

基于盘式制动器的某乘用车制动系统的设计

摘要：本文首先详细介绍了各种制动驱动机构和液压分路系统的优缺点，再根据乘用车的车型和结构选择了合适的方案。接着详细地比对了盘式制动器的各种形式，介绍了它们的工作原理，结构和优缺点。对照市面上同系列类型的乘用车，发现大多数乘用车用的都是滑动钳式盘式制动器。这是因为滑动钳盘式制动器优点突出，设计规范，结构又比较简单，所以越来越多的乘用车选择了它，我也不例外。接着本文对盘式制动器的制动强度，最大制动力矩等进行计算，对制动器的主要零部件如制动盘、制动钳钳体、摩擦衬块、活塞等进行结构设计和设计计算。

本设计主要针对乘用车的制动系统进行设计，重点在于盘式制动器的设计，首先计算数据，然后对制动系统的制动性能进行核算，接着用CREO 进行三维建模，最后完成二维装配图和零件图的绘制。除此之外，还进行了液压制动驱动机构的设计。

关键词：盘式制动器；制动系统；摩擦衬块；制动钳体

Design of a passenger car

braking system based on disc brakes

原创力文档
max.book118.com
预览与源文档一致 下载高清无水印

Abstract: This paper first introduces the advantages and disadvantages of various braking drive mechanisms and hydraulic shunt system in detail, and then selects the appropriate scheme according to the model and structure of passenger cars. Then the various forms of disc brakes are compared in detail, and their working principle, structure, advantages and disadvantages are introduced. Comparing with the same series of passenger cars on the market, it is found that most passenger cars use sliding clamp disc brakes. This is because the advantages of the disc brake sliding pliers outstanding, design specifications, the structure is relatively simple, so more and more passenger cars choose it, I am no exception. Then, this paper calculates the braking strength and the maximum braking torque of the disc brake, and carries out structural design and design calculation on the main parts of the brake, such as the brake disc, brake clamp body, friction lining block and piston, etc.

This design is mainly aimed at the braking system of passenger cars. It focuses on the design of disc brakes. First, the data is calculated, and then the braking performance of the braking system is calculated. In addition, also carried on the hydraulic brake drive mechanism design.

Key words: Disc brakes; Braking system; Friction liner; The brake clamp body

目录

中文摘要..... i

英文摘要..... ii

1. 绪 论 1

1.1 本设计(课题)研究的目的是和意义 1

1.2 本设计(课题)国内外研究历史与现状 2

1.3 本设计(课题)拟解决的关键问题和研究方法 7

2. 制动系统方案论证分析与选择 8

2.1 制动驱动机构的结构形式选择 8

2.2 液压分路系统的形式选择 9

2.3 本章总结 11

3. 盘式制动器的设计 12

3.1 制动器的结构形式及选择 12

3.2 整车参数 14

3.3 制动系统的主要参数选择与计算 14

3.4 制动器效能因数 16

3.5 制动器主要参数的确定 17

3.6 制动器主要零部件的设计 18

3.7 本章总结 22

4. 制动系统的性能核算与分析 25

4.1 摩擦衬块的磨损性能的核算 25

4.2 制动器一次制动温升的核算 26

4.3 制动器制动力矩的核算 27

4.4	驻车制动计算	29
4.5	制动距离的核算	30

4.6	本章总结	30
5.	液压制动驱动机构的设计计算	31
5.1	制动轮缸设计	31
5.2	制动主缸设计	32
5.3	制动踏板力和制动行程	34
5.4	本章总结	34
	参考文献	36
	谢 辞	38

1. 绪论

1.1 本设计(课题)研究的目的是和意义

原创力文档

max.book118.com

预览与源文档一致下载高清无水印

制动系统是汽车中必不可少的一个系统，它直接关系到汽车行驶过程中的安全性和停车后的可靠性。制动系统的最大的作用是使汽车以一定的、合理的减速度减速行驶或者是停车；在下坡行驶时，使汽车来保持一定的、合理的稳定车速；使汽车可靠地停在原地或坡道上。制动系统必须要有两套独立的制动系统，即行车制动装置和驻车制动装置。行车制动装置用来保证前两项功能，驻车制动装置则用来保证第三项功能。除此此外，应急制动装置及辅助制动装置应该增设在经常在山区行驶的汽车或重型汽车上；自动制动装置还应该配备在牵引汽车上面。

如图1.1所示，为汽车制动系统的组成。

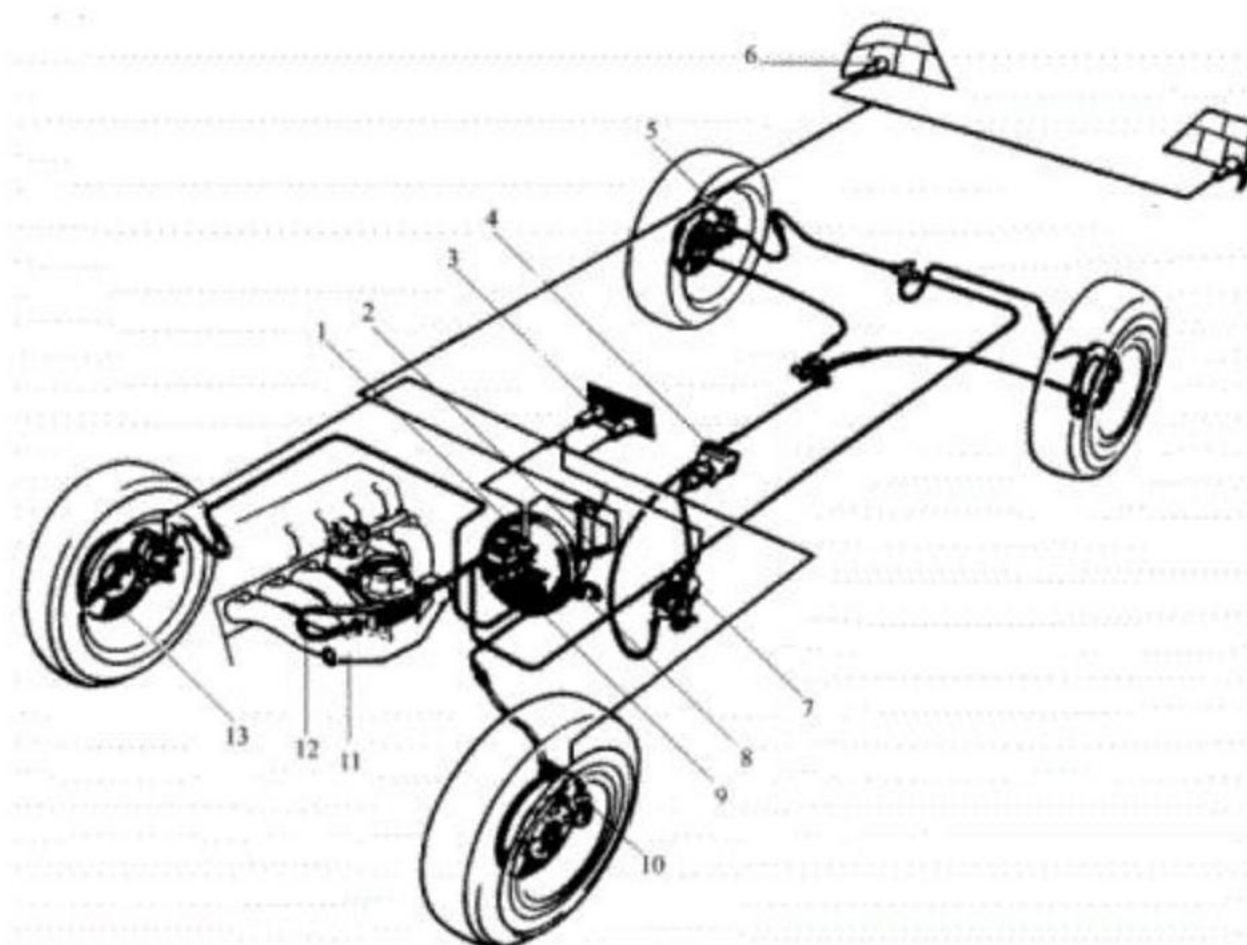


图1.1 汽车制动系统的组成

1-制动助力器；2-制动灯开关；3-驻车制动与行车制动警示灯；4-驻车制动报警装置；

5-后轮制动器；6-制动灯；7-驻车制动踏板；8-制动踏板；9-制动主缸；

10-制动钳：11-发动机进气管：12-低压管：13-制动盘

在整个制动系统中，制动器起着至关重要的作用。相比于鼓式制动器，盘式制

动器的优点特别突出，例如：(1)尺寸小、质量小、散热良好；(2)易于构成双回路制动系，使系统较为可靠和安全；(3)热稳定性好；(4)制动力矩与汽车运动方向无关；(5)水稳定性好；(6)易于实现间隙制动调整等等。

但是盘式制动器也有缺点，例如制动器和制动管路的制造要求较高，摩擦片的耗损量较大，成本贵，有制动噪声等，这些都是未来盘式制动器有待完善的地方。为了提高盘式制动器的制动性能和使用寿命，有关其基础理论与应用方面的研究也在不断深入。

这次乘用车制动系统的设计是汽车设计中至关重要的一环，主要是确定制动制动系统中各组成部分的结构形式和尺寸参数，对盘式制动器的强度和刚度进行校核，制动力矩的计算和分配等等，对汽车经济性能和制动性能的优化有着不言而喻的实际意义，培养学生严谨的设计态度、自主学习的能力、规范的设计流程具有非同寻常的意义。

1.2 本设计(课题)国内外研究历史与现状

1.2.1 汽车制动系统国内的研究历史与现状

由于历史原因，我国对于汽车制动系统的研发起步较晚，早期有1973年长春汽车研究所[1](现为第一汽车集团公司技术中心)发表的《制动系设计(上)》。现如今，国内较大的制动系统企业有武汉元丰、浙江亚太和京西重工，汽车制动系统已经往电子控制方向发展，越来越多的学者投入其中。值得一提的是，随着电动汽车、混合动力汽车的发展，制动能量回收成为一个增加续驶里程的新方向。研究驾驶辅助制动系统和制动能量回收系统对提升车辆操控性，保障驾乘人员的生命财产安全和节能减排都有很大的意义和价值。

2008年，哈尔滨工业大学的刘杰军[2]在《汽车ABS 和 ASR 联合控制的研究》中采用模糊控制理论，利用MATLAB 的模糊控制工具箱，设计出汽车ABS 和 ASR 联合控制系统的模糊控制器，提高了制动系统的自适应性和可靠性。2010年，武汉理工大学的张亚军等[3]在《纯电动汽车再生制动系统的建模与仿真》中建立了纯电动汽车

制动力分配的数学模型，并根据制动强度和储能元件荷电状态的大小，设计了基于模糊逻辑的制动力分配控制策略，实现制动能量的高效回收利用。2014年，江苏大学的

刘学军等^[4]在《电磁-液压复合防抱死制动系统滑模控制》中设计了一套既适用于电磁制动特性，又适用于液压制动特性的电磁-液压复合制动系统，按系统结构建立了液压制动系统数学模型，分低速区和高速区分别建立了电磁制动数学模型，提高了汽车制动的稳定性。2016年，清华大学的马良旭^[5]在《电动汽车磁流变液制动系统的研究与开发》中证明了磁流变液制动系统有效提高了制动效果，并提高了制动舒适性。

1.2.2 汽车制动系统国外的研究历史与现状

在1900年，威廉·迈巴赫设计出了最早的汽车鼓式刹车器。很快，制动系统成为汽车上的一个必须的配置。在汽车发展的早期，汽车采用的制动系统都是人力制动系统，后来出现了液压伺服系统，再后来出现了气压动力制动系统。

近四十年来，汽车电控制动系统越来越普及，受到了广泛的应用，最广为人知的便是制动防抱死系统(ABS)。早在1936年，带有电磁感应式的车轮转速传感器的ABS首先被德国的博世(BOSCH)公司研制出。1978年，博世公司又研制出数字电子控制的BOSCH ABS2型。由于BOSCH ABS2型的成功使用，欧美日各国先后开发出多种型号的ABS，从而使ABS技术在轿车上得到广泛的、真正的应用。ABS系统虽然可以防止车轮抱死，但不能实现各轮制动力的最佳分配。因此在ABS的基础上又出现了电子制动力分配(Electric Brake Distribution)功能，简称EBD。后来，汽车工程师们开发了驱动防滑系统(Acceleration Slip Regulation, ASR)。再后来，便出现了汽车稳定性控制系统(Electronic Stability Program, ESP)，它是在ABS和ASR系统的基础上发展起来的一种汽车主动安全技术^[6]。

如今，国外的学者也纷纷投入到制动系统的控制原理和技术的研究当中。2005年，Jeonghoon Song^[7]在《Performance evaluation of a hybrid electric brake system with a sliding mode controller》中提出了一种新型概念混合电动制动系统(HEBS)，它结合了接触式传统液压制动系统(CBS)和非接触式涡流制动(ECB)系统。2012年，Mohammed H. Al-Mola等^[8]在《Robust Active Force Controller for an Automotive Brake System》中研究了一种用于商用车辆的电动气动制动系统的基于模型的控制方案，开发了电动气动制动系统的数学模型，并用实验数据证实。2015年，Ko J, Ko

S,Son H等[91在《Development of Brake System and Regenerative Braking Cooperative Control Algorithm for Automatic-Transmission-Based Hybrid Electric Vehicles》中研究

了一种基于自动变速器(AT) 的混合动力电动汽车(HEV) 的制动系统, 并且提出了一种再生制动协同控制算法。2018年, Kalikate Shital M等[10]在《Simulation-based estimation of an automotive magnetorheological brake system performance》中探讨了磁流变(MR) 制动器替代公路车辆的传统液压制动器的可能性, 最终得出结论: 根据该技术的当前状态, MR 制动器不满足汽车制动系统的要求。

1. 2. 3盘式制动器国内的研究历史和现状

我国汽车工业起步较晚, 盘式制动器的应用的时间较晚, 上世纪80年代虽在一些轿车上开始应用, 但大都都是直接进口的成品。近些年来, 我国汽车行业发展迅猛, 特别是汽车产业中的中外合资模式的广泛应用, 也带动了液压盘式制动器的发展。近年来, 国内生产液压盘式制动器的技术水平已经日趋成熟, 自主研发的能力也在不断提高, 规模相对较大的一些公司有浙江万安和武汉元丰等。气压式盘式制动器在我国应用则更晚, 武汉元丰是我国最大的气压式盘式制动器供应商, 但是它也是1998年才成立的[11]。传统的轿车及轻型货车采用“前盘后鼓”的制动形式, 但随着设计与制造技术的不断提高以及消费者对汽车安全方面的关注度逐渐加强, 现在越来越多的轿车后轮制动也开始采用盘式制动器。盘式制动器逐渐取代传统鼓式制动器成为一种趋势。

众所周知, 盘式制动器的优点很多, 但都是在理论上正常工作实现的。因此, 为了使制动系统不发生意外, 需要从各个方面着手对盘式制动器进行研究从而进行档结构上面的创新。以下列举了从21世纪以来的一些研究:

max.book118.com

2003年, 南京理工大学的吴永海[12]在《液压式汽车制动器计算机辅助设计技术研究》中以制动器为研究对象, 开发了一套汽车制动器专用CAD 系统, 这套系统是以Pro/ENGINEER 为CAD 支撑软件。他建立了制动过程数学模型, 编制了制动器数值仿真分析程序。2007年, 武汉理工大学的盛勇生等[13]《面向制动噪声的盘式制动器有限元复模态分析》结合复模态分析理论和有限元法, 在ANSYS 平台上, 利用自定义的摩擦单元实现了制动盘和制动块间的摩擦耦合, 并用约束方程实现了盘式制动器中其它部件间的连接, 建立了盘式制动器的有限元模型。2009年, 江苏大学的刘枫、

王红侠等[14]在论文《纤维混杂增强汽车制动器摩擦材料的研究》中研发了一种汽车制动摩擦材料，它是以芳纶浆粕、玻璃纤维和钛酸钾晶须等材料作为增强体的。2010

年，长安大学的赵凯辉等[15]通过《发动机制动工况下汽车制动器摩擦性能分析》一文建立了基于恒速制动车辆纵向力平衡方程、制动器耗散功率及其温度变化微分方程、管路压力调节等子模型的恒速长下坡汽车制动器摩擦性能分析系统。2011年，武汉理工大学的张琪[16]在《基于总成的盘式制动器强度和刚度分析》中确定了制动器总成性能研究的方法，分析了制动器总成的结构特点，确定了总体研究的方案和理论，根据强度刚度理论、热力学理论、模态理论和参数化设计理论等对制动器总成进行了温度场及热应力研究、机械应力有限元分析、模态分析和参数化有限元分析。

2012年，吉林大学的张磊[17]在《盘式制动器热结构耦合分析及制动性能优化》中通过热结构耦合分析，获得了温度及应力两者之间的变化规律，掌握了结构尺寸参数对于制动性能的影响规律，在仿真模型计算中引入了代理模型技术，能够快速高效地对制动性能进行优化设计。同年，浙江亚太机电股份有限公司的黄伟中等[18]在《液压盘式制动器驻车机构研究》中介绍了一种新型的汽车驻车(卡钳内置机械式)制动器，用以替代早期的驻车(盘中鼓式)制动器，使盘式制动的优越性能得以更好的体现。2016年，北京航空航天大学刘献栋等[19]在《盘式制动器温度模型构建与温度场仿真》建立了某型汽车盘式制动器三维模型，分析了其制动盘-衬块摩擦副间的接触关系，并对制动过程中摩擦副的温度场进行了仿真。同年，湖南大学的彭龙等[20]在《汽车盘式制动器的制动结构优化设计》中提出以盘式制动器系统为研究对象，采用区间概率混合模型描述相关参数的不确定性，建立了盘式制动器系统的区间概率混合不确定模型，并以支撑背板的密度、弹性模量和厚度为不确定性设计变量，以盘式制动器系统不稳定系数的稳健性函数值最大为目标进行稳健优化设计。另外，吉利大学的初亮等[21]在《基于车速的实时盘式制动器温度模型》中根据摩擦衬片与摩擦盘的摩擦生热计算热功率而建立制动器升温模型；基于热对流和热辐射建立制动器的降温模型。通过快速控制原型dSPACE Auto Box进行实车对比试验，验证模型的正确性。

2018年，北京信息科技大学的姚亚航等[22]在《通风盘式制动器10自由度摩擦振动分析》中利用ANSYS有限元软件识别了振动系统的刚度矩阵与质量矩阵等参数；讨论了制动盘的弹性模量、摩擦系数以及厚度对制动盘法向振动和偏转振动的影响。

1.2.4 盘式制动器国外的研究历史和现状

1902年，英国工程师弗雷德里克 · 威廉 · 兰切斯特设计出了汽车盘式制动器并申请

了专利。兰切斯特成为最早装备盘式制动器的轿车。但是受到金属材料制造水平的限制，当时的盘式制动器中的刹车片由铜制造，再加上恶劣的路况，使得铜制的刹车片很快磨损，因而那时的盘式制动器寿命很短，导致那时盘式制动器并没有流行起来。1953年，捷豹C-TYPE 赛车装备了英国邓禄普公司为其设计的卡钳盘式制动器。1955年法国雪铁龙DS 成为第一辆装备现代概念盘式制动器的量产车型。随着技术的发展，到20世纪60年代时，很多新问世的轿车都开始采用盘式制动器[23]。随着时间的流逝，盘式制动器再次一次受到设计师的青睐。

经过多年的研究和试验，国外的汽车液压式盘式制动器技术早已成熟。传统的鼓式制动器在所有的主要性能方面都逊色于气压盘式制动器，所以汽车液压式盘式制动器广泛地应用于新型的载重汽车上。在欧洲的重型载货车中，从2010年开始盘式制动器使用率已超过85%，且该比率还在增加，而我国中重型载货车中盘式制动器的应用不到5%。

鼓式制动器之前一直长期占据着重卡汽车的市场，但是现在受到了严重的挑战，接近于被淘汰的边缘。盘式制动器因结构简单、热稳定性好而越来越受到汽车制动器制造厂商的青睐。盘式制动器可以应用于前后车桥上，也可以装在挂车车桥上。盘式制动器因为这几年的液压技术，工艺技术的提高而提高，发展非常迅猛。各大公司不仅在原有的轿车用液压盘式制动器投入研发精力外，更侧重于中、重汽车领域的气压盘式制动器的开发，以便较早地占领市场份额[24]。

国外对制动器进行结构仿真分析的文献还比较多，但多集中在材料性能分析、热应力分析，制动噪声分析、振动模态分析等方面。以下列举了一些近期研究：

2000年，Huajiang Ouyang等[25]在《Methodology for the determination of dynamic instabilities in a car disc brake》中通过组合的分析和数值方法研究汽车盘式制动系统的动力学。2002年，Thomas J.Mackin等[26]在《Thermal cracking in disc brakes》上提出了制动转子故障是低循环热机械疲劳的结果。他们对车辆动力学的分析中找到与制动力相关的热通量方程，然后将热通量方程用于有限元分析以确定制动器中的温度分布。一旦获得制动器温度，就使用简化的收缩配合分析来估计在硬制动期间产生的应力。同年，Junichiro Yamabe等[27]在《Development of disc brake rotors for trucks with high thermal fatigue strength》中通过将铈接种与镍添加相结合，开发了用于具有高热疲劳强度的卡车的低铸造盘式制动器转子。

2005年，H.Hetzler 等[28]在《On low frequency disc-brake vibrations》中研究了盘式制动器的低频振动。2013年，R.Udayakumar 等[29]在《Computer aided design and analysis of disc brake rotors for passenger cars》中提出了一种新的制动转子，并通过ANSYS找到了最佳设计。2016年，Klimenda 等[30]在《Heat distribution in disc brake》中介绍了带浮动卡钳的盘式制动器的热分析。2018年，Carmona S.等[31]在《Estimation of heat flux by using reduced model and the adjoint method.Application to a brake disc rotating》中提出了一种逆问题的方法来估计制动系统上的时间相关的热通量，该方法将模态简化和共轭梯度法与伴随方法相结合，处理具有可变速度和热整合的制动盘。

1.3本设计(课题)拟解决的关键问题和研究方法

本课题以基于盘式制动器的某乘用车制动系统的设计为研究对象，重点研究盘式制动器内容，通过本文的研究拟重点解决以下关键问题：保证摩擦片上的制动力矩、盘式制动器制动力矩一样，进行制动器一次制动温升的核算，保证制动器的不会产生较大的热衰退。

通过查找相关的文献和参照相同类型的乘用车的制动系统的设计方案，确定本次设计的制动系统各个组成部分的结构，接着确定每个零部件的尺寸参数，进行参数计算，同时校核盘式制动器的强度和刚度，运用CREO 三维软件对盘式制动器总成进行构建，输出装配图和零件图，并应用AutoCAD 完善，确保数据和图纸无误后，开始撰写设计说明书。

2. 制动系统方案论证分析与选择

2.1 制动驱动机构的结构形式选择

制动力矩的产生是由制动驱动机构将驾驶员或其他来源的力传递给制动器的。制动驱动机构一般可分为简单、动力和伺服制动三大类。根据力的传递方式的不同，又可以分为机械式、液压式、气压-液压式和气压式。

2.1.1 简单制动系

简单制动系即人力制动系，根据力的传递方式的不同，可以分为机械式和液压式两种。

机械式完全靠杆系传力，但是难以保证前后桥或左右桥的制动力的均衡性，所以不再用于汽车的行车制动装置中。但是在小型汽车的驻车制动中，机械式因为工作可靠、结构简单的优点而被普遍使用。

液压式简单制动用于行车制动装置，又简称液压制动。液压制动的优点是：作用滞后时间短；工作压力高。因为其轮缸尺寸小，结构简单，质量小，可以安装在制动器的内部。液压制动系统的缺点有：受热严重后，制动液容易汽化，在管路中形成气泡，使制动系统的失效。液压制动由于需要较大的操纵力量，已经不能符合现代汽车操纵轻便性的要求，已接近于被淘汰。

2.1.2 动力制动系

动力制动系是以发动机动力形成的气压或者液压势能作为汽车制动的全部力源进行制动。动力制动系有三种类型，分别是气压制动系、气顶液式制动系和全液压动力制动系。

气压制动应用很广泛。其优点很多，主要使操纵轻便，工作可靠。其缺点也比较突出：结构复杂、笨重、成本高，这是因为气压制动必须要有空气压缩机和制动阀等装置。总质量8t以上的商用车普遍使用气压制动。由于主、挂车的摘和挂都很

方便，所以汽车列车也多用气压制动。

气顶液制动兼有液压制动和气压制动的优点：作用滞后时间较短，这是因为气压系统管路短。由于结构复杂、质量大、成本高等缺点，所以主要用在总质量较大的商用车上。

值得一提的是，各种形式的动力制动在动力系统失效时，制动作用即全部丧失。

2.1.3 伺服制动系

伺服制动系是兼用人力和发动机动力作为制动能源的制动系统。在正常情况下，动力伺服系统产生工作压力。而在动力伺服系统失效后，由伺服制动转变为人力制动，即由人力驱动液压系统产生一定的制动力。其在轻、中型客车或者货车上应用较广。

根据伺服力源，伺服制动可以分为真空伺服制动、空气伺服制动和液压伺服制动三种。

利用发动机进气管中节气门后的真空度(负压，一般可达0.05MPa~0.07MPa)作动力源的制动系统称为真空伺服制动系统。真空伺服制动系统多用于轿车及中型载货汽车上。

空气伺服系统其他组成部分却较真空伺服系统复杂得多。气压伺服系统多用于少数高级轿车和中、重型载货汽车上。

液压伺服制动系一般是由发动机驱动高压油泵产生高压油液，供伺服制动系和动力转向系共同使用。

参照市面上同种类型的车辆，及考虑了各种因素后，本次设计决定采用真空伺服制动系统。

2.2 液压分路系统的形式选择

为了保证行车安全和提高制动系统的工作稳定性，制动驱动机构不得少于两套独立工作的系统，亦称双液压回路系统。这样子，当一个回路出现故障的时候，其他的回路还能正常工作。

如图2.1所示为液压式制动驱动机构的双回路系统的不同分路方案。选择分路方案时，要综合制动效能的损失程度和回路系统的复杂程度等方面来考虑。

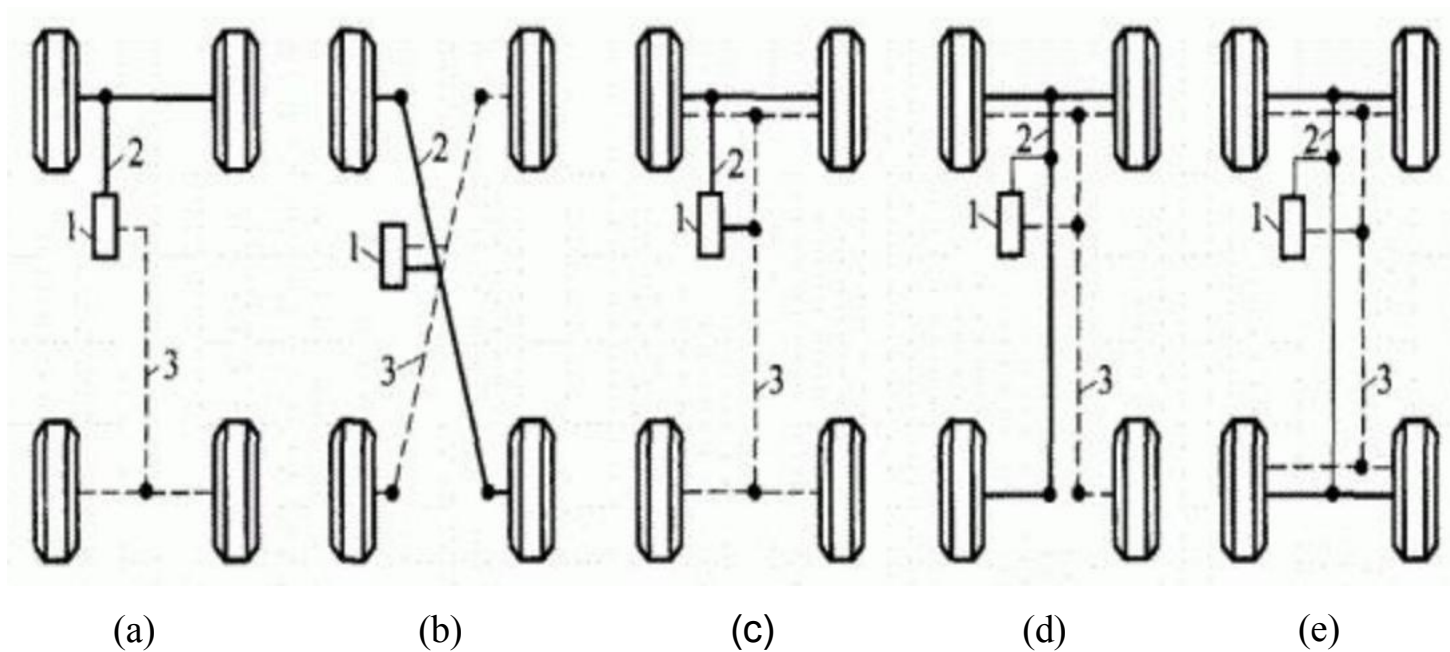


图2.1 液压双回路系统分路方案

1-双腔制动主缸；2-双回路系统的一个分路；

3-双回路系统的另一分路

图2.1(a) 为前轴对后轴型的管路布置，简称II型。这种管路布置最为简单方便，成本比较低。它目前在各类汽车上得到广泛地应用，特别是货车。但采用时应考虑当任一回路失效时，另一回路应能满足应急制动效能。

图2.1(b) 为交叉型管路布置，简称X型。其特点是结构简单，当其中一个回路失效时，仍然可以保持一半的制动效能，并且前后制动力分配不变。但任一回路失效形成的后轴单轮制动不利于转弯制动，仅外后轮制动时将导致不足转向，仅内后轮制动时，将导致过度转向。

图2.1(c)为一轴半对半轴型，简称HI型。若只有一轴半回路时剩余制动力较大 档此时在紧急制动时后轮很容易抱死。只有半轴回路制动时，其制动效果较差。

图2.1(d) 为半轴一轮对半轴一轮型，简称LL型。在任一回路失效时，档前后制动清无水印力比不变，剩余总制动力还可达到正常值的50%以上。但它处于不稳定的工况下，通常很少采用。

图2.1(e) 为双半轴对双半轴型，简称HH型。若失效一套管路时，四个车轮仍能全部实施制动，这种液压分路布置方案制动效能最好。只要适当增加踏板力，仍与管路完好时制动距离没有明显的不同。但是因为其结构较为复杂，成本较高，因此只在极少数高级轿车上采用。

综上所述，本次设计的液压分路系统采用X 型回路。

2.3 本章总结

本章基于整车的制动系统方案的考虑，首先探讨了各种制动驱动机构的形式和工作原理，最终选择了伺服制动系，接着又探讨了液压分路系统的形式和工作原理，根据多方面考虑，最终采用了X 型管路布置。

3. 盘式制动器的设计

3.1 制动器的结构形式及选择

按摩擦副中的固定摩擦元件的结构来分，盘式制动器分为钳盘式和全盘式制动器两大类。

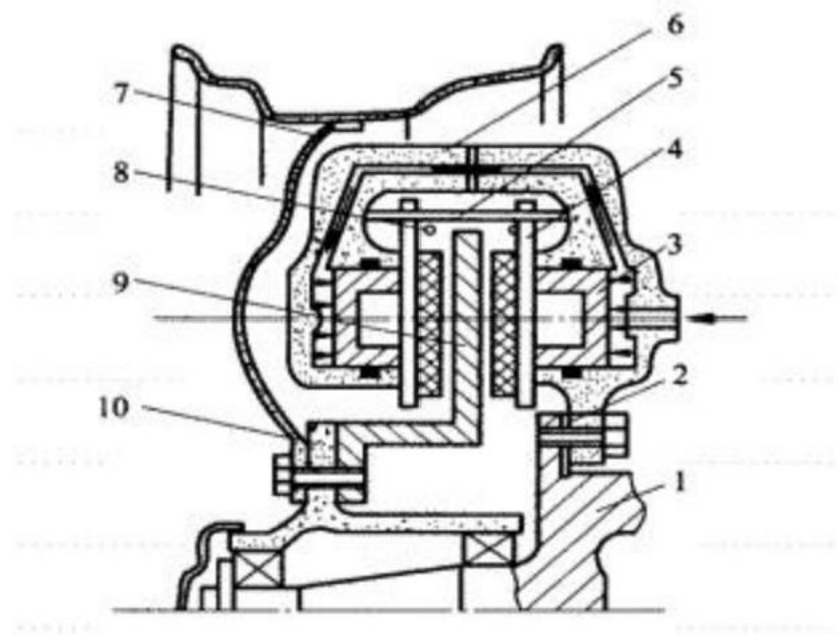


图3.1固定钳式盘式制动器

1-转向节(或桥壳);2-调整垫片;3-活塞;4-制动块总成;5-导向支撑销;

6-制动钳体;7-轮辐;8-回位弹簧;9-制动盘;10-轮毂

钳盘式制动器的固定摩擦元件是两块带有摩擦衬块的制动块，后者装在以螺栓固定于转向节或桥壳上的制动钳内，如图3.1所示。制动盘跟着车轮轴头或者轮毂一起旋转，两块制动块夹着制动盘便可以使车速降下来。它的结构较为简单，散热性较好，质量小，由于离心力的关系，可以使泥水、污物等甩掉。

全盘式制动器的工作原理跟钳盘式制动器的工作原理类似，固定摩擦元件和旋转元件均为圆盘形。但这种制动器结构较复杂，散热性能较差，多采用油冷。该制动器可用作车轮制动器或缓行器。

钳盘式制动器按制动钳的结构不同，分为以下几种。

(1) 固定钳式

如图3.2 (a) 所示，制动钳固定不动，制动盘两侧均有液压缸。制动时仅两侧液压缸中的制动块向盘面移动。这种形式也称为对置活塞式或浮动活塞式。

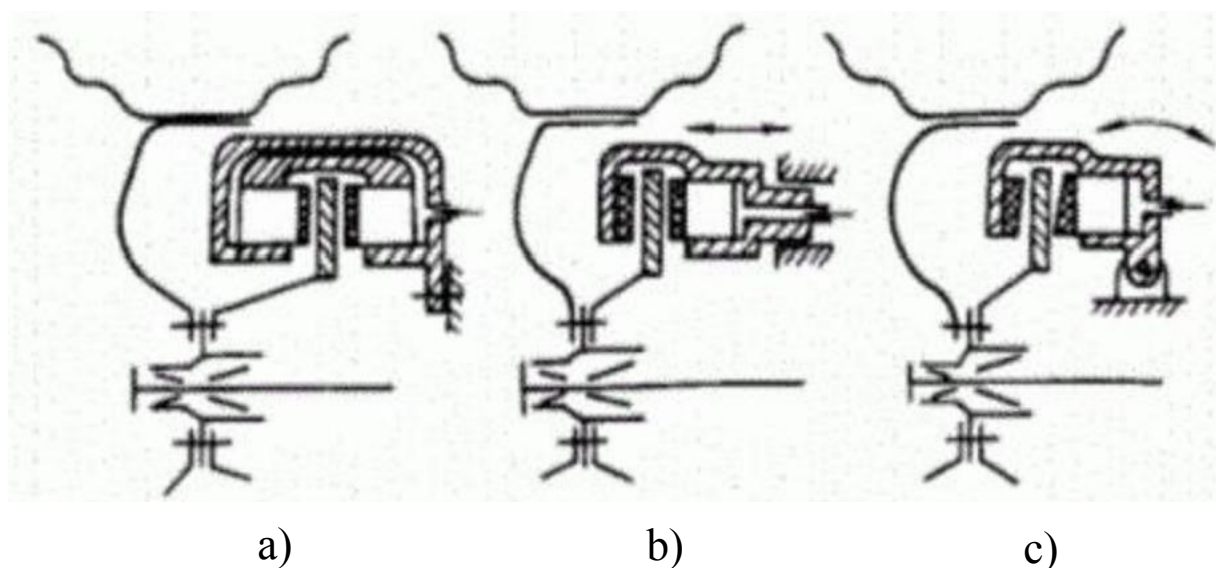


图3.2钳盘式制动器示意图
a)固定钳式 b) 滑动钳式 c) 摆动钳式

(2) 浮动钳式

①滑动钳式如图3.2(b)所示，制动钳支架固定在转向节或后轴法兰上。制动钳壳体可沿导向销进行轴向移动。它比固定式制动钳结构更简单，成本更低，这是因为它减少了缸孔和活塞等精密零件的加工。

②摆动钳式如图3.2(c)所示，它也是单侧液压缸结构，制动钳体与固定于车轴上的支座铰接。钳体通过在与制动盘垂直的平面内摆动来实现制动。因为制动块不能均匀地磨损，所以得把衬块预先做成楔形。

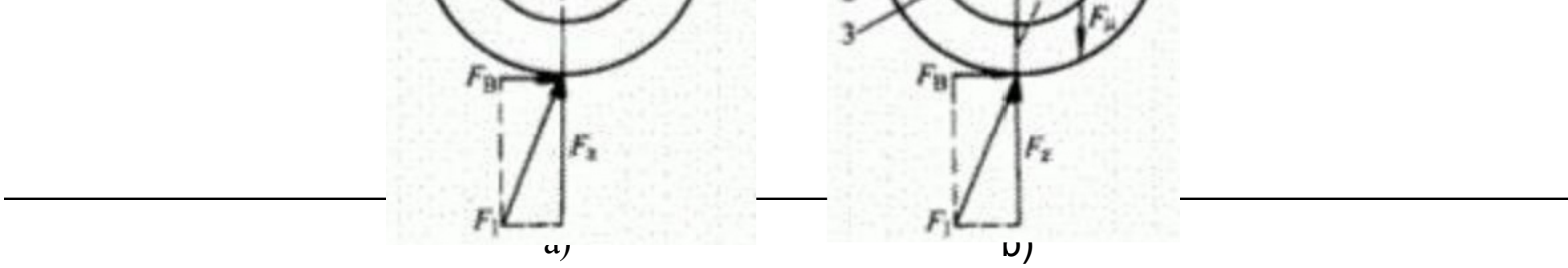


图3.3制动时车轮、制动盘及轮毂轴承受力示意图

a) 制动钳位于轴前 b) 制动钳位于轴后

1-车轮；2-制动盘；3-轮毂： F_2 路面法向反力： F_a -制动力
 F_1 、 F_i - F_B 与 F_2 的合力及相应的支反力： $F.F$ 制动衬块对制动盘的摩擦力及相应支反力；

F-轮毂轴承的合成载荷

制动钳以在车轴之前或之后安装。由图3.3可见，制动钳若是安装在轴前，则可避免轮胎向钳内甩渐泥污；制动钳若是安装在轴后，能使制动时轮毂轴承的合成载荷F 减小。

3.2 整车参数

在本次设计过程中首先给定的整车参数有：

整车质量：满载 $m=1500\text{kg}$ ，空载 $m_0=1100\text{kg}$

质心位置： $a=1.283\text{m}$, $b=1.467\text{m}$

质心高度：满载 $h_g=0.7\text{m}$

轴距： $I=2.75\text{m}$

最高车速： $V_{\max}=195\text{km/h}$

轮胎工作半径： $r=283\text{mm}$

轮胎：195/45R1680H

同步附着系数： $\phi_0=0.65$

3.3 制动系统的主要参数选择与计算

3.3.1 同步附着系数

根据文献对于前后制动器制动力比值为固定比值的汽车，即 $F_n/F_2=\beta/(1-\beta)$ ，只有在附着系数 ϕ 等于同步附着系数 ϕ_0 的路面上，前后车轮制动器才会同时抱死，当汽车在不同附着系数的路面上制动时，会有以下三种情况发生：

- (1) 当 $\phi < \phi_0$ 时，制动时总是前轮先抱死拖滑，这是一种稳定工况，但是丧失了转向能力；

-
- (2) 当 $\phi > \phi_0$ 时，制动时总是后轮先抱死拖滑，这时容易发生侧滑而使汽车失去方向稳定性；
- (3) 当 $\phi = \phi_0$ 时，制动时前后车轮会同时抱死拖滑，是一种稳定工况，但是前轮也丧失转向能力。

为了防止汽车在制动时前轮失去转向能力和后轮发生侧滑，在即将发生车轮抱死但是还未有任何车轮抱死时的制动减速度为该车所能产生的最大制动减速度。当汽车在同步附着系数为 ϕ 的路面上制动时，其制动减速度为 $du/dt = zg = \phi_0 g$ ，即 $z = \phi_0$ 为制动强度。这说明只有在附着系数 $\phi = \phi_0$ 的路面上制动时，地面的附着条件才能得到充分利用。

3.3.2 制动力分配系数和制动强度

根据公式：

$$\phi = \frac{L\beta - b}{L} \quad (3-1)$$

得制动力分配系数：

$$\beta = \frac{\phi_0 hg + b}{L} = \frac{0.65 \times 0.7 + 1.467}{2.75} = 0.699$$

因为 $\beta = 0.699$ ，所以 $1 - \beta = 0.301$ 。

从而有：

$$F_{xb1} = F_{xb}\beta = Gz\beta = \frac{G}{L}(b + \phi_0 hg)z$$

$$F_{xb2} = F_{xb}(1 - \beta) = Gz(1 - \beta) = \frac{G}{L}(a - \phi_0 hg)z$$

式中： F_x 为地面切向作用力，下标 1, 2 分别表示前后轴；

z 为制动强度。

(3-2)

(3-3)

(3-4)

当 $\phi = \phi_0$ 时， $F_{xb1} = F_{o1}$; $F_{xb2} = F_z$, $F_{xb} = G\phi = 1500 \times 9.8 \times 0.65 = 9555N$, $z = \phi_0$ 。

当 $\phi < \phi_0$ 时，由于前轮先抱死拖滑，所以可能得到的最大总制动器制动力取决于

前轮刚抱死时的条件，即 $F_{bi} = F$,

$$F_{xb} = \frac{Gb\phi}{b + (\phi_0 - \phi)hg} \quad (3-5)$$

$$z = \frac{b\phi}{b + (\phi_0 - \phi)hg} \quad (3-6)$$

当 $\phi > \phi_0$ 时，由于后轮会先抱死拖滑，所以可能得到的最大制动器制动力取决于后轮刚抱死拖滑时的条件，即 $F_{xb2}=F_2$,

$$F_{xb} = \frac{Ga\phi}{a + (\phi - \phi_0)hg} \tag{3-7}$$

$$z = \frac{a\phi}{a + (\phi - \phi_0)hg} \tag{3-8}$$

在本次设计中，假设路面附着系数 $\phi=0.7$, $\phi_0=0.65$, 后轮先抱死拖滑，则有公式

(3-7)、(3-8)得：

$$F_{xb} = \frac{Ga\phi}{a + (\phi - \phi_0)hg} = \frac{1500 \times 9.8 \times 1.283 \times 0.7}{1.283 + (0.7 - 0.65) \times 0.7} = 10016\text{N} \quad (3-9)$$

$$z = \frac{a\phi}{a + (\phi - \phi_0)hg} = \frac{1.283 \times 0.7}{1.283 + (0.7 - 0.65) \times 0.7} = 0.681 \quad (3-10)$$

3.3.3 制动器最大制动力矩

制动器的最大制动力矩是在汽车的附着质量被完全利用的条件下获得的，这时制动力与地面作用于车轮的法向反作用力 F_z, F_z 成正比，所以前后轮同时抱死的制动力之比为：

$$\frac{F_{f1}}{F_{f2}} = \frac{F_{z1}}{F_{z2}} = \frac{\frac{G}{L}(b + \phi_0 hg)}{\frac{G}{L}(a - \phi_0 hg)} = \frac{\beta}{1 - \beta} = \frac{0.699}{0.301} = 2.32 \quad (3-11)$$

制动器所产生的制动力矩，受到车轮的计算力矩制约：

$$T_n = F_a r_e \quad (3-12)$$

$$T_2 = F_2 r_e \quad (3-13)$$

当 $\phi > \phi_0$ 时 (本设计中 $\phi=0.7$, $\phi_0=0.65$), 相应的极限制动强度 $z < \phi$, 前后轴的车轮制动器所能产生的最大制动力矩为：

$$T_{f2\max} = \frac{G}{L}(a - zhg)\phi r_e = 853.8\text{N} \cdot \text{m} \quad (3-14)$$

$$T_{f1\max} = \frac{\beta}{1 - \beta} T_{f2\max} = \frac{0.699}{0.301} \times 853.8 = 1984.6\text{N} \cdot \text{m} \quad (3-15)$$

一个制动器的最大制动力矩应为上述值的一半。

3.4 制动器效能因数

制动器在单位输入压力或力的作用下所输出的力或力矩。成为制动器效能。在评比不同形式制动器的效能时，常用一种称为制动器效能因数的无因次指标。制动器效能因数的定义为：在制动鼓或者制动盘的作用半径 R 上所得到的摩擦力 $(M, /R)$ 与输入力 F_0 之比，即：

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/795100302112012022>