

JN2070 越野四驱货车气压制动系统设计

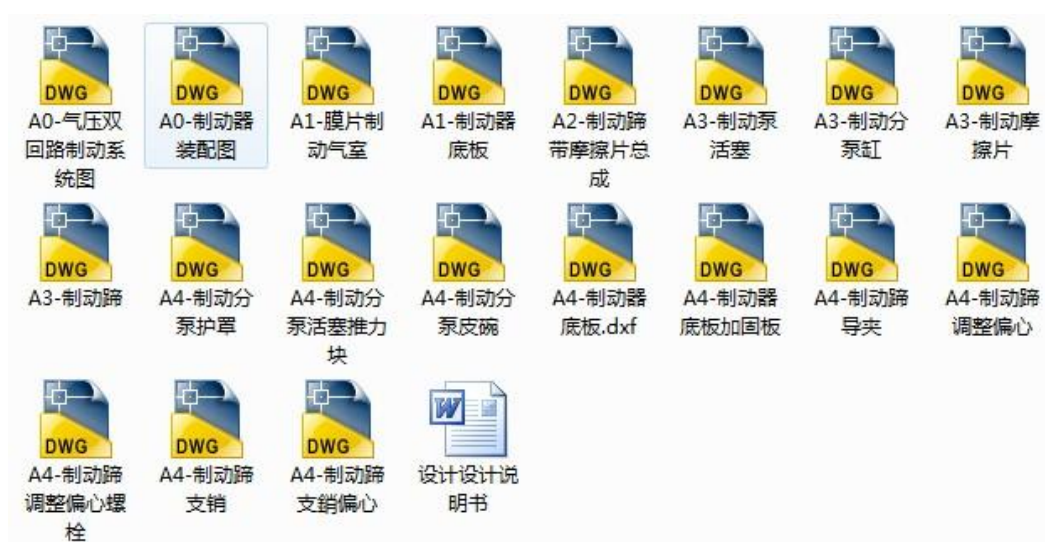
学生姓名：

指导老师

浙江科技学院机械学院

摘 要

汽车作为陆地上的现代重要交通工具，由许多保证其性能的大部件，即所谓“总成”组成，制动系就是其中一个重要的总成，它直接影响汽车的安全性。随着高速公路的快速发展和车流密度的日益增大，交通事故也不断增加。据有关资料介绍，在由于车辆本身的问题而造成的交通事故中，制动系统故障引起的事故为总数的 45%。可见，制动系统是保证行车安全的极为重要的一个系统。此外，制动系统的好坏还直接影响车辆的平均车速和车辆的运输效率，也就是保证运输经济效益的重要因素。制动系统既可以使行驶中的汽车减速，又可保证停车后的汽车能驻留原地不动。由此可见，汽车制动系统对于汽车行驶的安全性，停车的可靠性和运输经济效益起着重要的保证作用。



全套图纸，加 153893706

当今，随着高速公路网的不断扩展、汽车车速的提高以及车流密度的增大，对汽车制动系的工作可靠性要求显得日益重要。只有制动性能良好和制动系工作可靠的汽车才能充分发挥出其高速行驶的动力性能并保证行驶的安全性。由此可见，制动系是汽车非常重要的组成部分，从而对汽车制动系的机构分析与设计计

算也就显得非常重要了。

本论文是设计 JN2070 越野四驱货车的制动系统，采用的是气压驱动机构的凸轮式鼓式制动器。为了安全考虑制动系统的气压回路采用双回路。

关键词：气压制动 制动性 传动装置

The Design of Air Brake System about JN2070 off-road four-wheel drive truck

Student: Qi Chen

Advisor: Dr. Feng Cheng

School of Mechanical and Automotive Engineering
Zhejiang University of Science and Technology

Abstract

As an important modern land-based transport, Automotive components from many large parts ,namely, the so-called "assembly" which ensure the performance of automotive, and braking system which directly affects the safety of motor vehicles is one of the most important assembly. With the rapid development of highways and increased traffic density, traffic accidents are also increasing. According to the information on the vehicle itself as a result of problems caused by traffic accidents, the brake system failure caused the accident accounting for the total number of 45%. So braking system is an extremely important system to ensure traffic safety. In addition, the braking system has a direct impact on the quality of the average vehicle speed and vehicle transportation efficiency, that is, an important factor ensuring cost-effective transport. It not only can slow down a moving vehicle, but also to ensure that the car can be fixed in situ after parking. This shows that the vehicle braking system plays an important role in traffic safety, the reliability of parking, and transport economic efficiency.

Today, with ever-expanding highway network, the improvement of vehicle speed

and traffic density, on the work of automotive braking system reliability become increasingly important. Only vehicles which have good braking performance and reliable braking system can give full play to their high-speed dynamic performance and to ensure the safety of traveling. This shows that the braking system is a very important component of the vehicle, thus it's very important to the analysis and design of brake system bodies. bility requirements

Keywords: air brake Brake Transmission device

目 录

摘 要.....	1
Abstract	2
目 录.....	3
第一章 绪论.....	5
1.1 研究制动系统的意义.....	5
1.2 制动系统的发展状况.....	6
第二章 制动系统的总体设计.....	8
2.1 制动系的设计要求.....	8
2.2 汽车参数的选择.....	9
2.3 制动器方案的选择.....	10
2.4 制动驱动机构方案选择.....	11
第三章 制动过程的动力学参数计算.....	15
3.1 制动过程车轮所受的制动力.....	15
3.1.1 地面制动力.....	15
3.1.2 制动器制动力.....	16
3.1.3 地面对前、后车轮的法向反作用力.....	17
3.1.4 理想的前、后制动器制动力分配曲线.....	18
3.2 制动距离与制动减速度计算.....	22
3.2.1 制动距离与制动减速度.....	22
3.2.2 制动距离的分析.....	23
3.3 同步附着系数与附着系数利用率计算.....	23

3.4 制动器的最大制动力矩.....	26
第四章 制动器的结构参数设计.....	29
4.1 制动鼓内径 D	29
4.2 摩擦衬片宽度 b 包角 b	30
4.3 摩擦衬片起始角 b_0	31
4.4 制动器中心到张开力 F_0 作用线的距离 e	31
4.5 制动蹄支承点位置坐标 a 和 c	31
4.6 摩擦片摩擦系数.....	31
第五章 鼓式制动器的设计计算.....	33
5.1 驻车制动能力的计算.....	33
5.2 中央制动器的计算.....	34
5.3 压力沿衬片长度方向的分布规律.....	35
5.4 计算蹄片上的制动力矩.....	37
5.5 检查制动蹄有无自锁.....	40
5.6 摩擦衬片磨损特性计算.....	40
第六章 鼓式制动器主要零部件的设计.....	43
6.1 制动蹄.....	43
6.2 制动鼓.....	43
6.3 摩擦衬片.....	44
6.4 制动底板.....	45
6.5 摩擦材料.....	45
6.6 蹄与鼓之间的间隙调整装置.....	46
6.6.1 采用轮缸张开装置.....	46
6.6.2 采用凸轮张开装置.....	46
6.6.3 采用楔块张开装置.....	47
6.7 制动器支撑装置.....	47
6.8 凸轮式张开机构.....	47
第七章 气压制动驱动机构的设计计算.....	48
7.1 制动气室.....	49

7.2 贮气罐.....51

7.3 空气压缩机.....错误！未定义书签。

结 论.....错误！未定义书签。

致 谢.....错误！未定义书签。

参考文献：错误！未定义书签。

第一章 绪论

1.1 研究制动系统的意义

近百年来，汽车工业之所以常胜不衰主要得益于汽车作为商品在世界各处都有广阔的市场，生产批量大而给企业带来丰厚的利润。最主要的是科学技术的不断进步，使汽车能逐渐完善并满足使用者的需求。随着我国汽车产业的不断发展和新交通法规的实施，我国的汽车及其运输管理开始走向正轨，农用运输车将逐渐退出市场，而重型运输自卸车逐渐呈现出广阔的发展前景。然而车辆交通安全历来是人们最为关心的问题之一，它直接关系到人民生命和财产的损失，因此汽车制动系统的可靠性研究至关重要。汽车制动系是用于使行驶中的汽车减速或停车，使下坡行驶的汽车的车速保持稳定以及使以停驶的汽车在原地（包括在斜坡上）驻留不动的机构。汽车制动系直接影响着汽车行驶的安全性和停车的可靠性。随着高速公路的迅速发展和车速的提高以及车流密度的日益增大，为了保证行车安全、停车可靠，汽车制动系的工作可靠性显得日益重要。也只有制动性良好、制动系工作可靠的汽车，才能充分发挥其动力性能。

汽车制动系统至少有两套独立的制动装置，即行车制动装置和驻车制动装置：重型汽车或经常在山区行驶的汽车要增设应急制动装置及辅助制动装置；牵引车还应有自动制动装置。行车制动装置用于使行驶中的汽车强制减速或停车，并使汽车在下短坡时保持适当的稳定车速。其驱动机构常采用双回路或多回路结构，以保证其工作可靠。驻车制动装置用于使汽车可靠而无时间限制地停驻在一定位置甚至在斜坡上，它也有助于汽车在坡路上起步。驻车制动装置应采用机械式驱动机构而不用液压或气压驱动，以免其产生故障。

应急制动装置用于当行车制动装置意外发生故障而失效时，这时则可利用应

急制动装置的机械力源(如强力压缩弹簧)实现汽车制动。应急制动装置不必是独立的制动系统,它可利用行车制动装置或驻车制动装置的某些制动器件。应急制动装置也不是每车必备,因为普通的手力驻车制动器也可以起应急制动的作用。

辅助制动装置用于山区行驶的汽车上,利用发动机排气制动或电涡流制动等辅助制动装置,则可使汽车下长坡时长时间而持续地减低或保持稳定车速并减轻或解除行车制动器的负荷。通常,在总质量为 5t 以上的客车上和 12t 以上的载货汽车上装备这种辅助制动—减速装置。任何一套制动装置均由制动器和制动驱动机构两部分组成。制动器有鼓式与盘式之分。行车制动是用脚踩下制动踏板操纵车轮制动器来制动全部车轮,而驻车制动则多采用手制动杆操纵,且具有专门的中央制动器或利用车轮制动器进行制动。中央制动器位于变速器之后的传动系中,用于制动变速器第二轴或传动轴。行车制动和驻车制动这两套制动装置必须具有独立的制动驱动机构,而且每车必备。行车制动装置的驱动机构,分液压和气压两种型式。用液压传递操纵力时还应有制动主缸和制动轮缸以及管路;用气压操纵时还应有空气压缩机、气路管道、贮气筒、控制阀和制动气室等。

过去,大多数汽车的驻车制动和应急制动都使用中央制动器,其优点是制动位于主减速器之前的变速器第二轴或传动轴的制动力矩较小,容易满足操纵手力小的要求。但在用作应急制动时,往往使传动轴超载。现代汽车由于车速提高,对应急制动的可靠性要求更严,因此,在中、高级轿车和部分总质量在 1.5t 以下的载货汽车上,多在后轮制动器上附加手操纵的机械式驱动机构,使之兼起驻车制动和应急制动的作用,从而取消了中央制动器。重型载货汽车由于采用气压制动,故多对后轮制动器另设独立的由气压控制而以强力弹簧作为制动力源的应急兼驻车制动驱动机构,也不再设置中央制动器。但也有一些重型汽车除了采用了上述措施外,还保留了由气压驱动的中央制动器,以便提高制动系的可靠性。

1.2 制动系统的发展状况

目前国内外汽车制动系统的发展大致相似,国内研究现状:目前制动系统的供能装置主要是,人力制动、伺服制动、动力制动三种形式。目前,人力仅是来控制操纵机构,助力系统分为伺服制动、气定液压制动、液压制动。液压制动是目前得到广泛应用的一种制动系统。传动装置上,普遍都是采用气或液压通过管路传递到制动器上,进行压力制动。目前,也有通过电机进行制动的,通过电机

产生的制动力直接作用在制动器上进行制动。制动器主要有鼓式制动器、盘式制动器两种。鼓式制动器分为很多种、双领蹄式制动器、领从蹄式制动器等。盘式制动器有固定钳式制动器、浮动钳式制动器等。盘式制动器的摩擦材料在逐渐的发展，目前国内多以半金属纤维增强复合摩擦材料应用最为普遍。但一些企业和地方根据本身的特点，也在研究新型摩擦材料。

大约从 20 世纪 60 年代开始，电子技术的进步成为汽车工业发展的最大动力。现代汽车的控制系统几乎全由电子控制装置实现，在提高经济性、动力性、可靠性、舒适性和排放控制系统方面起到明显的作用。因此，电子产品在汽车上的应用比例，已成为评价其品质、性能指标的重要依据。

今天，ABS/ASR 已经成为欧美和日本等发达国家汽车的标准设备。目前，ABS/ASR 已在欧洲新载货车中普遍使用，并且欧共体法规 EEC/71/320 已强制性规定在总质量大于 3.5t 的某些载货车上使用，重型车是首先装用的。然而 ABS/ASR 只是解决了紧急制动时附着系数的利用，并可获得较短的制动距离及制动方向稳定性，但是它不能解决制动系统中的所有缺陷。因此 ABS/ASR 功能，同时可进行制动强度的控制。车辆制动控制系统的发展主要是控制技术的发展。一方面是扩大控制范围、增加控制功能；另一方面是采用优化控制理论，实施伺服控制和高精度控制。在第一方面，ABS 功能的扩充除 ASR 外，同时把悬架和转向控制扩展进来，使 ABS 不仅仅是防抱死系统，而成为更综合的车辆控制系统。

第二章 制动系统的总体设计

2.1 制动系的设计要求

1) 能适应有关标准和法规的规定。各项性能指标除满足设计任务书的规定和国家标准的有关要求外，也应考虑销售对象国家和地区的法规和用户要求。

2) 具有足够的制动效能。包括行车制动效能和驻车制动效能。

3) 工作可靠。汽车至少应有行车制动和驻车制动两套制动装置且它们的制动驱动机构应是各自独立的。行车制动装置的制动驱动机构至少应有两套独立的管路，当其中一套失效时，另一套应保证汽车制动效能不低于正常值的 30%；驻车制动装置应采用工作可靠的机械式制动驱动机构。

4) 制动效能的水稳定性好。制动器摩擦表面浸水后，会因水的润滑作用使摩擦系数急剧减小而发生所谓的“水衰退”现象。一般规定在出水后反复制动 5—15 次，即应恢复其制动效能。良好的摩擦材料吸水率低，其摩擦性能恢复迅速。也应防止泥沙、污物等进入制动器工作表面，否则会使制动效能降低并加速磨损。某些越野汽车为了防止水相泥沙侵入而采用封闭的制动器。

5) 制动时的操纵稳定性好。即以任何速度制动，汽车都不应当失去操纵性和方向稳定性。为此，汽车前、后轮制动器的制动力矩应有适当的比例，最好能随各轴间载荷转移情况而变化；同一轴上左、右车轮制动器的制动力矩应相同。否则当前轮抱死而侧滑时，将失去操纵性；后轮抱死而侧滑甩尾，会失去方向稳定性；当左、右轮的制动力矩差值超过 15% 时，会发生制动时汽车跑偏。对于汽车列车，除了应保证列车各轴有适当的制动力分配外，也应注意主、挂车之间各轴制动开始起作用的时间，特别是主、挂车之间制动开始时间的协调。

6) 制动效能的热稳定性好。

7)制动踏板和手柄的位置和行程符合人-机工程学的要求,即操作方便性好,操纵轻便、舒适,能减少疲劳。

8) 作用滞后的时间要尽可能地短。

9) 制动时不应产生振动和噪声。

10)与悬架、转向装置不产生运动干涉,在车轮跳动、汽车转向时不会引起自行制动。

11) 制动系中应有音响或光信号等警报装置,以便能及时发现制动驱动件的故障和功能失效。

12) 制动系的机件应使用寿命长、制造成本低,对摩擦材料的选择也应考虑到环保要求

2.2 汽车参数的选择

货车的主要参数:

长×宽×高 (mm) 6680×2300×2640

轴 距 (mm) 3650

质心距前轴 (mm) 2490

质心距后轴 (mm) 1160

前 轮 距 (mm) 1774

后 轮 距 (mm) 1774

最小离地间隙 (mm) 300

整车整备质量 (kg) 3600

最大总质量 (kg) 6800

最 高 车 速 (km/h) 90

质心高度 (mm) 空载 1100mm

满载 800mm

2.3 制动器方案的选择

制动器主要有摩擦式、液力式和电磁式等几种形式。目前广泛使用的是摩擦式制动器。摩擦式制动器按摩擦副结构形式不同，可分为鼓式、盘式和带式。带式制动器只用做中央制动器；鼓式和盘式制动器的结构形式有多种，如下所示：

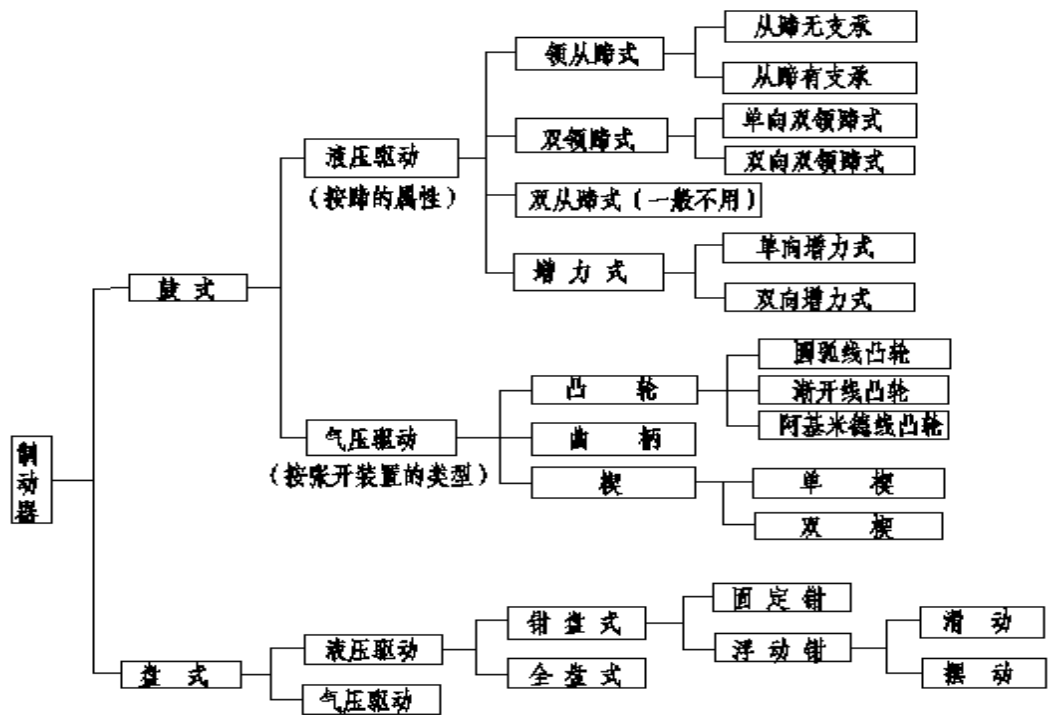


图 2-1 制动器的分类

鼓式制动器一般可按其制动蹄受力情况进行分类，它们的制动效能、制动鼓的受力平衡状态以及车轮旋转方向对制动效能的影响均不同。

盘式制动器摩擦副中的旋转元件是以端面工作的金属圆盘，被称为制动盘。其固定元件则有着多种结构型式，大体上可分为两类。一类是工作面积不大的摩擦块与其金属背板组成的制动块，每个制动器中有 2~4 个。这些制动块及其促动装置都装在横跨制动盘两侧的夹钳形支架中，总称为制动

钳。这种由制动盘和制动钳组成的制动器称为钳盘式制动器。另一类固定元件的金属背板和摩擦片也呈圆盘形，制动盘的全部工作面可同时与摩擦片接触，这种制动器称为全盘式制动器。钳盘式制动器过去只用作中央制动器，但目前则愈来愈多地被各级轿车和货车用作车轮制动器。全盘式制动器只有少数汽车(主要是重型汽车)采用为车轮制动器。

鼓式刹车有良好的自刹作用，由于刹车来令片外张，车轮旋转连带着外张的刹车鼓扭曲一个角度(当然不会大到让你很容易看得出来)刹车来令片外张力(刹车制动力)越大，则情形就越明显，因此，一般大型车辆还是使用鼓式刹车，除了成本较低外，大型车与小型车的鼓刹，差别可能只有大型采气动辅助，而小型车采真空辅助来帮助刹车。 成本较低：鼓式刹车制造技术层次较低，也是最先用于刹车系统，因此制造成本要比碟式刹车低

凸轮式制动器。目前，所有国产汽车及部分外国汽车的气压制动系统中，都采用凸轮促动的车轮制动器，而且大多设计成领从蹄式。

中重型货车因为吨位的原因制动力的力量也必须要大，所以用气压（就是鼓式刹车）的方式制动，如果使用碟式制动，需要把碟做成相当大的直径，而使用鼓式制动，只需要加深鼓的深度就可以了，直径可以不太大，所以安装起来比较方便。所以在本设计中选用的是鼓式凸轮制动器。

2.4 制动驱动机构方案选择

制动驱动机构将来自驾驶员或其他力源的力传给制动器，使之产生制动力矩。根据制动力源的不同，制动驱动机构一般可分为简单制动、动力制动和伺服制动三大类。而力的传递方式又有机械式，液压式，气压式和气压-液压式的区别，如下表：

表 2-1 制动驱动机构的结构形式

制动力源			力的传递方式		用途
型式	制动力源	工作介质	型式	工作介质	
简单制动系（人力制动系）	司机体力		机械式	杆系或钢丝绳	仅用于驻车制动

				液压式	制动液	部分微型汽车的行车制动
动力制动系	气压动力制动系	发动机动力	空气	气压式	空气	中, 重型汽车的行车制动
	液压动力制动系			气压-液压式	空气, 制动液	
			制动液	液压式	制动液	
伺服制动系	真空伺服制动系	司机体力与发动机动力	空气	液压式	制动液	轿车, 微, 轻, 中型汽车的行车制动
	气压伺服制动系		空气			
	液压伺服制动系		制动液			

人力制动系统是简单制动单靠驾驶员施加的踏板力或手柄力作为制动力源, 人力制动。其又分为机械式和液压式两种机构形式。机械式完全靠杆系传力, 由于机械效率低, 传动比小, 润滑点多, 且难以保证前、后轴制动力的正确比例和左、右轮制动力的均衡, 所以在汽车的行车制动装置中已被淘汰。但因其结构简单, 成本低, 工作可靠, 主要用在驻车制动。

液压式简单制动系(通常简称为液压制动系)用于行车制动装置。液压制动的优点是: 作用滞后时间短(0.1~0.3s), 工作压力高(可达 10~12MPa), 轮缸尺寸小, 可布置在制动器内部作为制动蹄张开机构或制动块压紧机构, 使之结构简单、紧凑、质量小、造价低; 机械效率高。液压制动的主要缺点是: 过度受热后, 部分制动液汽化, 在管路中形成气泡而影响传输, 即产生所谓“气阻”, 使制动效能减低甚至失效, 而当气温过低时(-25°C 和更低时), 由于制动液的粘度增大, 使工作的可靠性降低, 以及当有局部损坏时, 使整个系统都不能继续工作。液压制动曾被广泛应用于乘用车和总质量不大的商用车。

伺服制动的制动能源是人力和发动机并用。在正常情况下, 其输出工作压力主要由动力伺服系统产生, 而在动力伺服系统失效时, 仍可全由人力驱动液压系统产生一定程度的制动力(即由伺服制动转变为人力制动)。因此, 在中级以上的轿车及轻, 中型客, 货汽车上得到了广泛的应用。

按伺服系统能源的不同, 可分为真空伺服制动系、气压伺服制动系和液压伺

服制动系。其伺服能源分别为真空能（负气压能），气压能和液压能。

真空伺服制动系是利用发动机进气管中节气门后的真空度(负压，一般可达 $0.05\sim 0.07\text{ MPa}$)作动力源，一般的柴油车若采用真空伺服制动系时，则需有专门的真空源—由发动机驱动的真空泵或喷吸器构成。气压伺服制动系是由发动机驱动的空气压缩机提供压缩空气作为动力源，伺服气压一般可达 $0.6\sim 0.7\text{ MPa}$ 。故在输出力相等时，气压伺服气室直径比真空伺服气室直径小得多。且在双回路制动系中，如果伺服系统也是分立式的，则气压伺服比真空伺服更适宜，因此后者难于使各回路真空度均衡。但气压伺服系统的其他组成部分却较真空伺服系统复杂得多。真空伺服制动系多用于总质量在 $1.1\text{t}-1.35\text{t}$ 以上的轿车及装载质量在 6t 以下的轻，中型载货汽车上，气压伺服制动系则广泛用于装载质量为 $6\sim 12\text{t}$ 的商用车，以及少数几种排量在 4.0L 以上的乘用车。

全液压动力制动系是用发动机驱动油泵产生的液压作为制动力源。其制动系的液压系统与动力转向的液压系统相同，也有开式（常流式）和闭式（常压式）两种。开式（常流式）系统在不制动时，制动液在无负荷状况下由油泵经制动阀到储液罐不断地循环流动，制动时则借助于阀的节流而产生所需的液压进入轮缸。闭式（常压式）回路因平时保持着高液压，故又称常压式。它对制动操纵的反应比开式的快，但对回路的密封要求较高。当油泵出故障时，开式的将立即补气之动作用，而闭式的还有可能利用回路中的蓄能器的液压继续进行若干次制动。故目前汽车用的全液压动力制动系多用闭式（常压式）的。

全液压动力制动系除具有一般液压制动系统的有点外，还具有操纵轻便，制动反应快，制动能力强，受气阻影响较小，易于采用制动力调节装置和防滑移装置，及可与动力转向，液压悬架，举升机构及其他辅助设备共用液压泵和储油罐等优点。但其机构复杂，精密件多，对系统的封闭性要求也较高，故并未得到广泛应用。

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。

气压制动系统是发展最早的一种动力制动系统。其供能装置和传动装置全部是气压式的。其控制装置大多数是由制动踏板机构和制动阀等气压控制原件组成，也有的在踏板机构和制动阀之间还串联有液压式操纵传动装置。气压制动由于可获得较大的制动驱动力且主车与被拖的挂车以及汽车列车之间制动驱动系

统的连接装置结构简单联接和断开都很方便,因此广泛用于总质量为 8t 以上尤其是 15t 以上的载货汽车,越野汽车和客车上.但气压制动系必须采用空气压缩机,贮气罐,制动阀等装置,使结构复杂,笨重,轮廓尺寸大,造价高;管路中气压的产生和撤除均较慢,作用滞后时间较长(0.3~0.9s),因此在制动阀到制动气室和贮气罐的距离较远时有必要加设气动的第二级控制元件——继动阀(即加速阀)以及快放阀;管路工作压力较低(一般为 0.5~0.7MPa),因而制动气室的直径大,只能置于制动器之外,再通过杆件及凸轮或楔块驱动制动蹄,使非簧载质量增大;另外,制动气室排气时也有较大噪声。汽车在行驶过程中驾驶员要经常使用制动器,为了减轻驾驶员的工作强度,目前汽车基本上都采用了伺服制动系统或动力制动系统。载重汽车一般均采用动力制动系统。

在本设计中选用的是气压制动系统。

第三章 制动过程的动力学参数计算

3.1 制动过程车轮所受的制动力

汽车受到与行驶方向相反的外力时，才能从一定的速度制动到较小的车速或直至停车。这个外力只能由地面和空气提供。但由于空气阻力相对较小，所以实际外力主要是由地面提供的，称之为地面制动力。地面制动力越大，制动距离也越短，所以地面制动力对汽车制动性具有决定性影响。

下面分析一个车轮在制动时的受力情况。

3.1.1 地面制动力

假设滚动阻力偶矩、车轮惯性力和惯性力偶矩均可忽略图，则车轮在平直良好路面上制动时的受力情况如图 3-1 所示。

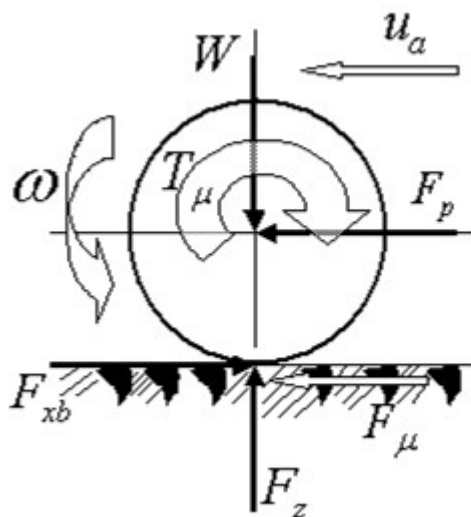


图 3-1 车轮制动时受力简图

T_m 是车轮制动器中摩擦片与制动鼓或盘相对滑动时的摩擦力矩，单位为 $N \cdot m$ ； F_{xb} 是地面制动力，单位为 N ； W 为车轮垂直载荷、 F_p 为车轴对车轮的推力、 F_z 为地面对车轮的法向反作用力，它们的单位均为 N 。

显然，从力矩平衡得到

$$F_{xb} = \frac{T_u}{r_e} \quad (3-1)$$

式中， r_e 为车轮的有效半径（m）。

地面制动力是使汽车制动而减速行驶的外力，但地面制动力取决于两个摩擦副的摩擦力：一个是制动器内制动摩擦片与制动鼓或制动盘间的摩擦力，一个是轮胎与地面间的摩擦力—附着力。

3.1.2 制动器制动力

在轮胎周缘为了克服制动器摩擦力矩所需的力称为制动器制动力，以符号 F_m 表示，显然

$$F = \frac{T_u}{r_e} \quad (3-2)$$

式中： T_m 是车轮制动器摩擦副的摩擦力矩。制动器制动力 F_m 是由制动器结构参数所决定的。它与制动器的型式、结构尺寸、摩擦副的而摩擦系数和车轮半径以及踏板力有关。

图 3-2 给出了地面制动力、车轮制动力及附着力三者之间的关系。当踩下制动踏板时，首先消除制动系间隙后，制动器制动力开始增加。开始时踏板力较小，制动器制动力 F_m 也较小，地面制动力 F_{xb} 足以克服制动器制动力 F_m ，而使得车轮滚动。此时， $F_{xb} = F_m$ ，在此处键入公式。且随踏板力增加成线性增加。

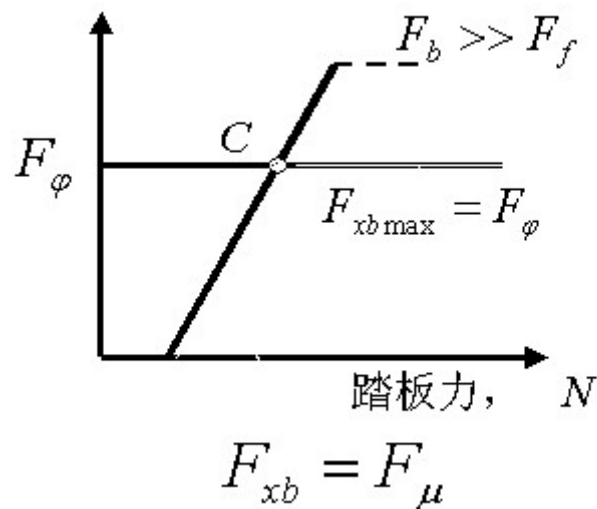


图 3-2 地面制动力、车轮制动力及附着力之间的关系

但是地面制动力是地面摩擦阻力的约束反力，其值不能大于地面附着力 F_j 或最大地面制动力 $F_{xb \max}$ ，即：

错误！未找到引用源。 错误！未找到引用源。

(3-3)

错误！未找到引用源。

(3-4)

当制动踏板力上升到一定值时，地面制动力 F_{xb} 达到最大地面制动力 $F_{xb} = F_m$ ，车轮开始抱死不转而出现拖滑现象。随着制动踏板力以及制动管路压力的继续升高，制动器制动力 F_m 继续增加，直至踏板最大行程，但是地面制动力 F_{xb} 不再增加。

上述分析表明，汽车地面制动力 F_{xb} 取决于制动器制动力 F_m ，同时又受到地面附着力 F_j 的闲置。只有当制动器制动力 F_m 足够大，而且地面又能够提供足够大的附着力 F_j ，才能获得足够大的地面制动力。

3.1.3 地面对前、后车轮的法向反作用力

图 3-3 所示为，忽略汽车的滚动阻力偶和旋转质量减速时的惯性阻力偶矩，汽车在水平路面上制动时的受力情况。

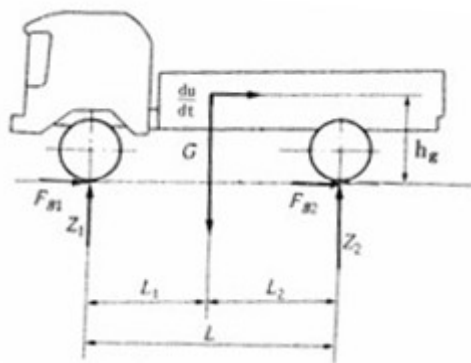


图 3-3 制动时的汽车受力图

因为制动时车速较低，空气阻力 F_w 可忽略不计，则分别对汽车前后轮接地点取矩，整理得前、后轮的地面法向反作用力 F_{z1} 、 F_{z2} 为

$$\begin{cases} F_{z1} = \frac{G}{L}(b + j h_g) \\ F_{z2} = \frac{G}{L}(a - j h_g) \end{cases} \quad (3-5)$$

式中： $\frac{du}{dt} = zg$ ， z 为制动强度，

G —汽车所受重力；

L —汽车轴距；

L_1 —汽车质心离前轴距离；

L_2 —汽车质心离后轴距离；

h_g —为汽车质心高度（满载时 $h_g = 800\text{mm}$ ）；

g —重力加速度；

若在附着系数为 j 的路面上制动，前、后轮都抱死（无论是同时抱死或分别先后抱死），此时 $F_{xb} = F_j = Gj$ 或 $\frac{du}{dt} = jg$ 。地面作用于前、后轮的法向反作用力为

$$\begin{cases} F_{z1} = \frac{G}{L}(b + j h_g) \\ F_{z2} = \frac{G}{L}(a - j h_g) \end{cases} \quad (3-6)$$

式（3-5）、（3-6）均为直线方程，由上式可见，当制动强度或附着系数改变时，前后轴车轮的地面法向反作用力的变化是很大的，前轮增大，后轮减小。

3.1.4 理想的前、后制动器制动力分配曲线

汽车总的地面制动力为：

$$F_B = F_{B_1} + F_{B_2} = \frac{G}{g} \frac{du}{dt} = Gq \quad (3-7)$$

式中： z —制动强度；

F_{B_1} —前轴车轮的地面制动力；

F_{B_2} —后轴车轮的地面制动力。

由式 (3-5)、式 (3-6) 求得前、后轴车轮附着力:

$$\begin{cases} F_{j1} = (G \frac{L_2}{L} + F_B \frac{h_g}{L})j = \frac{G}{L}(L_2 + qh_g)j \\ F_{j2} = (G \frac{L_1}{L} - F_B \frac{h_g}{L})j = \frac{G}{L}(L_1 - qh_g)j \end{cases} \quad (3-8)$$

前已指出, 制动时前、后车轮同时抱死, 对附着条件的利用, 制动时汽车的方向稳定性均较为有利。此时的前、后轮制动器制动力 F_{m1} 和 F_{m2} 的关系曲线, 常称为理想的前、后轮制动器制动力分配曲线。在任何附着系数 j 的路面上, 前、后轮制动器制动力分别等于各自的附着力, 即:

$$\begin{cases} F_{u1} + F_{u2} = j G \\ F_{u1} = j F_{z1} \\ F_{u2} = j F_{z2} \end{cases}$$

将 (3-7) 式代入上式, 得

$$\begin{cases} F_{u1} + F_{u2} = j G \\ \frac{F_{u1}}{F_{u2}} = \frac{b + j h_g}{a - j h_g} \end{cases} \quad (3-9)$$

式中: F_{u1} —前轴车轮的制动器制动力, $F_{u1} = F_{xb1} = j F_{z1}$;

F_{u2} —后轴车轮的制动器制动力, $F_{u2} = F_{xb2} = j F_{z2}$;

F_{xb1} —前轴车轮的地面制动力;

F_{xb2} —后轴车轮的地面制动力;

Z_1 , Z_2 —地面对前、后轴车轮的法向反力;

G —汽车的重力;

a , b —汽车质心离前、后轴距离;

h_g —汽车质心高度。

消去变量 j , 得

$$F_{u2} = \frac{1}{2} \left[\frac{G}{h_g} \sqrt{b^2 + \frac{4h_g L}{G} F_{u1}} - \left(\frac{Gb}{h_g} + 2F_{u1} \right) \right] \quad (3-10)$$

如已知汽车轴距 L 、质心高度 h_g 、总质量 m_a 、质心的位置 b (质心至后轴的

距离), 就可式 (3-10) 绘制前、后制动器制动力的理想分配关系曲线, 简称 I 曲线。图 3-4 就是根据式 (3-10) 绘制的汽车在空载和满载两种工况的 I 曲线。

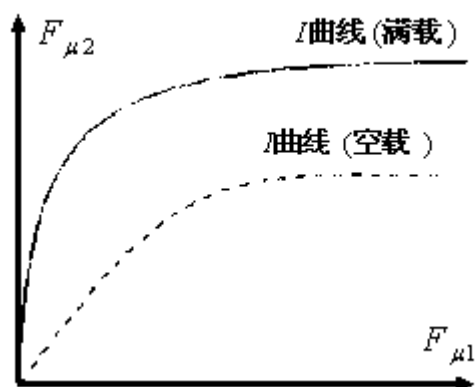


图 3-4 I 曲线示意图

根据方程组 (3-30) 的两个方程也可直接绘制 I 曲线。假设一组 j 值 ($j = 0.1, 0.2, 0.3, \dots, 1.0$), 每个 j 值代入方程组 (3-30), 就具有一个交点的两条直线, 变化 j 值, 取得一组交点, 连接这些交点就制成 I 曲线, 见图 3-5。

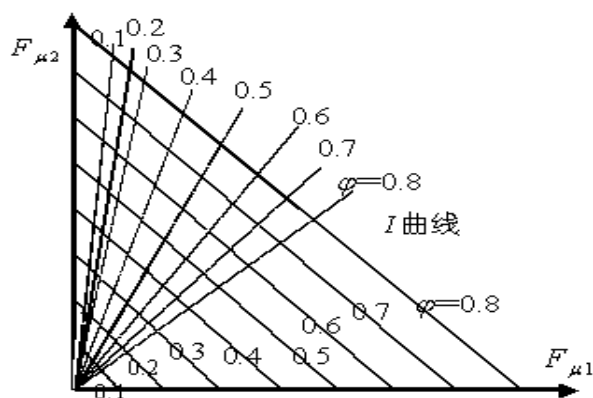


图 3-5 理想的前、后制动器制动力分配曲线

I 曲线时踏板力增长到使前、后车轮制动器同时抱死时前、后制动器制动力的理想分配曲线。前、后车轮同时抱死时, $F_{u1} = F_{xb1} = F_{j1}$, $F_{u2} = F_{xb2} = F_{j2}$, 所以 I 曲线也是前、后车轮同时抱死时, F_{j1} 和 F_{j2} 的关系曲线。

在本设计中，重型货车在满载时的基本数据如下：

汽车的重力 $G=6800\text{kg}$. 轴距 $L=3650\text{mm}$ ，质心距前轴 $a=2490\text{mm}$ ，质心距后轴 $b=1160\text{mm}$. 地面附着系数错误！未找到引用源。。

将以上数据代入（3-6）（3-9），得

错误！未找到引用源。， $F_{u2} = F_{xb2} = F_{f2} = 2516.51\text{N}$ 错误！未找到引用源。

$F_{z1}=3204.38\text{N}$ ， $F_{z2}=3595.02\text{N}$ 。

（5）具有固定比值的前、后制动器制动力

两轴汽车的前、后制动器制动力的比值一般为固定的常数。通常用前制动器制动力对汽车总制动器制动力之比来表明分配比例，即制动器制动力分配系数 b ，它可表示为

$$b = \frac{F_{m1}}{F_m} \quad (3-11)$$

式中， F_{u1} 为前制动器制动力； F_u 为汽车总制动器制动力， $F_m = F_{u1} + F_{u2}$ ， F_{u2} 为后轮制动器制动力。故

$$F_{m1} = b F_m, \quad F_{m2} = (1 - b) F_m$$

且

$$\frac{F_{m1}}{F_{m2}} = \frac{b}{1 - b} \quad (3-12)$$

若用 $F_{u2} = B(F_{u1})$ 表示，则其为一条直线，此直线通过坐标原点，且其斜率为

$$\tan q = \frac{1 - b}{b}$$

它是实际前、后制动器制动力实际分配线，简称为 b 线。如图 3-6 所示。

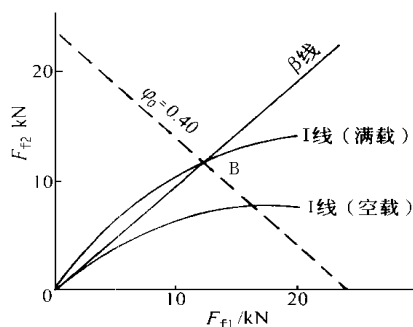


图 3-6 载货汽车的 I 曲线和 β 曲线

3.2 制动距离与制动减速度计算

3.2.1 制动距离与制动减速度

制动距离与汽车的行驶安全有直接关系，它指的是汽车速度为 u_0 时，从驾驶员开始操控制动控制装置到汽车完全停住为止所驶过的距离。制动距离与制动踏板力、路面附着条件、车辆载荷、发动机是否结合等许多因素有关。由于各种汽车的动力性不同，对制动效能也提出了不同的要求：一般轿车、轻型货车行驶车速高，所以要求制动效能也高；重型货车行驶速度低，要求就稍微低一点。

制动减速度是制动时车速对时间的导数，即 $\frac{du}{dt}$ 。它反映了地面制动力的 大小，因此与制动器制动力及附着力有关。

在不同的路面上，由于地面制动力为

$$F_{xb} = j_b G$$

故汽车能达到的减速度 (m/s^2) 为

$$a_{b \max} = j_b g$$

若允许汽车的前、后轮同时抱死，则

$$a_{b \max} = j_s g$$

式中： G —汽车所受重力，N；

j_s —滑动附着系数；($j_s=0.7$)

g —重力加速度， $g=9.8 \text{ m/s}^2$ ；

v —制动初速度， m/s ；

代入数据得到

错误！未找到引用源。 $b_{n\max} = 0.7 \times 9.8 = 6.86 \text{ m/s}$

3.2.2 制动距离的分析

$$S = \frac{1}{3.6} \left(t_2' + \frac{t_2''}{2} \right) u_{a0}^2 + \frac{u_{a0}^2}{25.92 a_{b\max}} \quad (3-13)$$

式中： t_2' —制动机构滞后时间，单位 s；（0.2s~0.45s，计算时取 0.3s）

t_2'' —制动器制动力增长过程所需的时间，单位 s；（一般为 0.2s）

t_2 —制动器的作用时间，一般在 0.2s~0.9s 之间；

v —制动初速度，m/s；计算时总质量 10t 以上的汽车取

$$v = 65 \text{ km/h} = 18.1 \text{ m/s};$$

代入数据得：

$$S = \frac{1}{3.6} \left(0.3 + \frac{0.2}{2} \right) \times 19.4 + \frac{19.4^2}{25.92 \times 6.86} = 4.34 \text{ s}$$

综合国外有关标准和法规：进行制动效能试验时的制动减速度 a ，载货汽车应为 3.4~6.5 m/s²；相应的最大制动距离 S_T ：货车为 $S_T = 0.15v + v^2 / 115$ ，式中第一项为反应距离；第二项为制动距离， S_T 单位为 m； v 单位为 m/s。

代入数据得：

$$S_T = 0.15v + v^2 / 115 = 0.15 \cdot 18.1 + 18.1^2 / 115 = 6.62 \text{ m}$$

显然， $S < S_T$ ，故本设计符合要求。

3.3 同步附着系数与附着系数利用率计算

由式(3-12)可表达为

$$\frac{F_{u1}}{F_{u2}} = \frac{1-b}{b} \quad (3-14)$$

上式在图 3-3 中是一条通过坐标原点且斜率为 $(1-b)/b$ 的直线，是汽车实际前、后制动器制动力分配线，简称 b 线。图 3-6 中 b 线与 I 曲线交于 B 点，B

点处的附着系数 $j = j_0$, 则称 j_0 为同步附着系数。

同步附着系数的计算公式是:

$$f_0 = \frac{Lb - b}{h_g} = \frac{3.65 \times 0.52 - 1.16}{0.85} = 0.86 \quad (3-15)$$

对于前、后制动器制动力为固定比值的汽车, 只有在附着系数 j 等于同步附着系数 j_0 的路面上, 前、后车轮制动器才会同时抱死。当汽车在不同 j 值的路面上制动时, 可能有以下情况:

(1) 当 $j < j_0$, b 线位于 I 曲线下方, 制动时总是前轮先抱死。它虽是一种稳定工况, 但丧失转向能力。

(2) 当 $j > j_0$, b 线位于 I 曲线上方, 制动时总是后轮先抱死, 这时容易发生侧滑使汽车失去方向稳定性。

(3) 当 $j = j_0$, 制动时汽车前、后轮同时抱死, 是一种稳定工况, 但也失去转向能力。

将以下数据

汽车的重力 $G=6800\text{kg}$. 轴距 $L=3650\text{mm}$, 质心距前轴 $a=2490\text{mm}$, 质心距后轴 $b=1160\text{mm}$. 地面附着系数 **错误! 未找到引用源。**。

代入式 (3-15), 得

$$b = \frac{F_{u1}}{F_u} = \frac{2243.07}{4313.60} = 0.52$$

把 b 值代入式(3-12)得:

$$\tan q = \frac{F_{u1}}{F_{u2}} = \frac{1-b}{b} = 1.168; \quad q = 49.43^\circ$$

为了防止汽车的前轮失去转向能力和后轮产生侧滑, 希望在制动过程中, 在即将出现车轮抱死但尚无任何车轮抱死时的制动减速度, 为该车可能产生的最高减速度。分析表明, 汽车在同步附着系数 j_0 的路面上制动(前、后车轮同时抱死)

时, 其制动减速度为 $\frac{du}{dt} = qg = j_0 g$, 即 $z = j_0$, z 为制动强度。而在其他附着系

数 j 的路面上制动时，达到前轮或后轮即将抱死时的制动强度 $z < j$ ，这表明只有在 $j = j_0$ 的路面上，地面的附着条件才得到充分利用。

附着条件的利用情况用附着系数利用率(附着力利用率) e 表示：

$$e = \frac{F_{xb}}{Gj} = \frac{z}{j} \quad (3-16)$$

式中： F_{xb} ——汽车总的地面制动力；

G ——汽车所受重力；

z ——制动强度。

当 $j = j_0$ 时， $z = j_0$ ， $e = 1$ ，利用率最高。取 $e = 1$ ，则 $z = j = j_0 = 0.7$

在 $0.2 \leq z \leq 0.8$ 的范围内，必须满足 $z \geq 0.1 + 0.85(j - 0.2)$ 。

本设计中，

$$z = 0.7 > 0.2275 \quad (\text{满足要求})$$

根据所定的同步附着系数 j_0 ，由式 (3-9) 及式 (3-12) 得

$$b = \frac{b + j_0 h_g}{L} \quad (3-17)$$

$$1 - b = \frac{a - j_0 h_g}{L} \quad (3-18)$$

进而求得

$$F_{xb1} = F_{xb} b = Gqb = \frac{G}{L} (b + j_0 h_g) q \quad (3-19)$$

$$F_{xb2} = F_{xb} (1 - b) = Gq(1 - b) = \frac{G}{L} (a - j_0 h_g) q \quad (3-20)$$

当 $j = j_0$ 时： $F_{xb1} = F_{j_1}$ ， $F_{xb2} = F_{j_2}$ ，故 $F_{xb} = Gj$ ， $z = j$ ； $e = 1$

当 $j < j_0$ 时：可能得到的最大总制动力取决于前轮刚刚抱死的条件，即

$F_{u1} = F_{j_1}$ 。由式 $F_u = F_j = Gj$ 和 $e = q/j$ 和式 (3-8)，(3-13) 得

$$F_{xb} = \frac{Gb j}{b + (j_0 - j) h_g} \quad (3-21)$$

$$q = \frac{bj}{b + (j_0 - j)h_g} \quad (3-22)$$

$$e = \frac{b}{b + (j_0 - j)h_g} \quad (3-23)$$

当 $j > j_0$ 时：可能得到的最大总制动力取决于后轮刚刚首先抱死的条件，即

$F_{xb2} = F_{j_2}$ 。由式 (3-6)、式 (3-7)、式 (3-12) 和式 (3-14) 得

$$F_{xb} = \frac{GL_2 f}{L_2 + (f_0 - f)h_g} = \frac{6800 \times 9.8 \times 1.16 \times 0.7}{1.16 + (0.85 - 0.7) \times 0.80} = 422747.5N \quad (3-24)$$

$$q = \frac{L_2 f}{L_2 + (f_0 - f)h_g} = \frac{1.16 \times 0.7}{1.16 + (0.85 - 0.7) \times 0.80} = 0.63 \quad (3-25)$$

$$e = \frac{L_2}{L_2 + (f_0 - f)h_g} = \frac{1.16}{1.16 + (0.85 - 0.7) \times 0.80} = 0.91 \quad (3-26)$$

本设计中汽车的 b 值恒定，其 j_0 值小于可能遇到的最大附着系数，使其在常遇附着系数范围内 e 不致过低。在 $j > j_0$ 的良好路面上紧急制动时，总是后轮先抱死。

3.4 制动器的最大制动力矩

为保证汽车有良好的制动效能和稳定性，应合理地确定前、后轮制动器的制动力矩。

最大制动力是在汽车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力 F_{z1} 、 F_{z2} 成正比。由式 (3-10) 可知，双轴汽车前、后车轮附着力同时被充分利用或前、后轮同时抱死时的制动力之比为

$$\frac{F_{u1}}{F_{u2}} = \frac{F_{z1}}{F_{z2}} = \frac{b + j_0 h_g}{a - j_0 h_g} \quad (3-27)$$

式中： a, b —汽车质心离前、后轴距离；

j_0 ——同步附着系数；

h_g ——汽车质心高度。

制动器所能产生的制动力矩，受车轮的计算力矩所制约，即

$$T_{u1} = F_{u1} r_e \quad (3-28)$$

$$T_{u2} = F_{u2} r_e$$

式中： F_{u1} —前轴制动器的制动力， $F_{u1} = F_{z1} j$ ；

F_{u2} —后轴制动器的制动力， $F_{u2} = F_{z2} j$ ；

F_{z1} —作用于前轴车轮上的地面法向反力；

F_{z2} —作用于后轴车轮上的地面法向反力；

r_e —车轮有效半径。

对于常遇的道路条件较差，车速较低因而选取了较小的同步附着系数 j_0 值的汽车，为了保证在 $j > j_0$ 的良好的路面上（例如 $j = 0.7$ ）能够制动到后轴和前轴先后抱死滑移（此时制动强度 $z = j$ ），前、后轴的车轮制动器所能产生的最大制动力矩为

$$T_{u1\max} = F_{z1} j r_e = \frac{G}{L} (b + j h_g) j r_e \quad (3-29)$$

$$T_{u2\max} = \frac{1-b}{b} T_{u1\max} \quad (3-30)$$

对于选取较大 j_0 值的汽车，从保证汽车制动时的稳定性出发，来确定各轴的最大制动力矩。当 $j > j_0$ 时，相应的极限制动强度 $z < j$ ，故所需的后轴和前轴的最大制动力矩为

$$T_{u2\max} = \frac{G}{L} (a - z h_g) j r_e \quad (3-31)$$

$$T_{u1\max} = \frac{b}{1-b} T_{u2\max} \quad (3-32)$$

式中： j —该车所能遇到的最大附着系数；

z —制动强度，由式 $du = z g dt$ 确定；

r_e —车轮有效半径。

本设计中，同步附着系数 j_0 的值为 0.85，所以应用式（3-22）、（3-23）进行计算。将以下数据
汽车的重力 $G=6800N$.轴距 $L=3650mm$,质心距前轴 $a=2490mm$,质心距后轴 $b=1160mm$.
地面附着系数**错误！未找到引用源。**。汽车车轮的有效半径**错误！未找到引用源。**
代入式（3-31）、（3-32）中，得

$$T_{a1max} = 1.49N.m$$

$$T_{a2max} = 1.37.m$$

一个车轮制动器的最大制动力矩为上列计算结果的半值。

第四章 制动器的结构参数设计

4.1 制动鼓内径 D

输入力 F_0 一定时，制动鼓内径越大，则制动力矩越大，且散热能力也越强。但 D 的增大（图 4-1）受轮辋内径限制，制动鼓与轮辋之间应保持足够的间隙，通常要求该间隙不小于 20—30mm，否则不仅制动鼓散热条件太差，而且轮辋受热后可能粘住内胎或烤坏气门嘴。制动鼓应有足够的壁厚，用来保证有较大的刚度和热容量，以减少制动时的温度。制动鼓的直径小，刚度就大，并有利于保证制动鼓的加工精度。

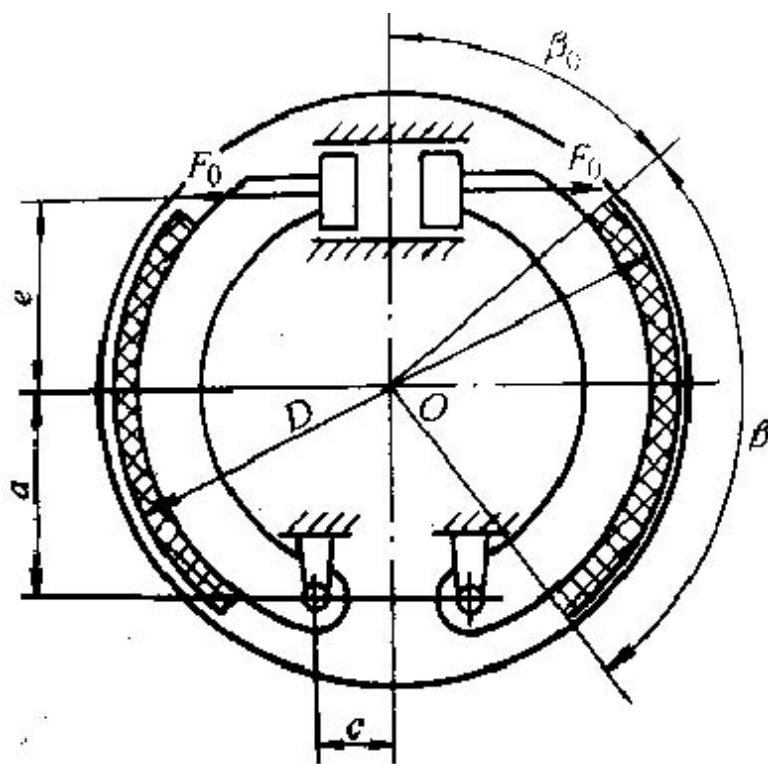


图 4-1 鼓式制动器主要几何参数

制动鼓直径与轮辋直径之比 D/D_r 的范围如下：

轿车 $D/D_r=0.64-0.74$

货车 $D/D_r=0.70-0.83$

制动鼓内径尺寸应参考专业标准 QC/T309—1999《制动鼓工作直径及制动蹄片宽度尺寸系列》。轿车制动鼓内径一般比轮辋外径小 125mm-150mm，载货汽车和客车的制动鼓内径一般比轮辋外径小 80mm-100mm，设计时亦可按轮辋直径初

步确定制动鼓内径（见表 4-1）。

表 4-1 制动鼓最大内径

轮辋直径/in		12	13	14	15	16	20
制动鼓最大内径/mm	轿车	180	200	240	260	--	--
	货车、客车	220	240	260	300	320	420

制动鼓内径尺寸应符合 QC/T 309-1999 《制动鼓工作直径及制动蹄片宽度尺寸系列》的规定。

由上述表格和轮胎标准初选制动鼓内径 420mm

4.2 摩擦衬片宽度 b 包角 θ

径 R 既定后。摩擦衬片宽 b 和包角 θ 便决定了衬片的摩擦面积 A ，而 $A = Rb \theta$ ，制动蹄各蹄总的摩擦面积 越大则单位压力愈小从而磨损特性愈好。根据国外统计资料分析，单个车轮蹄式制动器总的衬片摩擦面积随汽车总重而增加具体数如表 4-2 摩擦衬片面积。

表 4-2 制动器衬片摩擦面积

汽车类型	汽车总质量 m_a / t	单个制动器总的衬片摩擦面积 $\sum A$ /mm ²
轿车	0.9-1.5	100-200
	1.5-2.5	200-300
客车与货车	1.0-1.5	120-200
	1.5-2.5	150-250(多为 150-200)
	2.5-3.5	250-400
	3.5-7.0	300-650
	7.0-12.0	550-1000
	12.0-17.0	600-1500(多 600-1200)

由根据表 4-2 选取对于车总质量 $m = 12t-17t$ 时， $A = 300-650cm$

则 $b= A /R =200.6mm$ ，根据 ZBT24005—89 选取 $b=210mm$ 制动鼓半径

$R=D/2=420/2=210\text{mm}$ 确定后，衬片的摩擦面积为 $A_p=Rb$

初选 $b=100^\circ$ 初选 $A_p=1200/2=600\text{cm}^2$

4.3 摩擦衬片起始角 b_0

摩擦衬片起始角 b_0 如图 4-1 所示。通常是将摩擦衬片布置在制动蹄外缘得中央。有时为了适应单位压力的分布情况，将衬片相对于最大压力点对称布置，以改善制动效能和磨损的均匀性。

$$\beta_0=100^\circ - \beta /2=100-100^\circ /2=50^\circ$$

4.4 制动器中心到张开力 F_0 作用线的距离 e

在满足制动轮缸或凸轮能够布置在制动鼓内的条件下，应使距离 a 尽可能地大，以提高起制动效能，初步设计时可暂取 $e=0.8R$ 左右。

$$e=0.8R=168\text{mm}$$

4.5 制动蹄支承点位置坐标 a 和 c

应在保证两蹄支承端面不致相互干涉的条件下，使 a 尽可能大而 c 尽可能小（图 5-1）。初步设计可取 $a=0.8R$ 左右。

$$a=e=0.8R=168\text{mm} , c \text{ 取为 } 40\text{mm}$$

4.6 摩擦片摩擦系数

选择摩擦片时不仅希望其摩擦系数要高些，更要求其热稳定性要好，受温度和压力的影响要小。不能单纯地追求摩擦材料的高摩擦系数，应提高对摩擦系数的稳定性和降低制动器对摩擦系数偏离正常值的敏感性的要求，后者对蹄式制动器是非常重要的。摩擦衬片的型号及性能如表 4-3。

表 4-3 内张蹄式制动器衬片型号性能及用途

产品规格	摩擦系数 m	硬度（HBS）	适用范围
SY-1107	0.39-0.45	20-50	主要用于轿车等轻负荷车
SY0204	0.36-0.42	20-50	主要用于中型载重汽车
SY-9002	0.38-0.43	20-50	主要用于重型载货汽车

由表 4-3 选取 SY-9002 规格选取摩擦衬片摩擦系数为 0.4

第五章 鼓式制动器的设计计算

5.1 驻车制动能力的计算

汽车在上坡路上停驻时的受力简图如图 5-1 所示, 由该图可得出汽车上坡停驻时的后轴车轮的附着力为

$$Z_2 j = \frac{m_a g j}{L} (L_1 \cos a + h_g \sin a) \quad (5-1)$$

同理可求得汽车下坡停驻时后轴车轮的附着力为

$$Z_2' j = \frac{m_a g j}{L} (L_1 \cos a' - h_g \sin a') \quad (5-2)$$

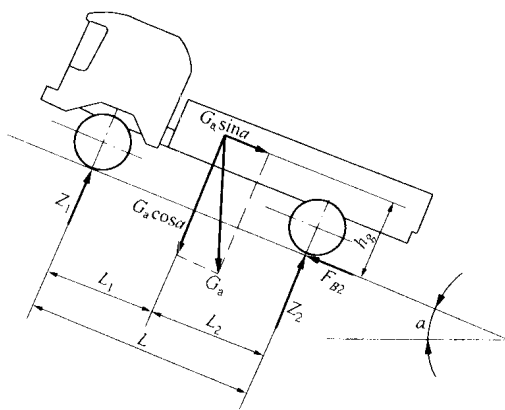


图 5-1 汽车在上坡路上停驻时的受力简图

根据后轴车轮附着力与制动力相等的条件可求得汽车在上坡路和下坡路上停驻时的坡度极限倾角 a , a' , 即根据

$$\frac{m_a g j}{L} (L_1 \cos a + h_g \sin a) = m_a g \sin a \quad (5-3)$$

求得汽车在上坡时可能停驻的极限上坡路倾角为

$$a = \arctan \frac{j L_1}{L - j h_g} \quad (5-4)$$

汽车在下坡时可能停驻的极限下坡路倾角为

$$a' = \arctan \frac{j L_1}{L + j h_g} \quad (5-5)$$

一般要求各类汽车的最大停驻坡度不应小于 16%—20%; 汽车列车的最大停

驻坡度约为 12%左右。

为了使汽车能在接近于由上式确定的坡度倾角为 α 的坡路上停驻，则应使后轴上的驻车制动力矩接近于由 α 所确定的极限值 $m_a g r_e \sin \alpha$ （此处不应 α' 是因为 $\alpha > \alpha'$ 的缘故，式中的 r_e 为车轮的有效半径），并保证在下坡路上能停驻的坡度不小于法规规定值。

中央驻车制动器的制动力矩上限值为 $m_a g r_e \sin \alpha / i_0$ ， i_0 为后驱动桥的主减速比。

设计中，此重型货车在上坡时可能停驻的极限上坡路倾角为

$$\alpha = \arctan \frac{0.7 \times 2490}{3650 - 0.7 \times 750} = 27.9^\circ$$

重型货车在上坡时可能停驻的极限下坡路倾角为

$$\alpha' = \arctan \frac{0.7 \times 2490}{3650 + 0.7 \times 750} = 23.4^\circ$$

5.2 中央制动器的计算

设计中中央制动器选取带式。带式中央制动器曾作为中、重型汽车及拖拉机的应急制动装置和驻车制动装置，装在汽车变速器的第二轴上，其主要缺点是发生油污染（固装在发动机及变速器之后），极低的热容量以及需要大的支撑力等，故在现代汽车上很少采用。

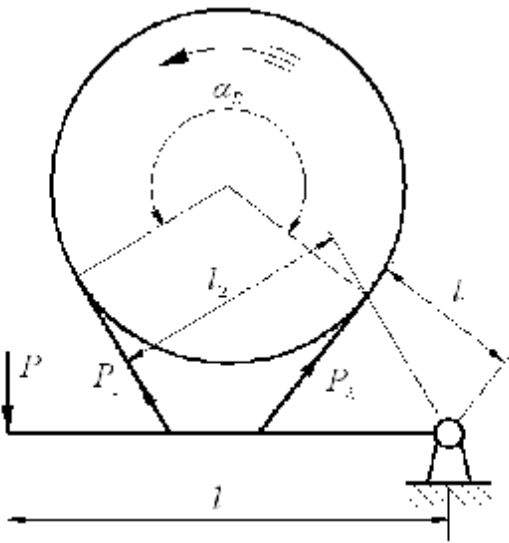


图 5-2 带式中央制动器的一般结构

对于图 5-2 所示的带式制动器，其平衡条件为

$$\begin{cases} Pl - P_1 l_1 - P_2 l_2 = 0 \\ P_1 - P_2 = F_d \\ \frac{P_1}{P_2} = e^{f a_B} \end{cases} \quad (5-6)$$

式中： P —输入力， N；

P_1, P_2 —制动带力， N；

l, l_1, l_2 —制动器尺寸， mm；

a_B —制动带包角， (°)；

f —摩擦系数；

F_d —鼓阻力， 摩擦力， N。

设计中取 $l=200\text{mm}$ ， $l_1=30\text{mm}$ ， $l_2=60\text{mm}$ ， $a_B=\frac{4p}{3}$ ， $f=0.4$ ， $P=1500\text{N}$ 代入式 (5-6) 得

$$P_1 = 7224\text{N}, P_2 = 1022\text{N}, F_d = 6202\text{N};$$

对于简单的带式制动器 ($l_1=0$ ， $l_2=a$)， 直接作用在制动带上的制动力或输入力 P_a 可由下式得出：

$$P_a = \frac{Pl}{a}$$

如图 6-2 所示的带式制动器， 制动鼓顺时针旋转时产生的制动器因数为

$$BF = \frac{F_d \times a}{Pl} = \frac{6202 \times 60}{1500 \times 200} = 1.24$$

5.3 压力沿衬片长度方向的分布规律

除摩擦衬片因有弹性容易变形外， 制动鼓、 蹄片和支承也有变形， 所以计算法向压力在摩擦衬片上的分布规律比较困难。 通常只考虑衬片径向变形的影响， 其他零件的影响较小而忽略不计。

制动器摩擦材料的摩擦系数及所产生的摩擦力对制动器因数 BF 有很大的影响， 掌握制动摩擦面上的压力分布规律， 有助于正确分析制动器因数。 但用解析方法精确计算沿蹄片长度方向的压力分布规律比较困难， 因为除了摩擦衬

片有弹性容易变形外，制动鼓，制动蹄以及支承也会有弹性变形，但与摩擦衬片的变形量相比，则相对很小，故在通常的近似计算中只考虑衬片径向变形的影响，其他零件变形的影响较小，可忽略不计，即通常作如下一些假设：

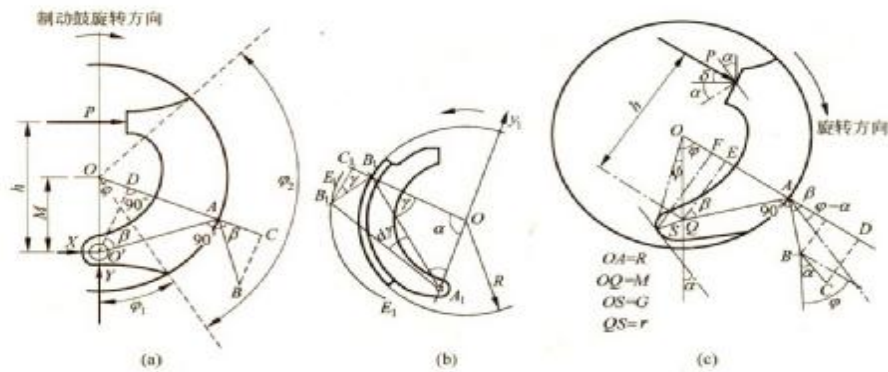
- (1) 制动鼓，制动蹄为绝对刚性体
- (2) 在外力作用下，变形仅发生在摩擦衬片上
- (3) 压力与变形符合虎克定律

制动蹄有一个自由度和两个自由度之分，本设计中前轮所采用的单向双领蹄和后轮所用的领从蹄的蹄片均为绕支承销转动的蹄片，为一个自由度。

下面分析具有一个自由度的紧蹄摩擦衬片的径向变形规律。

如图 5-3 (a) 所示，制动蹄在张开力 P 作用下绕支承销 O' 点转动张开，设其转角为 Δq ，则蹄片上某任意点 A 的位移

$$\overline{AB} = \overline{O'A} \cdot \Delta q ;$$



(a)、(b) 具有一个自由度的增势蹄；(c) 具有两个自由度的增势蹄

图 5-3 制动蹄摩擦衬片径向变形分析简图

由于制动鼓刚性对制动蹄运动的限制，则其径向位移分量将受压缩，径向压缩量 $\overline{AC}$ 为

$$\overline{AC} = \overline{AB} \cos b = \overline{O'A} \Delta q \cos b$$

由图 5-3 中的几何关系可知

$$\overline{O'A} \cos b = \overline{O'D} = \overline{O'O} \sin j$$

故得径向变形量为：

$$\overline{AC} = \overline{O'O} \sin j \Delta q \quad (5-7)$$

由于 $\overline{O'O} \cdot \Delta q$ 为常量，而单位压力与变形成正比，故制动蹄摩擦衬片上任意一点的压力可写成：

$$q = q_0 \cdot \sin j \quad (5-8)$$

式（5-8）表明绕支承销转动的制动蹄摩擦衬片的压力分布规律呈正弦分布，其最大压力作用在 $\overline{O'O}$ 连线呈 90° 的径向线上。

也可以根据图 5-3(b) 来分析并简化计算具有一个自由度的增势蹄摩擦衬片的径向变性规律和压力分布规律。此时摩擦衬片在张开力和摩擦力的作用下，绕支承销中心 A_1 转动 dg 角。摩擦衬片表面任意点 B_1 沿制动提转动的切线方向的变形即为线段 B_1B_1' 在半径 OB_1 延长线上的投影，即线段 B_1C_1 。由于 dg 角很小，可以认为：

$$\angle A_1B_1B_1' = 90^\circ$$

则所求的摩擦衬片的径向变形为：

$$d_1 = B_1C_1 = B_1B_1' \sin g = A_1B_1 \sin g \cdot dg$$

考虑到 $OA_1 \approx OB_1 = R$ ，则由等腰三角形 A_1OB_1 可知：

$$A_1B_1 / \sin a = R / \sin g$$

代入上式，得摩擦衬片的径向变形和压力变形分别为：

$$\begin{cases} d_1 = R \sin a \, dg \\ q_1 = q_{1\max} \sin a \end{cases} \quad (5-9)$$

5.4 计算蹄片上的制动力矩

制动转矩目前一般采用效能因数法或分析图解法计算，本书采用效能因数法计算。为此必需先求出制动蹄的效能因数，而后求制动力矩。设制动蹄的制动力矩和效能因数分别为 T 和 K_t ，输入张开力 F ，制动鼓半径为 R ，则

$$K_t = K_{t1} + K_{t2} \quad (5-10)$$

效能因数 K_t 是单位为 1 的系数。对于一定结构型式的制动蹄，只要已知制动鼓

转向，制动蹄的主要几何参数的相对值（即这些参数与 R 之比）以及摩擦系数，该蹄的 K_t 即可确定。

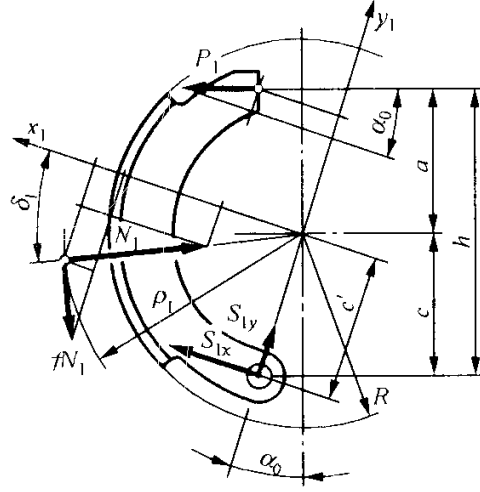


图 5-4 张开力计算简图

(1) 领蹄 假定蹄鼓之间的单位压力是沿周向均匀分布的，这一假定与实际情况相差较远，据此算出的制动力矩较实际数值大，根据上面的分析计算可知，蹄片压力沿摩擦衬片长度的分布符合正弦曲线规律，根据数学推导得领蹄效能因数为 K_{t1}

$$K_{t1} = \frac{D_1}{R} \quad (5-11)$$

式中

$$D_1 = \frac{h \cdot f \cdot R_1}{c' \cdot (\cos s' + f \cdot \sin s_1) - f \cdot R_1}$$

$$s_1 = \arctan\left(\frac{-F_{y1}}{F_{x1}}\right) = \arctan\left[-\frac{\cos 2a'' - \cos 2a'}{2 \cdot (a'' - a') - \sin 2a'' + \sin 2a'}\right]$$

$$R_1 = \frac{4 \cdot R \cdot (\cos a' - \cos a'')}{\sqrt{[2 \cdot (a'' - a') - \sin 2a'' + \sin 2a']^2 + (\cos 2a' - \cos 2a'')^2}}$$

其中 $h = a + c = 1.6R = 1.6 \times 210 = 336 \text{ mm}$.

$$c' = \frac{c}{\cos a_0} = \frac{168}{\cos 15^\circ} = 173.2$$

$$g = c'' \sin a_0 = 173.2 \times 0.26 = 44.8$$

$$a' = 180 - q_0 - q = 25^\circ \quad a'' = 180^\circ - q_0 - a_0 = 125^\circ$$

将数据代入公式求得 $s_1 = 15.6^\circ$ $R_1 = 214.1\text{mm}$ $D_1 = 274.2\text{mm}$

$$\text{所以 } K_{t1} = \frac{274.2}{210} = 1.31$$

(2) 从蹄制动效能因数 K_{t2} ，其公式为

$$K_{t2} = \frac{D_2}{R} \quad (5-12)$$

式中：

$$D_2 = \frac{h \cdot f \cdot R_2}{c' \cdot (\cos s' - f \cdot \sin s_1) + f \cdot R_2}$$

$$s_2 = \arctan\left(\frac{-F_{y2}}{F_{x2}}\right) = \arctan\left[-\frac{\cos a'' - \cos 2a'}{2 \cdot (a'' - a') - \sin 2a'' + \sin 2a'}\right]$$

$$R_2 = \frac{4 \cdot R \cdot (\cos a' - \cos a'')}{\sqrt{[2 \cdot (a'' - a') - \sin 2a'' + \sin 2a']^2 + (\cos 2a' - \cos 2a'')^2}}$$

代入公式得： $R_2 = 214.1\text{mm}$ ， $s_2 = 15.6^\circ$ ， $D_2 = 119.1\text{mm}$ ， $K_{t2} = 0.57$

由此可得制动器的效能因数 K_t ，本设计采用的是非平衡式凸轮驱动机构，所以得

$$K = \frac{4}{\frac{1}{K_{t1}} + \frac{1}{K_{t2}}} = \frac{4}{\frac{1}{1.31} + \frac{1}{0.57}} = 1.59$$

对于凸轮张开机构，张开力 F ：

$$F_0 = \frac{T_f}{(D_1 + D_2)} = \frac{14578}{(0.274 + 0.119)} = 37093\text{N} \quad (5-13)$$

汽车制动力总和 F 与整车质量 m_a 的百分比：

$$F / m_a = 30216 / 17000 \times 100\% = 177\% > 60\%$$

则可知该制动力符合标准。

根据以上计算后得到的 K_t 值， F 值，以及已知的 R 值代入公式 (5-10) 中，

最终到: $T = K_t FR = 1.59 \times 37093 \times 0.21 = 12385 (N \cdot m)$

5.5 检查制动蹄有无自锁

计算鼓式制动器, 必须检查蹄有无自锁的可能。

如果 $f < c' \cos \delta_1 / (R_1 - c' \sin \delta_1)$ 就不会自锁。

$f=0.4$

$$c' = \sqrt{(c^2 + a^2)} = \sqrt{(40^2 + 168^2)} = 172.6 \text{ mm}$$

摩擦力的作用半径

$$R_1 = \frac{4R(\cos a' - \cos a'')}{\sqrt{(\cos 2a' - \cos 2a'')^2 + (2q - \sin 2a'' + \sin 2a')^2}} = 214.1 \text{ mm}$$

$$\text{式中 } a' = \frac{p-b}{2} - a_0 = 40^\circ - \arcsin \frac{c}{c'} = 40^\circ - 15^\circ = 25^\circ$$

$$a'' = q + a' = 100^\circ + 25^\circ = 125^\circ$$

$$d_1 = \arctan \left[\frac{(\cos 2a' - \cos 2a'')}{(2q - \sin 2a'' + \sin 2a')} \right] = 15.6^\circ$$

$$\frac{c' \cos d_1}{R_1 - c' \sin d_1} = \frac{172.6 \times \cos 15.6^\circ}{(168.8 - 172.6 \times \sin 14.3^\circ)} = 1.29 > f = 0.4$$

所以制动器不会自锁, 合格。

5.6 摩擦衬片磨损特性计算

摩擦衬片的磨损受温度、摩擦力、滑磨速度、制动鼓的材质及加工情况, 以及衬片本身材质等许多因素的影响, 因此在理论上计算磨损特性极为困难。但实验表明, 影响磨损特性的最重要的因素还是摩擦表面的温度和摩擦力。

从能量的观点来说, 汽车制动过程即是汽车的机械能的一部分转变为热量而耗散的过程。在制动强度很大的紧急制动过程中, 制动器几乎承担了汽车全部动能耗散的过程。此时, 由于制动时间很短, 实际上热量还来不及散逸到大气中就被制动器所吸收, 致使制动器温度升高。这就是所谓的制动器的能量负荷。能量负荷越大, 则衬片的磨损越严重。

各种汽车的总质量及其制动衬片的摩擦面积各不相同, 因而有必要对相对的量最为评价能量负荷的指标。目前, 各国常用的指标是比能量耗散率, 即单位时

间内衬片单位摩擦面积耗散的能量，通常用的计量单位为 W/mm^2 。比能量耗散率又称为单位功负荷或能量负荷。

双轴汽车的单个前轮制动器和单个后轮制动器的比能量耗散率分别为

$$\begin{cases} e_1 = \frac{1}{2} \frac{d m_a (v_1^2 - v_2^2)}{2tA_1} b \\ e_2 = \frac{1}{2} \frac{d m_a (v_1^2 - v_2^2)}{2tA_2} (1-b) \end{cases} \quad (5-14)$$

式中： d —汽车回转质量换算系数；

m_a —汽车总质量；

v_1, v_2 —汽车制动初速度与终速度， m/s ；计算时总质量 10t 以上的汽车

取 $v_1 = 65 km/h$ ($18 m/s$)；

j —制动减速度， m/s^2 ，计算时取 $j = 0.7g$ ；

t —制动时间，单位为 s ； $t = \frac{u_1 - u_2}{j}$

A_1, A_2 —前、后制动器衬片(衬块)的摩擦面积； ($A_1 = A_2 = 140000 mm^2$)

b —制动力分配系数。

在紧急制动到 $v_2 = 0$ 时，并可近似地认为 $d = 1$ ，则有

$$\begin{cases} e_1 = \frac{1}{2} \frac{m_a v_1^2}{2tA_1} b \\ e_2 = \frac{1}{2} \frac{m_a v_1^2}{2tA_2} (1-b) \end{cases} \quad (5-15)$$

把个参数值代入上式得

$$t = \frac{v_1 - v_2}{j} = \frac{18 - 0}{0.7 \times 9.8} = 2.62 s$$

前轮制动器：

$$e_1 = \frac{1}{2} \frac{m_a v_1^2}{2tA_1} b = \frac{1}{2} \times \frac{17000 \times 18^2}{2 \times 2.62 \times 140000} \times 0.46 = 1.72 W/mm^2$$

$$\text{后轮制动器: } e_2 = \frac{1}{2} \frac{m_a v_1}{2tA_2} (1-b) = \frac{1}{2} \times \frac{17000 \times 18^2}{2 \times 2.62 \times 140000} \times 0.54 = 1.76 \text{ W/mm}^2$$

由相关标准知，鼓式制动器的比能量耗损率以不大于 1.8 W/mm^2 为宜。通过
以上计算可知， e_1 ， e_2 均符合条件

第六章 鼓式制动器主要零部件的设计

6.1 制动蹄

车和微型、轻型载货汽车的制动蹄广泛采用 T 形型钢辗压或钢板冲压——焊接制成；大吨位载货汽车的制动蹄则多用铸铁、铸钢或铸铝合金制成。制动蹄的结构尺寸和断面形状应保证其刚度好，但小型车用钢板制的制动蹄腹板上有时开有一、两条径向槽，使蹄的弯曲刚度小些，以便使制动蹄摩擦衬片于制动鼓之间的接触压力均匀，因而使衬片的磨损较为均匀，并可减少制动时的尖叫声。重型汽车制动蹄的断面有工字形、山字形和  字形几种。

制动蹄腹板和翼缘的厚度，轿车的约为 3mm-5mm；货车的约为 5mm-8mm。摩擦衬片的厚度，轿车多为 4.5mm-5mm；货车多为 8mm 以上。衬片可铆接或粘贴在制动蹄上，粘贴的允许其磨损厚度较大，使用寿命增长，但不易更换衬片；铆接的噪声较小。

本车制动蹄 HT200 铸造

6.2 制动鼓

制动鼓应具有非常好的刚性和大量的热容量，制动时其温升不应超过极限值。制动鼓的材料应于摩擦衬片的材料相匹配，以保证具有高的摩擦系数并使工作表面磨损均匀。

中型、重型载货汽车和中型、大型客车多采用灰铸铁 HT200 或合金铸铁制造的制动鼓；在工作载荷作用下制动鼓会变形，导致蹄与鼓间的单位压力不均匀，且会损失少许踏板行程。鼓筒变形后的布圆柱度过大时也易引起制动器的自锁或踏板振动。为防止这些现象发生，应提高制动鼓的刚度。为此，沿鼓口的外缘铸有整圈的加强肋条，也常加铸一些轴向肋条以提高其散热性能。也有在钢板冲压的制动鼓内侧离心浇铸上合金铸铁内鼓筒，组合构成制动鼓。

制动鼓在工作载荷作用下会变形，致使蹄鼓间单位压力不均匀，且会损失少许踏板行程。鼓筒变形后的不圆柱度过大容易引起自锁或踏板扳动。为防止这些现象需提高制动鼓的刚度。为此，沿鼓口的外缘铸有整圈的加强肋条，也有的加铸若干轴向肋条以提高其散热性能。

制动鼓相对于轮毂的对中是以某一直径的圆柱表面的配合来定位，并在两者装配紧固后精加工制动鼓内工作表面，以保证两者的轴线重合。两者装配后还需要进行动平衡实验。其许用不平衡度对轿车为 15Ncm-20Ncm；对货车为 30Ncm-40Ncm。

制动鼓壁厚的选取主要是从其刚度和强度方面考虑。壁厚取大些也有利于增大其热容量，但试验表明，壁厚由 11mm 增至 20mm 时，摩擦表面的平均最高温度变化并不大。一般铸造制动鼓的壁厚：轿车为 7mm-12mm；中、重型载货汽车为 13mm-18mm。制动鼓在闭口一侧外缘可开小孔，用于检查制动器间隙。

本车选用 HT200 铸造制动鼓。

6.3 摩擦衬片

摩擦衬片的材料应该满足如下要求：

(1) 具有一定的稳定的摩擦因数。在温度、压力升高和工作速度发生变化时，摩擦因数的变化应尽可能小。

(2) 具有良好的耐磨性。不仅摩擦衬片应有足够的使用寿命，而且对偶摩擦副的磨耗也要求尽可能小。通常要求制动盘的磨耗不大于衬块的 1/10。

(3) 要有尽可能小的压缩率和膨胀率。压缩变形太大影响制动主缸的排量和踏板行程，降低制动灵敏度。膨胀率过大，摩擦衬块和制动盘要产生拖磨，尤其是对鼓式制动器衬片受热膨胀消除间隙后，可能产生咬死现象。

(4) 制动时不应产生噪声，对环境无污染。

(5) 应采用对人体无害的摩擦材料。

(6) 有较高的耐挤压强度和冲击强度，以及足够的抗剪切能力。

(7) 应将摩擦衬块的导热率控制在一定得范围。要求摩擦衬块在 300°C 加热板上作用 30min 后，背板的温度不超过 190°C，防止防尘罩、密封圈过早老化和制动液温度迅速升高。

以前制动器摩擦衬片使用的是由增强材料（石棉及其他纤维），粘结剂，摩擦性能调节剂组成的石棉摩阻材料。它有制造容易，成本低，不易刮伤对偶等优点。但由于它又有耐热性能差，摩擦因数随温度升高而降低，磨耗增高和对环境有污染，特别是石棉能致癌，所以已逐渐被淘汰。

由金属纤维、粘结剂和摩擦性能调节剂组成的半金属磨阻材料，具有较高的耐热性和耐磨性，今年来得到广泛的应用。

6.4 制动底板

制动底板是除制动鼓外制动器各零件的安装基体，应保证各安装零件相互间的正确位置。制动底板承受着制动器工作时的制动反力矩，因此它应有足够的刚度。为此，由钢板冲压成形的制动底板均具有凹凸起伏的形状。重型汽车则采用可锻铸铁 KTH370—12 的制动底板。刚度不足会使制动力矩减小，踏板行程加大，衬片磨损也不均匀。

6.5 摩擦材料

摩擦材料的基本要求：

- 1) 摩擦系数高而稳定。一般摩擦材料的摩擦系数，都随温度、压力、相对滑动速度、工作表面的清洁程度而变化，其中温度影响尤为显著。
- 2) 耐磨性好。
- 3) 有一定的机械强度和良好的工艺性。
- 4) 有一定的耐油、耐湿、抗腐蚀及抗胶合性能。
- 5) 容许比压力大及不伤制动轮。

当前，在制动器广泛采用着模压材料，它是以石棉纤维为主并均树脂粘站剂、调整摩擦性能的填充剂(出无机粉粒及橡胶、聚合树脂等配成)匀噪声消除剂(主要成分为石墨)等混合后，在高温厂模压成型的。模压材料的挠性较差，故应按衬片或衬块规格模压。其优点是可以选用各种不同的聚合树脂配料，使衬片或衬块具有不同的摩擦性能及其他性能。无石棉摩擦材料是以多种金属、有机、无机材料的纤维或粉末代替石棉作为增强材料，其他成分和制造方法与石棉模压摩擦材料大致相同。若金属纤维和粉末的含量在 40%以上，则称为半金属摩擦材料，这种材料在美、欧各国广泛用于轿车的盘式制动器上，已成为制动摩擦材料的主流。粉末冶金摩擦材料是以铜粉或铁粉为主要成分（占总质量的 60%-80%），掺上石墨粉、陶瓷粉等非金属粉末作为摩擦系数调整剂，用粉末冶金方法制成。其抗热衰退和抗水衰退性能好，但造价高，适用于高性能轿车和行驶条件恶劣的货车等制动器负荷重的汽车。

6.6 蹄与鼓之间的间隙调整装置

为了保证制动鼓在不制动时能自由转动，制动鼓与制动衬片之间，必须保持一定间隙。此间隙量应尽可能小，因为制动系的许多工作性能受此间隙影响而变化。使用中因磨损会增大此间隙，过分大的间隙会带来许多不良的后果：制动器产生制动作用的时间增长；各制动器因磨损不同，间隙也不一样，结果导致各制动器产生制动作用的时间不同，即同步制动性能变坏；增加了压缩空气或制动液的消耗量，并使制动踏板行程增加。

为保证制动鼓与制动衬片之间在使用期间始终有出设定的间隙量，要求采用间隙自动调整装置。现在鼓式制动器中采用间隙自动调整装置的也日益增多。

一般来说，鼓式制动器的设定间隙为 **0.2mm-0.5mm**；盘式制动器的为 **0.1mm-0.3mm**(单侧为 **0.05mm-0.15mm**)。此间隙的存在会导致踏板或手柄的行程损失，因而间隙量应尽量小，考虑到制动过程中摩擦副可能产生热变形和机械变形，因此，制动器在冷却状态下应设的间隙要通过试验来确定。

设计中，鼓式制动器的设定间隙为 **0.2mm-0.5mm**，取间隙为 **0.4mm**。

鼓式制动器也有采用波尔舍乘用车的制动器间隙调整装置的，摩擦元件可以装在轮缸中，也可以装在制动蹄腹板上。

采用这类间隙自调装置时，制动器安装在汽车上后不需要人工精细调整，只需要进行一次完全制动即可调整到设定间隙，并且在行车过程中随时补偿过量间隙。因此，可将这种自调装置称为一次调准式。

鼓式制动器间隙自动调整的一般方法：

6.6.1 采用轮缸张开装置

可采用不同的方法及其响应机构调节制动鼓与摩擦衬片间的间隙。**1.**借助于装在制动地板上的调整凸轮和偏心支承销，用手调整制动蹄的原始安装位置以得到所要求的间隙。凸轮工作表面螺旋线的半径增量和支承销的偏心量应超过衬片的厚度。**2.**借助于自动调整装置使制动蹄位于间隙量所要求的原始位置。也可在制动轮刚上采取措施实现工作间隙的自动调整

6.6.2 采用凸轮张开装置

采用凸轮张开装置时，制动器的工作间隙调整可通过转动凸轮相对于臂的位

置来实现，而臂的位置则保持不变。凸轮位置的改变是靠装在臂上的涡轮蜗杆副来实现的，因此臂又称为调整臂

6.6.3 采用楔块张开装置

该结构的制动器工作间隙是借助于调整套筒，棘爪和调整螺钉进行自动调整。在套筒的外表面上切有螺旋棘齿，而套筒的内孔则为螺孔。朝向套筒一侧的棘爪端面则做成与套筒外表面的螺旋棘齿相配的齿槽。如果在制动时柱塞的行程超过棘齿的轴向螺距，则棘爪移动一个齿。当套筒和柱塞返回原始位置时，棘爪和套筒的相互作用便使套筒转动某一角落，从而使调整螺钉旋出相应的距离。

现在的鼓式制动器多采用所谓阶跃式自调装置。

6.7 制动器支撑装置

二自由度制动蹄的支承，结构简单，并能使制动蹄相对制动鼓自行定位。为了使具有支承销的一个自由度的制动蹄的工作表面与制动鼓的工作表面同轴心，应使支承位置可调。例如采用偏心支承销或偏心轮。支承销由 45 号钢制造并高频淬火。其支座为可锻铸铁(KTH 370—12)或球墨铸铁(QT 40018)偏心轮可保持制动蹄腹板上的支承孔的完好件并防止这些零件的腐蚀磨损。

具有长支承销的支承能可靠地保持制动蹄的正确安装位置，避免侧向偏摆。有时在制动底板上附加一压紧装置，使制动蹄中部靠向制动底板，而在轮缸活塞顶块上或在张开机构调整推杆端部开槽供制动蹄腹板张开端插入，以保持制动蹄的正确位置。

6.8 凸轮式张开机构

凸轮式张开机构的凸轮及其轴是由 45 号钢模锻成一体的毛坯制造，在机加工后经高频淬火处理。凸轮及其轴是由可锻铸铁或球墨铸铁的支架支撑，而支架则用螺栓或铆钉固定在制动底板上。为了提高机构的传动效率，制动时凸轮是经过滚轮推动制动蹄张开。滚轮由 45 号钢制造并高频淬火。

第七章 气压制动驱动机构的设计计算

气压制动系必须采用空气压缩机,贮气罐,制动阀等装置,使结构复杂,笨重,轮廓尺寸大,造价高;管路中气压的产生和撤除均较慢,作用滞后时间较长(0.3~0.9s),因此在制动阀到制动气室和贮气罐的距离较远时有必要加设气动的第二级控制元件——继动阀(即加速阀)以及快放阀;管路工作压力较低(一般为0.5~0.7MPa),因而制动气室的直径大,只能置于制动器之外,再通过杆件及凸轮或楔块驱动制动蹄,使非簧载质量增大;另外,制动气室排气时也有较大噪声。图7-1为一汽车的气压双回路制动系示意图。

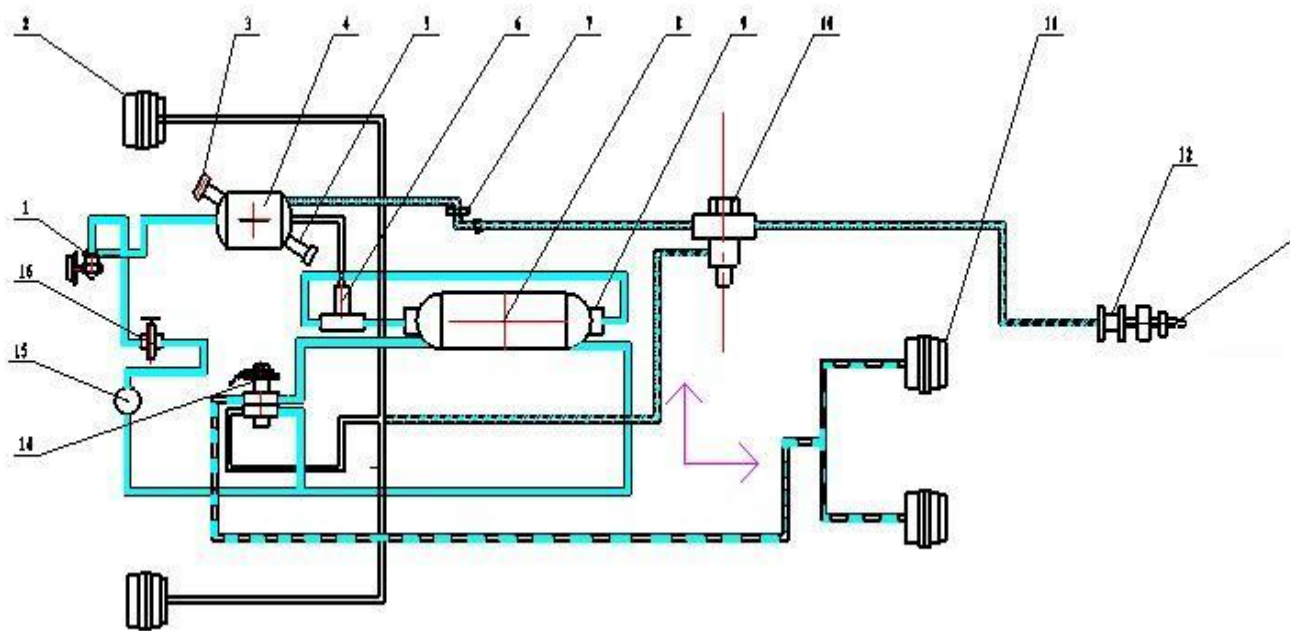


图 7-1 气压双回路制动系示意图

1—空气压缩机; 2—前制动器室; 3—放气阀; 4—湿储气囊; 5—安全阀; 6—三通管; 7—管接头; 8—储气筒; 9—单向阀; 10—挂车制动阀; 11—后制动气室; 12—分离开关; 13—一连接头; 14—串联双腔活塞式制动阀; 15—气压表; 16—气压调节阀;

此制动系统中,采用的是双回路气压制动。由发动机驱动的空压机 1 将压缩空气经单向阀 9 首先输入湿气筒 4 (湿气筒上装有安全阀 5 和供外界使用的压缩空气放气阀 3)。压缩空气在湿气筒内冷却并进行油水分离之后,在分别经过两个单向阀 9 进入湿气筒 8 的前后腔,当其中一个回路因故障而失效时,另一回路

可继续工作,以使汽车保持有一定的制动能力,因此也提高了汽车的行驶安全性。然而,绝不应如此仅利用一个制动回路长时间行车,以免发生意外。

其中,空气压缩机以压力达到 1.0Mpa 的压缩空气向贮气罐充气但由调压器调定的贮气罐压力,一般为 0.67—0.73Mpa 而安全阀限定的贮气罐最高压力则为 0.9Mpa 左右。为了在空气压缩机停止工作的时间内仍能保证制动气室、空气伺服气室、驻车制动操纵气缸以及汽车上的其他气动装置正常工作,在计算时可取工作气压为 0.7Mpa,贮气罐有也应有较大的容积储备。为了减少气压制动系统尤其是贮气罐的体积和质量,个别车型也有采用贮气罐压力达 1.8Mpa、工作压力达 0.9Mpa 的高压气制动系统的。

气压系统设计首先要解决好空气压缩机、贮气罐等压缩空气的供给装置与制动气室、空气伺服气室、驻车制动操纵气缸等气压使用装置间的合理匹配。为此,就要进行初步的设计计算。

7.1 制动气室

制动气室有膜片和活塞式两种。膜片式的结构简单,对室壁的加工要求不高,无摩擦副,密封性较好,但所容许的形成较小,膜片寿命也不及活塞式的。活塞式制动气室的行程较长,推力一定,但有摩擦损失。

制动气室输出的推杆推力 Q 应保证制动器制动蹄所需的张力。例如,当采用非平衡式凸轮张开装置时,两蹄的张开力与制动气室输出的推力 Q 之间的关系可由下式

$$Q = \frac{a}{2h} (F_1 + F_2) = \frac{30}{2 \times 110} \times 37093 = 5058N \quad (7-1)$$

式中: a 是两蹄张开力 F_1, F_2 对凸轮中心的力臂;

h - Q 力对凸轮轴线的力臂。

根据凸轮形状的不同, a 和 h 可能会随凸轮转角而变化 a 取 30mm, h 取 110mm。

为了输出推力 Q ,则制动气室的工作面积应为

$$A = \frac{Q}{p} = \frac{a(F_1 + F_2)}{hp} = \frac{5058}{6 \times 10^5} = 84.3 \text{ cm}^2 \quad (7-2)$$

式中: p -制动气室的工作压力。

对于活塞式制动气室：

$$A=\frac{p}{4}D^2$$

式中:D-活塞或气缸直径。

$$D=\sqrt{\frac{2a(F_1+F_2)}{php}}=103.6mm$$

对于膜片式制动气室，膜片的有效承压面积可按下式近似地计算：

$$\begin{aligned} A &= \frac{p}{12}(D^2 + dD + d^2) \\ &= \frac{3.14}{12}(128^2 + 120 \times 128 + 120^2) = 120.7 \text{ cm}^2 \end{aligned} \quad (7-3)$$

式中:D-制动气室壳体夹持膜片处的内径：D=128mm

d-膜片夹盘直径:d=100mm

D 和 d 由表 4-1 选取,重型货车初选型号为 16

表 7-1 膜片式制动气室的参数

Tablet. Diaphragm brake chamber parameters

型号	D (mm)	d (mm)	d/D	冲压壳体壁厚 (mm)	卡箍壁厚 (mm)	推杆最大行程 (mm)
16	128	100	0.781	3.0	2.5	45
24	155	120	0.775	3.0	2.5	57
30	176	133	0.756	3.0	3.0	60

若已知制动蹄端部行程及制动凸轮轮廓几何参数，便于求出制动时所需的凸轮转角，并据以求得尺寸 a 与 h，于是制动气室推杆行程为

$$l = l \frac{2h}{a} \quad (7-4)$$

式中 l -行程储备系数，其中还考虑了摩擦衬片容许磨损量的影响。对于在使用过程中推杆行程不变的刚性中间传动机构，取 $l=1.2-1.4$ ；对于带有摩擦副的中间传动机构，则 $l=2.2-2.4$ 或更大些。这里取 $l=2.3$ 。代入式：

$$l = l \frac{2h}{a} = \frac{2.3 \times 2 \times 110}{30} = 16.8 < 45mm \text{ 符合要求}$$

制动气室的工作容积 V_s 可按下式计算：

膜片式：

$$V_s = A \times 2l = \frac{p}{6}(D^2 + dD + d^2)l \quad (7-5)$$

$$= \frac{3.14}{6}(128^2 + 120 \times 128 + 120^2)43.1 = 1041 \text{ cm}^3$$

膜片式的用两倍行程计算，是因为考虑到输入气压很高，膜片产生限度的变形，而压缩空气几乎充满制动气室的全部容积。

7.2 贮气罐

贮气罐由钢板焊成，内外涂以防锈漆，也有用玻璃钢制造的，其防腐性很好。贮气罐的容积大小应适当，过大将使充气时间过长；过小将使每次制动后罐中压力降落太大，因而当空气压缩机停止工作时，可能进行的有效制动次数太少。当汽车具有空气悬架、气动车门开闭机构等大量消耗压缩空气的装备时，往往加装副贮气罐，。主、副贮气罐间应有压力控制阀，使得只有在主贮气罐的气压高于 0.60-0.63MPa 左右时才向副贮气罐充气。主贮气罐的气压达到上述压力值时方可出车。贮气罐上装有安全阀，贮气罐底装有放水阀。

设贮气罐容积为 V_c 全部制动管路的总容积为 V_{gt} ，各制动气室压力腔最大容积之和为 V_{st} 通常 V_{gt} 约为 V_{st} 的 25%-50%。

$$V_{gt} = (25\% \sim 50\%)V_{st} = 980 \text{ cm}^3 \quad (7-6)$$

制动前贮气罐与制动管路、制动气室隔绝。制动气室压力腔的容积为零，管路中的绝对压力与大气压 p_0 相等。若此时贮气罐中的相对压力为 p_c ，则制动前由贮气罐-制动管路-制动气室系统中空气的绝对压力与容积的乘积之总和为：

$$pv = (p_c + p_0) \cdot V_c + p_0 \cdot V_{gt}$$

完全制动时，贮气罐中的压缩空气经制动阀进入所有制动管路和各制动气室，直至管路和气室中的相对压力达到制动阀所控制的最大工作压力 $p_{\max}$ 后、再度将贮气罐与制动管路及制动气室隔绝为止。此时制动气室压力腔容积达到最大