5.3 最大卸荷力的确定.....	2
5.4 筒式减震器工作缸直径的确定.....	3
5.5 活塞杆的设计计算.....	3
5.6 活塞杆的校核.....	3
第 6 章 结论.....	1
参考文献.....	2

第1章 前言

1.1 课题研究背景

悬架系统是现代汽车上的重要总成之一，它是汽车车架与车轴之间一切传力连接装置的总称，能保证他们之间的弹性连接。悬架系统能传递车轮和车架(或车身)之间的一切力和力矩，并能缓和由于不平路面传给车架或车身的冲击载荷，衰减由此引起的振动，保证汽车平顺地行驶。

从悬架的结构型式来看，悬架可分别分为独立悬架和非独立悬架两种。按其性能的不同，又可分为主动悬架、被动悬架和介于二者之间的半主动悬架。

由于悬架的结构参数和布置形式对汽车的行驶平顺性、稳定性、通过性、燃油经济性等多种使用性能都有影响，因此在设计悬架系统时，应注意要满足这些性能的要求。

悬架主要由弹性元件、减振器、导向机构组成，在部分悬架中还有横向稳定杆和缓冲块。弹性元件的作用是用来传递垂直力，并且与轮胎一起缓和由路面不平引起的振动和冲击。其主要类型有钢板弹簧、螺旋弹簧、空气弹簧、扭杆弹簧、油气弹簧和橡胶弹簧等。这些弹性元件各有自身的特点，所适用的环境也各不相同。与其它弹性元件相比，钢板弹簧不仅起着弹性元件的作用，同时相邻簧片之间的摩擦和铰链处的摩擦还可以起到衰减振动的作用。

钢板弹簧除了具有缓冲和减震功能之外，将其纵向布置时还可以起到导向传力的作用，从而简化了悬架的结构。并且其具有工作可靠、结构简单、保养和维修方便、制造成本较低等优点，因而在实际中得到了广泛应用。实际当中，非独立悬架大多会采用板簧，而且还可以省去导向装置。随着在设计方法、结构型式、材料性能以及加工工艺等方面的不断发展，钢板弹簧能更好地满足整车性能、疲劳寿命以及轻量化设计地要求。目前为止，钢板弹簧仍然是载货汽车和部分客车的非独立悬架中主要采用的弹性元件。

1.2 研究意义

悬架是现代汽车上的重要总成之一，它把车架(或承载式车身)与车轴(或与车轮)弹性的连接起来。其主要任务是传递作用在车轮与车架(或承载式车身)之间的一切力和力矩，并且缓和不平路面传给车架(或承载式车身)的冲击载荷，衰减由冲击载荷引

起的承载系统的震动,以保证汽车的正常行驶。悬架结构形式和性能参数的选择合理与否,直接对汽车行驶平顺性、操纵稳性和舒适性有很大的影响。由此可见悬架系统在现代汽车上是重要的总成之一。汽车悬往往被列为重要部件编入轿车的技术规格表,作为衡量汽车质量的指标之一。随着汽车技术的发展,人们对悬架的性能提出了更高的要求,因此悬架的发展成为一种必然受到人们的重视,本课题即在对悬架知识的了解掌握的基础上,对汽车后悬架进行设计。

本次课题的主要目的在于提高我们对汽车设计的认识。其次通过计算,基于UG软件建立钢板弹簧的数学模型,对其优化计算和分析。在满足强度条件和刚度条件的要求下,使钢板弹簧的质量减少,达到优化设计的目的。并通过对其热成形工艺分析,得出热成形时的温度和钢板成形的应力范围,然后对这个范围充自主开发是中国汽车产业持续发展的保障。我国汽车产业在经过半个世纪的发展,已经初具规模,但是面临着能源紧张、技术落后、自主品牌严重缺乏以及国际竞争加剧带来的压力。我国的汽车产业要加速、持续和健康的发展,并成为我国国民经济的支柱产业,必须坚持产业创新,选择面向自主发展具有中国特色的产业创新模式,推动汽车产业结构的升级、技术的进步、以及民族品牌的崛起。所以为了适应汽车产业的自主开发道路,对悬架进行设计和强度计算并进行推广交流显得尤为重要。

1.3 研究内容

汽车悬架系统的研究与设计主要是为了提高汽车整车的操纵稳定性和行驶平顺性。

汽车悬架系统的研究与设计的领域也相应地分为两大部分:一是对汽车平顺性产生主要影响的悬架特性;另一是对汽车操纵稳定产生主要影响的悬架特性。

前一部分主要是对悬架的弹性元件和阻尼元件特性展开工作,主要是将路面、轮胎、非簧载质量、悬架、簧载质量作为一个整体进行研究与设计,由于它主要研究的是在路面的反作用力的激励下,影响汽车平顺性的弹性元件以及阻尼元件的力学特性,因此可以称之为悬架系统动力学研究。后一部分主要是对悬架的导向机构进行工作,主要是研究在车轮与车身发生相对运动时,悬架导向机构如何引导和约束车轮的运动、车轮定位及影响转向运动的一些悬架参数的运动学特性。这一部分的研究称为悬架的运动学研究。考虑了弹性衬套等连接件对悬架性能的影响,则悬架运动学即为悬架弹性运动学。悬架弹性运动学是阐述由于轮胎和路面之间的力和力矩引起的车轮定位等主要悬架参数的变化特性。这样悬架系统的运动学研究就包括了悬架运动学和弹性运动学两个方面的内容。

本课题主要是轻型载货汽车悬架的设计，主要研究内容有：

(1)研究国内外汽车悬架系统的技术现状、发展趋势、市场等情况，研究各种类型汽车悬架的优缺点、使用情况、结构特点、基本原理等内容；

(2)分析汽车悬架的设计要求和国家标准有关悬架设计的技术条件，确定汽车悬架的结构；

(3)悬架系统主要性能参数的计算；

(4)悬架系统各主要零部件的选型及详细设计；

(5)悬架系统弹性元件曲率；各特殊工况下强度，刚度的验算校核；

(6)根据 SAE 圆弧法对钢板弹簧悬架的运动分析计算，分析了板簧系统关键点轨迹和关键角的变化，并用最小二乘法求出关键点轨迹的曲率中心和曲率半径；

(7)悬架系统装配图及其零部件工程图纸的绘制。

1.4 研究方法

为了使设计研究结果建立在科学、严谨的基础上，使设计更符合实际情况，对割草车总体设计提出了以下研究方法：

(1)通过实习、调查、上网以及文献检索等多种有效方法，系统收集汽车悬架的研究成果和相关的专业信息；

(2)在对国内外悬架的技术现状、发展趋势等情况进行系统分析研究的基础上，确定设计策略，作为构思总体设计方案的指导思想；

(3)在分析悬架设计要求和各种类型悬架的优缺点、使用情况、结构特点、基本原理的基础上，参考实习、调研得到的资料，分析悬架的设计要求和国家标准有关悬架设计的技术条件；

(4)在整车主要参数的基础上，根据整车的设计要求、技术条件要求，对悬架进行初步选型设计；

(5)研究目悬架的基本结构，结合实际应用，运用所学基础理论和机械设计方面的专业知识，确定其详细的结构方案和主要技术参数；

(6)对悬架主要参数进行系统的优化，对其主要结构部件进行曲率、刚度、强度验算、校核及运动分析；

(7)根据整车布置和结构需要，最终绘出标准机械工程图纸。

第 2 章 悬架的主要影响因素

悬架设计可以大致分为结构形式及主要参数选择和详细设计两个阶段,有时还要反复交叉进行。由于悬架的参数影响到许多整车特性,并且涉及其他的布置,因而一般要与总布置共同协商确定。

2.1 影响平顺性的因素

悬架设计的主要目的之一是确保汽车具有良好的行驶平顺性。汽车行驶时振动越剧烈,则平顺性越差。建立汽车的整车和局部模型,可以反映汽车悬架参数与振动传递特性之间的关系。大量的研究及实践结果表明,对平顺性影响最为显著的三个悬架特性参数为:悬架的弹性特性、阻尼特性以及非悬挂质量。

2.2 影响操纵稳定性的因素

与平顺性相比,操纵稳定性的评价指标要复杂的多,包括稳态、瞬态转向性及保护直线行驶的能力。悬架参数通过影响转向时的车轮载荷转移、车轮跳动或车身侧倾时车轮定位角的变化以及悬架与转向杆系的运动干涉和整体桥的轴转向等方面影响汽车的操纵稳定性。

2.3 影响纵向稳定性的因素

汽车在制动和加速行驶时,由于惯性力的作用会造成轴荷转移,并且伴随前、后悬架的变形,表现为制动时的“点头抬尾”和驱动时的“仰头垂尾”现象。悬架设计时应考虑采取相应的措施减少或消除制动及驱动时悬架的变形。

第3章 悬架设计方案确定

为适应不同车型和不同类型车桥的需要，悬架有不同的结构形式。

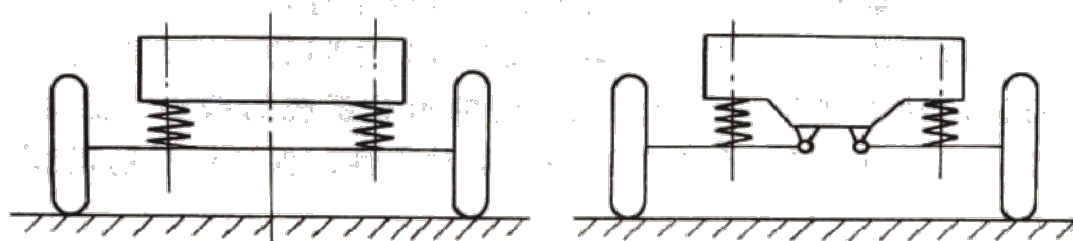
3.1 非独立悬架简介

非独立悬架是相对与独立悬架（individual wheel suspension）的车轮结构。非独立悬架的结构特点是两侧车轮由一根整体式车架相连，车轮连同车桥一起通过弹性悬架悬挂在车架或车身的下面。非独立悬架具有结构简单、成本低、强度高、保养容易、行车中前轮定位变化小的优点，但由于其舒适性及操纵稳定性都较差，在现代轿车中基本上已不再使用，多用在货车和大客车上。

非独立式悬架的两侧车轮安装于一根整体式车桥上，车桥通过悬挂与车架相连。这种悬挂结构简单，传力可靠，但两轮受冲击震动时互相影响。而且由于非悬挂质量较重，悬挂的缓冲性能较差，行驶时汽车振动，冲击较大。该悬挂一般多用于载重汽车、普通客车和一些其他车辆上。

3.2 独立悬架简介

独立悬架的车轴分成两段，每只车轮用螺旋弹簧独立地安装在车架(或车身)下面，当一边车轮发生跳动时，另一边车轮不受波及，汽车的平稳性和舒适性好。但这种悬架构造较复杂，承载力小。现代轿车前后悬架大都采用了独立悬架，并已成为一种发展趋势。独立悬架的结构可分有烛式、麦弗逊式、连杆式等多种，其中烛式和麦克弗逊式形状相似，两者都是将螺旋弹簧与减振器组合在一起，但因结构不同又有重大区别。烛式采用车轮沿主销轴方向移动的悬架形式，形状似烛形而得名。特点是主销位置和前轮定位角不随车轮的上下跳动而变化，有利于汽车的操纵性和稳定性。麦克弗逊式是绞结式滑柱与下横臂组成的悬架形式，减振器可兼做转向主销，转向节可以绕着它转动。特点是主销位置和前轮定位角随车轮的上下跳动而变化，这点与独立悬架正好相反。这种悬架构造简单，布置紧凑，前轮定位变化小，具有良好的行驶稳定性。所以，目前轿车使用最多的独立悬架是麦弗逊式悬架。



非独立悬架

独立悬架

图 3.1 悬架类型

3.3 选择合适的悬架型式

钢板弹簧被用做非独立悬架的弹性元件，由于它兼起导向机构的作用，使得悬架系统大为简化。这种悬架广泛用于货车的前、后悬架中。它中部用 U 型螺栓将钢板弹簧固定在车桥上。悬架前端为固定铰链，也叫死吊耳。它由钢板弹簧销钉将钢板弹簧前端卷耳部与钢板弹簧前支架连接在一起，前端卷耳孔中为减少磨损装有衬套。后端卷耳通过钢板弹簧吊耳销与后端吊耳与吊耳架相连，后端可以自由摆动，形成活动吊耳。当车架受到冲击弹簧变形时两卷耳之间的距离有变化的可能。

经过对两种不同型式的悬架特点分析，本设计纵置钢板弹簧非独立悬架。

第 4 章 钢板弹簧的设计计算

多片钢板弹簧设计计算大体可分为四大步。第一，根据总布置给定的载荷、刚度要求以及对板簧长度、宽度的限制条件和最大许用应力初选参数；第二，综合考虑板簧的总成弧高要求和各片的工作应力、装配应力以及总应力的分布，并计入喷丸、预压等工艺过程的影响，确定各片的长度及自由状态下的曲率半径；第三，用计算或试验的方法详细分析各片的应力状况；第四，校核极限工况下板簧的应力及卷耳、弹簧销的强度。

4.1 设计参数

设计参数

轴距：2471mm，总质量：1245kg，前桥满载负荷：747kg，后桥满载负荷：498kg；轮胎规格：4.50-12；车型：轿车。

4.2 初选参数

选择钢板弹簧长度时应考虑到在整车上布置的方便性，因此要与总布置共同协商确定。一般情况下，轿车后簧长度为轴距的 40%—55%，载货汽车前后簧长度分别为轴距的 26%—35%和 35%—45%。

设钢板弹簧长度范围：取 $L = 741 \text{ mm}$

目前国内货车所用的钢板弹簧材料多为 $Si-Mn$ 钢，如 60Si2Mn、60SiMnA、55SiMnVB 这些材料有较高的弹性极限、屈强比及疲劳强度，而且价格便宜。60Si2Mn、60SiMnA 弹簧钢适用于厚度在 12 mm 以下的钢板弹簧，对于较厚的钢板弹簧可采用淬透性较好的 55SiMnVB 弹簧钢。本车型选用的板簧单片厚度为 5mm，材料为 55SiMnVB。为了提高钢板弹簧疲劳寿命，对单片进行喷丸处理，对总成进行塑性预压缩处理。钢板弹簧经强化处理后，受拉表面产生残余压应力层，弹簧受载时，降低了受拉表面的拉应力。经塑性预压缩处理后的弹簧，使用中不易再产生塑性变形。

选用的钢板弹簧材料 55SiMnVB 表面经应力喷丸处理后，弹簧满载静应力 σ_m ：
300-550N/mm²

弹簧比应力 $\bar{\sigma}$ ：4.5-5.5 N/mm²。

可按等截面简支梁的计算公式并引进一个修正系数加以修正，这时弹簧的满载静挠度 f 为

$$f = \delta \frac{QL^3}{48EI_0} = \delta \frac{QL^3}{4Enbh^3}$$

式中：

δ ——挠度系数。 $\delta=1.25\sim 1.42$ ，取 1.35；

n ——总片数

b ——板簧宽度；

Q ——支承载荷；

L ——板簧长度；

E ——材料的杨氏弹性模量，取 $2.06 \times 10^5 \text{MPa}$ ；

I_0 ——总截面惯性矩， $I_0 = \frac{nbh^3}{12}$ 。

刚度

$$c_s = \frac{Q}{f} = \frac{4Enbh^3}{\delta L^3}$$

$$\text{钢板弹簧总截面系数 } W_0 = \frac{nbh^2}{6};$$

比应力：

$$\bar{\sigma} = 4.5\text{--}5.5 \text{N/mm}^2$$

试取钢板弹簧：长 \times 宽 \times 高—总片数(主片数) $=741 \times 50 \times 5\text{—}6$ (2)；

由上面公式可得：

- (1) 挠度系数： $\delta=1.35$ ；
- (2) 弯曲应力： $\sigma=512.67 \text{Mpa} \in [300, 550]$ ；
- (3) 静挠度： $f=66.47 \text{mm} \in [50, 110]$ ；
- (4) 钢板弹簧截面系数： $W_0=1250 \text{mm}^3$ ；
- (5) 刚度： $C_s=50 \text{N/mm}$ ；
- (6) 总截面惯性矩： $I_0=3125 \text{mm}^4$ 。

4.3 板簧各片长度

考虑到弹簧安装的夹紧修正后的钢板弹簧所需的惯性矩和应满足的强度要求分别为：

$$\sum I = \frac{\delta(1 - ks)^3 C_s}{48E}$$
$$\sigma = \frac{Q(L - ks)}{4W_0} \leq [\sigma]$$

式中：

s ——U型螺栓中心距，mm；

k ——考虑 U 型螺栓夹紧板簧后的无效长度系数，刚性夹紧时 $k=0.5$ ；挠性夹紧时 $k=0$ ；

W_0 ——钢板弹簧纵截面系数；

$[\sigma]$ ——许用弯曲应力；

取值 $s \in [0, 405]$ 取 $s=110.00 \text{ mm}$ ；

$\sum I=2187 \text{ mm}^4$ ， $I_0=3125 \text{ mm}^4$ 。

由作图法可求得钢板弹簧各片长度（圆整后）为：单位 mm。首先将各片厚度的立方值按照比例尺绘制在纵坐标上 h_i^3 ，再沿着主片长度的一半 $L/2$ 和 U 型螺栓中心距的一半 $s/2$ ，得到 AB 两点，连接 AB 即可得到三角形的钢板弹簧展开图。AB 线与各叶片的上侧边交点就是各片长度。

第一片：741；第二片：741；第三片：615；第四片：488；第五片：362；第六片：236.第七片：无；第八片：无；第九片：无；第十片：无；第十一片：无；第十二片：无；第十三片：无；第十四片：无第十五片：无；第十六片：无；第十七片：无；第十八片：无；第十九片：无；第二十片：无；

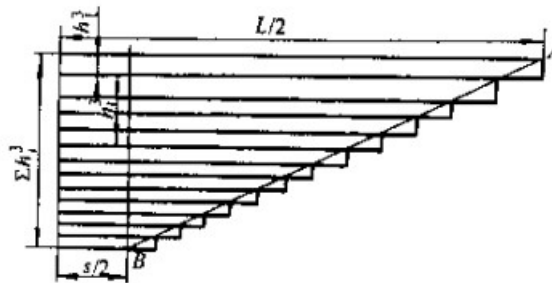


图 4.1 钢板弹簧各段长度

4.4 板簧弧高及曲率半径

钢板弹簧总成在自由状态下的弧高 H_0 ；用下式表示：

$$H_0 = f_c + f_a + \Delta f$$

式中， f_c ——静挠度； f_a ——满载弧高； Δf ——钢板弹簧总成用 U 形螺栓夹紧后引起的弧高变化；

$$\Delta f = \frac{S(3L - s)(f_a + f_c)}{2L^2}$$

s——U型螺栓中心距；L为钢板弹簧主片长度。

钢板弹簧总成在自由状态下的曲率半径

$$R_0 = \frac{L^2}{8H_0}$$

f_c ——静挠度； $f_c = \frac{Q_1}{C_1}$

f_a ——满载弧高； $f_a \in [10, 20]$ mm 取 $f_a=15$ mm；

把数据带入公式有： $\Delta f = \frac{S(3L-s)(f_a+f_c)}{2L^2} 17.24$ mm；

$H_0 = f_c + f_a + \Delta f = 99$ mm；

$R_0 = 696$ mm

在确定各片预应力时，理论上应满足各片弹簧在根部处预应力所造成的弯矩 M_i 之代数和为零，即

$$\sum_{i=1}^n M_i;$$

$$\text{或} \sum_{i=1}^n \sigma_{0i} W_i = 0;$$

设计时可取第一片、第二片预应力为-80 ~ -150 MPa，最后几片的预应力为 20~60MPa。对于片厚相同的钢板弹簧，各片预应力值不宜选举过大。预应力从长片到短片由负值逐渐递增至正值。

初取各片钢板弹簧的的预应力值分别为：（单位：MPa）

第一片：-80；第二片：-56；第三片：-32；第四片：-8；第五片：16；

第六片：40；第七片：无；第八片：无；第九片：无；第十片：无；第十一片：

无；第十二片：无；第十三片：无；第十四片：无；第十五片：无；第十六片：

无；第十七片：无；第十八片：无；第十九片：无；第二十片：无；

由公式：预应力 $\sigma_{i0} = \frac{Eh_i}{2} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0} \right)$ ；

可得 $R_i = \frac{Eh_i R_0}{2\sigma_{i0} R_0 + Eh_i}$ ；

式中 h_i ——第 i 片钢板弹簧的高度；

σ_{i0} ——第 i 片钢板弹簧的预应力；

R_0 ——叶片装配后的曲率半径，可近视地看成为总成自由状态下的曲率半径；

R_i ——钢板弹簧第 i 片在自由状态下的曲率半径；

E——材料的杨氏弹性模量，取 $2.06 \times 10^5 \text{MPa}$ ；

由计算可得出钢板弹簧第 i 片在自由状态下的曲率半径为：（单位：mm）

第一片：780；第二片：753；第三片：727；第四片：703；

第五片：681；第六片：660；第七片：无；第八片：无；第九片：无；第十片：无；第十一片：无；第十二片：无；第十三片：无；第十四片：无；第十五片：无；第十六片：无；第十七片：无；第十八片：无；第十九片：无；第二十片：无；

如果第 i 片的片长为 L_i ，则第 i 片弹簧的弧高为： $H_i \approx \frac{L_i^2}{8R_i}$

计算可求出第 i 片钢板弹簧的弧高为：（单位：mm）

第一片：88.0；第二片：91.2；第三片：64.9；第四片：42.4；第五片：24.1；第六片：10.5；第七片：无；第八片：无；第九片：无；第十片无；；第十一片：无；第十二片：无；第十三片：无；第十四片：无；第十五片：无；第十六片：无；第十七片：无；第十八片：无；第十九片：无；第二十片：无；

4.5 板簧总成弧高

根据最小势能原理，钢板弹簧总成的稳态平衡状态是各片势能综合最小状态，由

此可求得等厚叶片弹簧的 R_0 为： $\frac{1}{R_0} = \frac{\sum_{i=1}^n (L_i/R_i)}{\sum_{i=1}^n L_i}$

$$\frac{1}{R_0} = \frac{\sum_{i=1}^n (L_i/R_i)}{\sum_{i=1}^n L_i} \quad ;$$

式中 L_i 为第 i 片钢板弹簧的长度。

钢板弹簧总成的弧高为： $H \approx \frac{L^2}{8R_0}$

由计算可求得： $R_0=730 \text{ mm}$

$H=94 \text{ mm} \approx H_0=99 \text{ mm}$

所以所选弹簧参数合理。

4.6 板簧强度核算

紧急制动时，钢板弹簧承受的载荷最大，在它后半段出现的最大应力 σ_{max} 为：

$$\sigma_{max} = \frac{[G_1 m_1' l_2 (l_1 + \varphi c)]}{[(l_1 + l_2) W_0]}$$

；

式中 G_1 ——垂直静负荷；

m'_1 ——制动时前轴负荷转移系数，货车： $m'_1=1.40\sim 1.60$ ；

l_1 、 l_2 ——钢板弹簧前后段长度；

φ ——道路附着系数，取 0.7；

W_0 ——道路总截面系数；

c ——为弹簧固定点到路面的距离。

解得 $\sigma_{max}=577 < 1000\text{Mpa}$

所设计的钢板弹簧合理。

故钢板弹簧参数为：

长×宽×高一总片数(主片数) = 741 × 50 × 5—6 (2)

4.7 板簧卷耳和弹簧销设计

钢板弹簧设计还应校核强制制动时的弹簧强度，以免在弹簧 U 形螺栓夹紧处产生纵扭塑变或卷耳损坏。这对重心较高、长度较短的簧更有必要作强度校核。

钢板弹簧卷耳的强度核算

钢板弹簧卷耳主片卷耳受力如图 3 所示。卷耳处所受应力 σ 是所受弯曲应力和拉（压）应力合成的应力，即

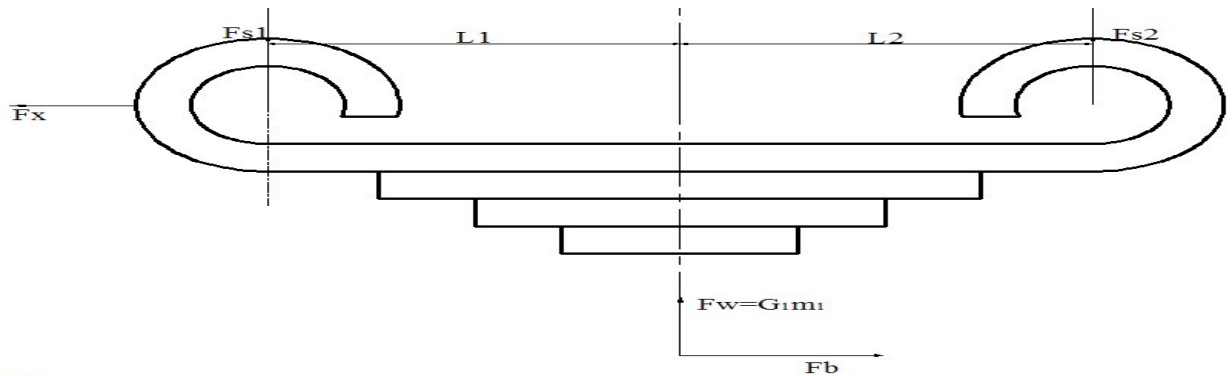


图 4.2 汽车制动时钢板弹簧受力图

作用在前后钢板弹簧座上的水平力 H_f 和 H_r 分别为：

$$H_f = 1868$$

卷耳处所受应力 σ 为：

$$\sigma = \frac{3F_x(D + h_1)}{bh_1^2} + \frac{F_x}{bh_1}$$

$$\sigma = \frac{3F_x(D + h_1)}{bh_1^2} + \frac{F_x}{bh_1} ;$$

F_x ——沿弹簧纵向作用在卷耳中心线上的力，即 $F_x=H_f$;

D ——卷耳内径,初选 mm;

b ——钢板弹簧宽度;

h_1 ——主片厚度。

许用应力 $[\sigma]$ 取 550MPa;

故上式可知: $\sigma=254 < [\sigma]$

钢板弹簧销及衬套的挤压应力可按下式计算

$$\sigma = \frac{P}{bd}$$

式中

P ——满载静止时钢板弹簧端部负荷, kgf;

d ——弹簧销轴直径, mm。

材料为 30 号或 40 号钢, 经氰化处理的弹簧销许用挤压应力一般为 $[\sigma] = 30 - 40\text{kgf/mm}^2$ 。材料为 20 号钢或 20Cr 钢经渗碳处理或 45 号钢高频淬火后许用应力 $[\sigma] = 70 - 90\text{kgf/mm}^2$ 。

根据上面式子进行计算有簧水平力:

$$H_f = 1868 \text{ kgf};$$

卷耳内径 $D=50\text{mm}$;

弹簧销直径取 $d=20 \text{ mm}$ 。

第5章 减震器的设计

减振器作为阻尼元件是悬架的重要组成元件之一，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震器。其作用原理是，当车架与车桥作往复相对运动时，减震器中的活塞在缸筒内作往复运动，于是减震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摇臂式的约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：

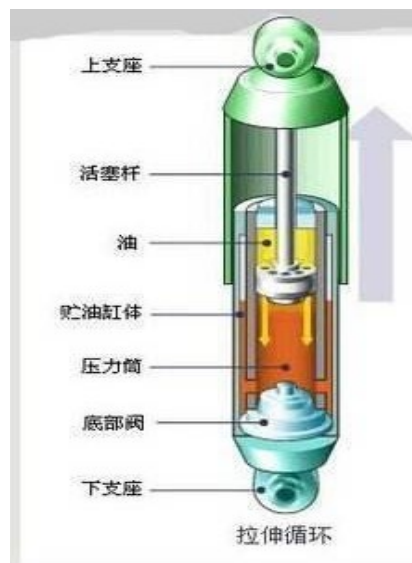


图 4-1 双向作用筒式液压减振器

5.1 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数 ψ_{γ} 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 $\Psi_s=0.4$ ， $\Psi_Y=0.2$ 。

5.2 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

$$\omega = \sqrt{\frac{C}{m_s}} = \sqrt{\frac{50}{597.6}} = 9.11 \text{ Hz}$$

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。

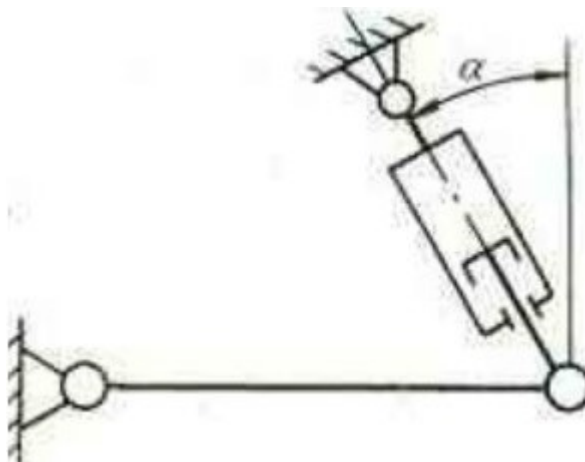


图 4-2 减震器安装图

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 10° 。

计算得

$$\delta = \frac{2 \times 0.3 \times 597.6 \times 9.11}{\cos^2 10} = 3366.46 \text{ N}\cdot\text{s/m}$$

5.3 最大卸荷力的确定

为减少传到车身上的冲击力，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 。

$$V_x = 0.8A\omega \cos \alpha = 0.8 \times 0.05 \times 9.11 \times \cos 10 = 0.36 \text{ m/s}$$

式中， A 为车身振幅，取 0.05m ；

伸张行程时的阻尼系数为 δ ，在伸张行程的最大卸荷力

$$F_0 = \delta V_x = 3366.46 \times 0.36 = 1207.59 \text{ N}$$

5.4 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 3Mpa~4Mpa 取 3.5Mpa； λ 为连杆直径与缸径之比，通常为 0.4~0.5，取 0.4；

代入数值

$$D_g = \sqrt{\frac{4 \times 1207.59}{3.14 \times 3.5 \times (1 - 0.4^2)}} = 23 \text{ mm}$$

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。

5.5 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 $d_g=15 \text{ mm}$ 。

5.6 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：

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

式中： P_{smax} ——拉伸行程阻力；

M ——设计弹簧载荷；

A ——活塞面积。

$P_{smax}=1207.59 \text{ N}$ ， $M=747 \text{ kg}$ ， $A=706.5 \text{ mm}^2$ 。

计算得

$$\sigma = \frac{1207.59 + 747}{706.5} = 276.66 \text{ Mpa}$$

所以符合校核条件。

第 6 章 结论

本文设计一种能应用于货车的板簧悬架。板簧悬架设计主要分为结构设计和尺寸设计两大部分，同时对相关零部件进行强度校核和稳定性验算。对悬架的特性、设计参数和设计原则的了解是非常重要的步骤，尺寸计算的过程主要包括前后桥钢板弹簧设计计算减震器的选择计算以及横向稳定杆的计算完成结构设计与尺寸设计后应对减震器的强度和稳定性进行校核，校核的结果符合国家相关技术标准。根据本文对板簧悬架的优化设计，得出如下结论：

- (1) 本文设计了钢板弹簧的结构参数和工作参数，这其中主要包括板簧的刚度、静挠度、动挠度、总成弧高、比应力、弯曲应力等。
- (2) 对板簧的结构设计与尺寸设计的强度和稳定性等方面的校核，校核的结果均符合设计的相关技术要求。

但是由于时间和个人能力有限，与课题有关的研究工作还存在许多需要改进和完善之处。

参考文献

- [1] 陈家瑞 马天飞 汽车构造 第五版 人民交通出版社 2005
- [2] 刘亦美 客车板簧悬架的总体设计 客车技术与研究摘要 第 25 卷 第 5 期 2003
- [3] 赵亮 车辆悬架系统中新减振元件设计和减振控制算法研究 博士学位
- [4] 王望予 汽车设计 第四版 北京 机械工业出版社 2004
- [5] 步一鸣 EQ1118G6D1 载货汽车悬架系统简介 东风汽车技术服务部
- [6] 古玉锋 非独立悬架与转向转动机构运动干涉分析方法研究 机械设计第 26 卷 第 12 期 2009 年 12 月
- [7] 朱华明、刘富绪 汽车钢板弹簧断裂分析 理化检测-物理分册 第 37 卷 第 6 期 2001 年 6 月
- [8] 郭伟 轻型汽车前独立悬架设计分析 江苏大学硕士学位论文 2003 年 3 月
- [9] 张守海 某载货汽车平顺性分析与悬架系统改进设计 吉林硕士学位论文 2010 年 10 月
- [10] 刘惟信 汽车设计 第一版 北京 清华大学出版社 2001
- [11] 张伟 金锋 客车板簧悬架设计 合肥工业大学学报 第 32 卷 增刊 2009 年 11 月
- [12] 赵艺 钢板弹簧的热处理工艺控制 新疆农机化摘要 2004 年第 5 期
- [13] 刘鸿文 材料力学 第四版 高等教育出版社 1991
- [14] 邓文英 郭晓鹏 金属工艺学 第五版 高等教育出版社 2003
- [15] 陈耀明 两级刚度复式钢板弹簧的设计计算 第二汽车厂
- [16] 龚微寒 汽车现代设计制造 人民文教出版社 1 版
- [17] 马秋生, 杨建伟, 王宁侠. 机械设计基础[M]. 机械工业出版社, 2005.(3)
- [18] 高金莲 工程图学 机械工业出版社 第二版 2006 年 9 月
- [19] 周松鹤, 徐烈恒. 工程力学[M]. 机械工业出版社, 2003.(2)
- [20] 成大先 机械设计手册 化学工业出版社 第四版 第二卷
- [21] QC/T491—1999 《汽车筒式减振器尺寸系列及技术条件》
- [22] Bekker M. G. Introduction to Terrain-Vehicle Systems [M]. Michiigan:The University of Michigan Press,1969.
- [23] Wong J.Y.Terramechaincs and Off-Road Vehicles[M]. Amsterdam,the Netherland:Elsevier Science Publisher,1989.