

# 本科毕业论文(设计)

题目：抱轴式湿式多盘制动器

学院：山西大学煤炭工学院

班级：机械班

姓名：

指导教师：职称：讲师

完成日期：201年6月11

## 抱轴式全封闭湿式多盘式制动器设计

**摘要:** 无轨胶轮车辅助运输，是我国煤矿生产中重要的运输方式。因此，湿式多盘制动器就成为了目前研究的重要课题。本文通过对不同种类制动器的作用、分类、结构以及原理的详细介绍，找出了湿式多盘制动器的优势，进一步分析了湿式多盘制动器的工作原理。结合本课题无轨辅助运输设备所需的制动性能，根据常规全封闭湿式多盘制动器的结构特点和其工作原理，通过详细计算及校核设计出符合无轨胶轮车辅助运动车辆的制动器。

**关键字:** 湿式多盘制动器；制动力矩；碟簧

## **The Design of Fully Enclosed Wet Multi-disc Brake**

**Abstract:** The trackless assisted transportation is an important transport in China's coal production , therefore wet multi-disc brake has become an important topic. The paper introduce the function, classification, structure and working principle of all kinds of brake. Further analysis the advantages of a wet multi-disc brake and how it works. With rail auxiliary transport equipment required braking performance of the subject. According to the structural characteristics of the Practices fully enclosed wet multi-disc brake and its working principle. Through the detailed, In conformity with the supplementary we should design motor vehicles rubber-tyred car brake.

**Key words:** Wet multi-disc brake; Brakingtorque; Disc spring

# 目 录

<b>第一章</b>	<b>绪论</b>	<b>1</b>
1.1	课题背景	1
1.2	国内外现状	1
1.2.1	国外现状	1
1.2.2	国内现状	2
1.3	工程车辆制动器的开展方向	3
1.4	湿式多盘制动器研究的意义	4
<b>第二章</b>	<b>制动系统的制动器要求和制动器的比拟</b>	<b>5</b>
2.1	制动器的类型和比拟	5
2.2.1	制动器的类型	5
2.2.2	制动器的性能比拟	5
<b>第三章</b>	<b>湿式多盘制动器概述</b>	<b>7</b>
3.1	湿式多盘制动器的现状、种类及特点	7
3.2	湿式多盘制动器结构特点及其工作原理	8
3.3	湿式多盘制动器的工作原理	8
3.4	湿式多盘制动器冷却方式及散热途径	9
<b>第四章</b>	<b>抱轴式湿式多盘制动器的设计</b>	<b>10</b>
4.1	设计的原始数据	10
4.2	汽车制动理论分析	10
4.2.1	制动性能的概念	10
4.2.2	制动器性能评价指标	10
4.2.3	制动时车辆受力分析	11
4.2.4	制动车辆制动效能	13
4.2.5	制动器制动力的比例关系	14
4.3	湿式多盘制动器的计算	15
4.3.1	全封闭湿式多盘制动器的原始数据	15

4.3.2	全封闭湿式多盘制动器的设计原那么	16
4.3.3	整车所需的最大制动力矩 $M_B$ 的计算	17
4.3.4	前后桥制动器所需的力矩 $T_u$	18
4.3.5	前后桥制动器所需的制动力	18
4.4	碟簧的计算及校核	19
4.4.1	碟簧形式的选取	19
4.4.2	碟簧的工作特点	20
4.4.3	碟簧的种类 .....	20
4.4.3	复合碟簧的计算	21
4.4.5	碟簧方案的选取	22
4.4.6	碟簧方案的校核	25
4.4.7	碟簧组设计方案的有关数据	31
4.5	湿式多盘制动器摩擦材料的选择	32
4.5.1	两种类型的摩擦材料	32
4.5.2	结论	33
4.6	花键的计算与校核	34
4.6.1	花键的选择	34
4.6.2	活塞上花键的参数计算与校核	34
4.7	摩擦片选取及布置	40
4.8.1	O 形密封圈的特点	41
4.8.2	O 形密封圈对湿式多片制动器的影响	41
4.9	湿式多盘制动器典型零件的设计与加工工艺	42
<b>第五章 机械工程 CAD 制图规那么</b>		46
<b>第六章 总结</b>		50
参考文献		51
致谢		52
附录		53
英语文献		1

中文翻译 12

# 第一章 绪论

## 1.1 课题背景

湿式多盘制动器具有制动力矩大、使用寿命长、抗衰退能力强、免维修等很多特点。为了提高本钱效益,适应井下无轨辅助运输方向的开展。无轨辅助运输中重要的运输装置无轨胶轮车的制动装置要求在载重量逐步增加,工作条件恶劣的环境下具有更好的制动平安性、耐用性以及较高的经济性和可靠性,因此要设计研制出一种适于井下无轨胶轮车的全封闭湿式多盘制动器来满足市场的要求。

## 1.2 国内外现状

### 1.2.1 国外现状

湿式多盘制动器的出现最早始于美国。早期的工作目的主要侧重于试验研究,通过试验结果来研究湿式多盘制动器和离合器的摩擦特性。近年来,相应有关湿式多盘制动器的一系列根底理论方面的研究正逐步进行和不断完善。当前对于湿式多盘制动器的分析研究来说,因其结构形状和工作环境的复杂性和特殊性,而有限元分析法较为先进。近年来,国外非常重视多盘制动器的研究,已研制出多种形式的湿式多盘制动器,应用越来越广。国外极大工程机械公司,如美国的 CLARK、CATERPILLAR 公司和瑞典的 VOLVO 公司已在整机设计时考虑采用湿式多盘制动器,美国 RONKWELL 公司及德国的 KESSLER 公司在车桥产品中也采用了湿式多盘制动器。叉车、装载机等已广泛采用了湿式多盘制动器的车桥,而井下矿用车辆已全面采用湿式多盘制动器系统。

### 国内现状

我国过去的轮式车辆主制动器广泛采用蹄式结构,但由于蹄式结构受车辆轮毂尺寸限制,制动鼓经长期作用,磨损严重,需要经常调整间隙;制动鼓浸入油、泥、水时,难于排除,影响制动稳定性;且存在作用面积小,散热不好等缺点,因而逐渐由制动性能良好的钳盘式制动器取代。然而钳盘式制动器虽然克服了蹄式制动器的一些缺点,但仍存在着摩擦面积小,摩擦外表单位压力高,

对摩擦衬片材料的强度及高温下的耐压性能要求高,而且自动补偿衬片磨损间隙的可靠性差。以往车辆上广泛采用的鼓式制动器存在磨损严重,需要经常调整间隙;易产生热衰退现象,从而影响制动性能的稳定性的缺点,其已不能完全满足对车辆制动性能的要求,所以逐渐采用了制动性能较好的干盘式制动器。干盘式制动器虽具有制动性能稳定,能承受温度、水和车速的影响,抗衰退性能好等优点,但其只有1个盘,摩擦面积小,单位压力高,散热条件差。因此,随着对制动性能要求十分严格的机械工业的不断开展和完善,干式制动器逐步被制动性能更好的湿式多盘制动器所取代。80年代中期,我国引进和消化吸收国外井下装载机技术,开始了对湿式多盘制动器的研究。80年代末期开始研制车用湿式多盘制动器产品,现已研制出液压制动型、弹簧制动液压制动型、弹簧制动液压解除制动型、多功能型和非驱动桥用型等,局部产品已开始车辆在上使用,效果良好。湿式多盘制动器按其安装及工作原理可分为普通型湿式多盘制动器、湿式多盘失压制动器、多功能湿式多盘制动器3种形式。其独特之处在于:

- (1) 为全封闭结构,环形工作面积较大,且防止了泥、水、油的浸入,制动稳定。
- (2) 采用多片结构,可在较小衬片压力下获得较大的制动力矩,而元件承受压力降低,摩擦片单位比压小。
- (3) 随着摩擦材料的开展,湿态摩擦系数也将大幅度地提高。
- (4) 采用了单制动活塞推进结构,摩擦零部件受力均匀,圆盘间隙不用调整并准许滑转、传递扭矩,特别适合重载长坡制开工况。
- (5) 为液压驱动、油液循环散热冷却,具有良好的散热性能,减少了维修保养,延长了使用寿命。其冷却方式可根据制动强度选择强制式或自冷式。自冷式制动器在支撑轴与轮毂间无密封,润滑差速器和行星轮边减速器的润滑油可直接流向制动器中,到达同时冷却制动盘的效果。
- (6) 固定盘与制动器壳体用花键连接,摩擦盘装在固定盘之间,并随轮毂制动。制动时油液推动活塞向外运动,固定盘压紧摩擦盘,使摩擦盘减速,从而降低轮毂转速,到达制动的目的。近几年又研制出弹簧制动式液压松闸的全封闭多盘式制动器,其制动更加平安可靠,使用寿命更长,几乎无需保养。可实现工作制动、停车制动和紧急制动,大大简化制动液压系统,便于总体布置设有手动松闸泵,当车辆动力发生故障时可被其他车辆牵引。

### 1.3 工程车辆制动器的开展方向

目前, 轮式装载机制动系统的设计有两大趋势, 目的是分析外圈浅层外表力的分布规律。特别是其圆周外表应力在故障发生后的表现特征在发现回转支承发生故障后, 其内部故障在通过主负荷区域滚道的过程中, 会使与其在径向正对的滚圈圆周外表节点应力整体增加的同时发生短时间的剧烈波动, 还导致其纵向对应的滚圈下外表节点应力出现同样的变化, 且波动峰值更为明显。由于各种类型的回转支承装置都是由在结构和受力上与双排异径球式回转支承装置的外圈上半局部类似的座圈组合而成, 故可通过观测滚圈下外表及位于回转支承主负荷区域的圆周外表应力在回转过程中有无这种变化规律来判断其是否存在故障。我国研制的湿式多盘制动器已在以下工程车辆上得到应用:

- (1) 井下装载机, 包括金川有色金属公司第二机械厂生产的 $4m^3$ 、 $3m^3$  井下装载机, 南昌通用机械厂生产的 $2m^3$  井下装载机等。
- (2) 自卸汽车, 包括南宁重型机械厂生产的 18t 矿用自卸汽车等。
- (3) 飞机牵引车, 包括威海广泰航空地面设备生产的 20t 飞机牵引车等。
- (4) 装载机、平地机, 徐州装载机厂生产的 ZL50D 型和 ZL30E 型装载机, 天工工程机械生产的 PY200 型平地机等。
- (5) 水陆两用车, 包括胜利油田工程机械总厂生产的大、小水陆两用车等。
- (6) 煤科院太原分院生产的中型客货车非驱动车桥用湿式多盘制动器等。虽然国内应用湿式多盘制动器起步比拟晚, 但其应用前景十分可观。随着工程机械向大型化、高性能和自动化方向开展, 对制动控制装置的操纵性、稳定性、可靠性和经济性要求也越来越高, 人们对湿式多盘制动器技术日益了解: 制动性能好, 平安效率高, 不需要调整和维护, 制动性能优于干式制动器。为了提高设备运行性能和生产率, 设计时将会普遍采用湿式多盘制动器。湿式多盘制动器代替干式制动器指日可待。

### 1.4 湿式多盘制动器研究的意义

湿式多盘制动器具有制动力矩大、使用寿命长、抗衰退及抗污染能力强、免维修等优点。广泛用于需要制动力矩大或工作环境恶劣的设备。因此, 在较大型或特殊工况使用的工程车辆上, 湿式多盘制动器取代其它形式制动器已成为必然趋势。

随着人们对湿式多盘制动器技术的了解不断加深, 以及基于其制动性能好、平安、效率高。制动器不需要调整和维护, 维护保养费用低等特点, 因此湿式多盘制动器的前景是非常广阔的。除此之外, 近年来, 随着用户对湿式多盘制动器制动性能和使用寿命要求的不断提高, 我们有必要对湿式多盘制动器进行更进一步的改良与更新, 所以有关湿式多盘制动器设计原那么、结构优化以及破坏机理等一系列根底理论方面的研究正在逐步进行和不断完善。

煤炭行业在我国不断开展的同时, 也给我国人民生活水平的提高及国内经济的开展奉献了不可磨灭的力量。众所周知, 湿式多盘制动器对于煤炭行业意味着什么, 它是煤炭行业最不可缺少的。因此, 研究湿式多盘制动器有着非常重要的意义。

## **第二章制动系统的制动器要求和制动器的比拟**

### **2.1 制动器的类型和比拟**

#### **制动器的类型**

制动器分为碟式制动器、通风碟制动器、鼓式制动器。现在汽车上采用的制动器, 结构分为鼓式和盘式的两种。鼓式制动器是汽车上最常用的一种制动器, 它的摩擦副中的旋转元件为鼓状的制动鼓, 工作边面为圆柱内外表, 固定元件为圆弧形的带摩擦片的制动蹄。盘式制动器又称为碟式制动器, 顾名思义是取其形状而得的。它由液压控制, 主要零件有制动盘、分泵、制动钳、油管等, 制动盘用合金钢制造并固定在车轮上, 随车轮转动。分泵固定在制动器的底板上固定不动。制动钳上的两个摩擦片分别装在制动盘的两侧。分泵的活塞受油管输送来的液压作用, 推动摩擦片压向制动盘发生摩擦制动, 动作起来就好似用钳子钳住旋转中的盘子, 迫使它停下来一样。只有在中高级轿车或者高性能汽车上才会采用四轮盘式制动器或者通风制动器。

#### **2.2.2 制动器的性能比拟**

鼓式刹车有良好的自刹能力，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，刹车张力越大，此情形就越明显，因此，一般大型车辆还是使用鼓式刹车，除了本钱较低外，大型车与小型车的鼓刹，差异可能只有大型采用气动辅助，而小型车采用真空辅助来帮助刹车。鼓式刹车制造技术层次较低，也是最先用于刹车系统，因此制造本钱要比碟式刹车低。由于鼓式刹车刹车来令片密封于刹车鼓内，造成刹车来令片磨损后的碎屑无法散去，影响刹车鼓与来令片的接触面而影响刹车性能。由于刹车系统没有密封，因此刹车磨损的细屑不会沉积在刹车上，碟式刹车的离心力可以将一切水、灰尘等污染向外抛出，以维持一定的清洁。此外由于碟式刹车零件独立在外，要比鼓式刹车更易于维修碟式刹车除了本钱较高，根本上皆优于鼓式刹车，盘式制动器又称为碟式制动器，顾名思义是取其形状而得名。它由液压控制，这种制动器散热快，重量轻，构造简单，调整方便。特别是高负载时耐高温性能好，制动效果稳定，并且不怕泥水侵袭，在冬季和恶劣路况下行车，盘式制动比鼓式制动更容易在较短的时间内令车停下。有些盘式制动器的制动盘上还开了许多小孔，加速通风散热提高制动效率。反观鼓式制动器，由于散热性能差，在制动过程中会聚集大量的热量。制动蹄片和轮鼓在高温影响下较易发生极为复杂的变形，容易产生制动衰退和振抖现象，引起制动效率下降。当然，盘式制动器也有自己的缺陷。比方对制动器和制动管路的制造要求较高，摩擦片的耗损量较大，本钱贵，而且由于摩擦片的面积小，相对摩擦的工作面也较小，需要的制动液压高，必须要有助力装置的车辆才能使用，所以只能适用于轻型车上。而鼓式制动器本钱相对低廉，比拟经济。所以，汽车设计者从经济与实用的角度出发，一般轿车采用了混合的形式，前轮盘式制动，后轮鼓式制动。四轮轿车在制动过程中，由于惯性的作用，前轮的负荷通常占汽车全部负荷的70%—80%，因此前轮制动力要比后轮大。轿车生产厂家为了节省本钱，就采用前轮盘式制动，后轮鼓式制动的方式。四轮盘式制动的中高级轿车，采用前轮通风盘式制动是为了更好地散热，至于后轮采用非通风盘式同样那么是本钱的原因。毕竟通风盘式的制造工艺要复杂得多，价格也就相对贵很多。随着材料科学的开展以及本钱的降低，在轿车领域中，盘式制动有逐渐取代鼓式制动的趋向。通风碟是由两块尺寸相同的制动碟构成，他们之间有通风口。当制动碟随车轮高速旋转时，它就会象泵一样，把两碟之间的热空气排出，到达散热的目的。

### **第三章 湿式多盘制动器概述**

### 3.1 湿式多盘制动器的现状、种类及特点

湿式多盘制动器按结构及工作原理可分为普通型湿式多盘制动器、湿式多盘失压式制动器,多功能湿式盘式制动器三种形式。

普通型湿式多盘制动器采用压力操纵制动,卸压后弹簧释放制动。压力油进入制动器油腔,作用在一个与摩擦片外径相等的大活塞上,从而推动活塞压紧摩擦片制动。这种普通型湿式多盘制动器一般安装在各类车辆轮端,作为行车制动,它需要一个液压系统来操纵制动动作,一旦管路出现爆裂等故障,

就无法实现制动,给车辆平安行驶带来威胁。另外,为了保证车辆停车后能够平安定位,还设有一个停车制动器。停车制动器一般采用失压制动,两套制动器保证了车辆的平安性,却增加了零件的数量。

湿式多盘失压制动器是一种平安型湿式多盘制动器,它除了具有湿式多盘制动器的特点外,对于车辆的平安使用将起到非常重要的作用。同时,使用湿多盘失压制动器可以使液压制动系统大大简化,不需要第二制动系统,工作制动、停车制动和紧急制动都由此制动器完成,无需另加停车制动器,给总体布置带来方便。湿式多盘失压制动器在结构上采用弹簧操纵制动,当制动管路中的油压到达额定值时,推动活塞压缩弹簧施放制动,踏下制动踏板时,油压卸荷,弹簧立刻推动活塞压紧摩擦片制动。当制动管路无论什么原因失压时,制动器均能自动施加制动,确保车辆的行驶平安。但由于该制动器采用弹簧操纵制动,对于需经常制动减速的重型卡车,弹簧长期承受疲劳载荷,对弹簧的刚度、抗疲劳强度的要求都很高,弹簧寿命较短。

多功能湿式多盘制动器是综合了以上两种湿式制动器的特点,它在结构上采用双活塞制动方式。即行车制动时采用压力油操纵制动,压力油进入制动器油腔,作用在行车制动活塞上,从而推动活塞压紧摩擦片制动,卸压后由回位弹簧释放制动。停车制动或发动机出现故障及管路爆裂时,制动液压系统卸荷,压缩弹簧立刻推动停车活塞压紧摩擦片进行制动。

### **3.2 湿式多盘制动器结构特点及其工作原理**

矿上广泛使用的湿式多盘制动器的结构有半轴、油封、锁母、轴承、动壳、浮动油封、压盖、动摩擦片、静摩擦片、透气塞、排气塞、静壳、活塞、析壳、螺栓、圆柱压缩弹簧、放油塞等。

这种制动器摩擦片一半以上的面积浸在润滑油的环境中,同时摩擦片上开有许多螺旋沟槽,车辆制动时摩擦片摩擦产生的大局部热量将通过润滑油及壳体散发出去,使制动器不会因为内部温度过高而损坏元部件。动摩擦片内缘通过花键与动壳连接,可随动壳一起转动,并可沿轴向左右移动。静摩擦片外缘通过花键与静壳连接,不可转动但可沿轴向左右移动。当制动器实施制动时,踩下制动踏板,制动系统的高压油进入制动器的活塞腔中,在油压作用下,复位弹簧被压缩,活塞向左移动将动摩擦片和静摩擦片压紧,从而实施制动。当松开制动踏板后,活塞腔内的液压油回到液压油箱,活塞在复位弹簧的作用下回位,动摩擦片和静摩擦片别离,制动解除。

### 3.3 湿式多盘制动器的工作原理

湿式多盘制动器按结构及工作原理分为两种形式:普通型湿式多盘制动器和失压型湿式多盘制动器,对轻型胶轮车辆由于受前后桥结构及轮毂内空间的限制,只能采用普通型湿式多盘制动器。其结构主要由动摩擦片、静摩擦片、动壳、静壳、压盘、活塞和碟簧组件等组成。制动器分别安装在四个车轮内,动、静摩擦片通过花键分别与动壳和静壳联接,两者相间排列,并均可沿花键左右移动,制动释放时,动、静摩擦片间保持一定间隙,可自由旋转。工作制动器采用液压制动,弹簧释放的制动形式。当活塞腔接通液压油时,油液压力推动活塞,进而压紧动、静摩擦片产生摩擦力,所产生的摩擦阻力矩使车轮制动;当活塞腔液压油卸压时,回位弹簧将活塞复位,从而使动、静摩擦片别离,摩擦阻力矩消失,解除车轮制动。

在车辆行驶过程中,需要减速或制动时,踩下脚踏阀通过控制脚踏阀的行程,从而成比例地控制了注入液压腔的油液量,获得所需的制动力。因为制动力可在一定范围内进行调控,从而保证了车辆运行的平稳性。

### 3.4 湿式多盘制动器冷却方式及散热途径

#### 一、冷却方式

目前矿用湿式多盘制动器的冷却降温主要依靠油液的循环。冷却方式可根据制动器的工作环境及制动的频繁状况分为自行冷却和强制油液循环冷却 2 种方式。主要依靠制动器内部的润滑油及壳体使热量散发的方式称为自行冷却方式。将外部的冷却液引入制动器,冷却液流过摩擦盘后再流出制动器,将制动器制动时产生的热量带走的方式称为强制冷却方式。其中强制冷却方式又分为轴心式冷却方式、浸油式冷却方式和滴油或喷油式冷却方式。自行冷却方式适用于制动不太频繁而制动器本身散热就已经足够的场合,结构简单但冷却能力相对较弱;强制冷却方式适用于制动频繁而制动器本身散热缺乏的场合。结构复杂但冷却能力相对较强。

#### 二、散热机理分析

湿式多盘制动器与干式制动器不同,其特点:湿式多盘制动器工作在浸满冷却液的封闭环境中。在液压力的作用下压紧内、外摩擦片,当摩擦片相对运动时,接触的外表产生摩擦力,摩擦力所做的功转化为热量,热量通过接触界面逐渐传递到润滑油液及制动器壳体内。其中,一局部热量以热传导、对流以及辐射等方式,通过制动器内润滑冷却油及周围空气散发;另一局部那么以内部势能的形式积累在材料内部。

制动器的热量产生具有瞬时性，制动器热量的散发具有过程性。油液与摩擦副之间的对流换热以及壳体连续散热过程均为非稳态过程。由于全封闭湿式多盘制动器的瞬间产生的制动热能向油液扩散有一个过程，这与油液的流动状态，摩擦片的导热性、对偶钢片的热容量及其传热特性有关，此外还与外界环境的温度及空气流动状态有关。工作循环时间的长短、制动强度对全封闭湿式多盘制动器内油的温升均影响较大。

从制动器的散热机理分析，制动器摩擦副的热量传递主要表现为传导和对流 2 种传热方式。影响其散热的因素除摩擦副材料的导热系数、油液的对流换热系数外，还与壳体的导热性能、摩擦副的结构形式、油液在制动器中的流动状态、环境温度、摩擦片的导热特性、初始温度以及空气的流动状况等有关。

## 第四章 抱轴式湿式多盘制动器的设计

### 4.1 设计的原始数据

设计的原始数据如下：

- 1、制动器能实现行车制动、停车制动和紧急制动功能；
- 2、整车最大装载质量 6000kg，整车装备质量 6000kg，最大总质量 12000kg；
- 3、全载荷下，前后桥质量分配为 50%，50%；
- 4、在水平干硬路面下，以额定载荷制动，当制动器的制动初速度为 20km/h 时，制动距离不大于 8m；
- 5、停车制动要求汽车承载 1.5 倍额定载荷下，在最大为 16 度的坡道上保持静止而不产生位移；
- 6、制动器结构由传动轴、分动器壳体结构组成。

### 4.2 汽车制动理论分析

#### 4.2.1 制动性能的概念

无轨胶轮车行驶时能经短距离停车且维持行驶方向的稳定性。

#### 制动器性能评价指标

- 1、制动性能：制动距离、制动减速度。
- 2、制动效能恒定性：抗热衰退性。
- 3、制动时汽车方向稳定性：即车辆防止跑偏、侧滑的能力。考虑设

计任务车速为 20 km/h, 一般不会发生此类现象, 故不做参考。

### 制动时车辆受力分析

1、地面制动力  $F_{xb}$ : 如图4-1

图4-1 受力分析

$$Fu = Tu/r \quad (4-1)$$

式 (4-1) 中:

$F_{xb}$  -----地面制动力 (N) ;

$F'$  -----车轮时地面的作用力 (N) ;

$Tu$  -----车轮制动器的摩擦力矩 (N.m) ;

$r$  -----车轮半径 (m) ;

$F_p$  -----车轴对车轮的作用力 (N) 。

2、地面制动力是使汽车制动而减速行驶的外力, 其取决于:

(1) 制动器内制动摩擦片与制动盘的摩擦力矩;

(2) 轮胎与地面间摩擦力的极限值, 即附着力。(附着力, 指轮胎与地面摩擦力的极值)。

3、制动器制动力  $F_u$  的分析:

(1) 制动器制动力的定义: 即指轮胎周围克服制动器摩擦力矩所需要的力。

$$Fu = Tu/r \quad (4-2)$$

(2) 影响制动器制动力的因素: 地面制动力  $F_u$  仅有制动器结构参数决定, 即取决于制动器结构。制动器摩擦副的摩擦系数与车轮的半径有关, 并与制动器踏板力  $F_p$  及制动系的液压或气压成正比。

(3) 地面制动力  $F_{xb}$ , 制动器制动力  $F_u$ , 地面附着力  $F$  的关系

一般来说只考虑制动时, 车轮做滚动和抱死脱滑两种情况 (ABS 系统制动性能最好), 汽车制动轮胎滚动时: 地面制动力  $F_{xb} =$  制动器制动力  $F_u$  车轮抱死拖滑时: 地面制动力为极限值小于地面附着力  $= fF_z$

图4-2  $F_{xb}$ 、 $F_u$  与 F 的关系

可见， $F_{xb}$  首先取于  $F_u$ ，但又受附着条件限制。只有车辆具有足够的制动器制动力，同时地面又能提供较大的附着力时才能获得足够的地面制动力。地面制动力，制动器所需的制动力矩，制动器制动力，校核小于 F 即可。

4、 附着系数 f

附着系数表示轮胎与地面摩擦系数。一般用平均附着系数 f，峰值附着系数  $F_p$ ，滑动附着系数  $F_s$  来衡量。

表4-1 附着系数 f 的值

沥青混凝土	平均辅值 $F_s$	峰值辅值系数 $F_p$
干	0.8——0.9	0.75
湿	0.5——0.7	0.45——0.7

附着系数 f 取决于道路材料、路面状况、花纹材料、轮胎结构及汽车动速度等。

4.2.4 制动车辆制动效能

制动减速度的计算：

1、不考虑制动延迟时的制动减速度  $j_1$ ：

此时产生的减速制动距离为：

$$S = \frac{V_0^2}{2j_1} = \left(\frac{20}{3.6}\right)^2 / 2 \times 1.93 = 8m \quad (4-3)$$

2、考虑制动器延迟时间  $t_2$ 时制动减速度  $j_2$ ：

表4-2 制动类型延迟时间的选取

制动类型	时间 $t_2$
弹簧制动	0.5s
液压盘式制动	0.35
多片制动	0.17s
气压制动	0.4~0.8s
鼓式制动	0.75s

选取弹簧制动，由表4-2延迟时间  $t_2$ 为0.5s

$$j_2 = \frac{v_0^2}{2(s - v_0 T_2)} = 2.96 \text{ m/s}^2 \quad (4-4)$$

此时因制动延迟产生的减速制动距离  $S_2$  为:

$$S_2 = V_0 T_2 = 2.78 \text{ m} \quad (4-5)$$

$$S_3 = \frac{v_0^2}{2j_2} = 5.21 \text{ m} \quad (4-6)$$

此时总的制动距离  $S$  总为:  $S_{\text{总}} = S_2 + S_3 = 2.78 + 5.21 = 7.99 < 8 \text{ m}$ 。 (4-7)

由式 (4-3)、(4-4) 知最大制动减速度  $j_{\text{max}}$  :

$$j_{\text{max}} = (j_1, j_2)_{\text{max}} = 2.96 \text{ m/s}^2 \quad (4-8)$$

可见, 决定制动器制动距离的主要因素是: 制动器起作用的时间和最大制动减速度。

### 制动器制动力的比例关系

1、地面对前后轮法向反作用力  $F_{z1}$ 、 $F_{z2}$  决定于  $F_1$ 、 $F_2$ , 如图4-3

图4-3 力的关系

2、力和力矩的关系

(1) 以  $O_1$  为研究对象, 那么力和力矩的平衡方程

$$\sum M(O_1) = F_{z_2} L + F_j h_g - Ga = F_{z_2} L + m \frac{dv}{dt} h_g - Ga \quad (4-9)$$

(2) 以  $O_2$  为研究对象, 那么力和力矩的平衡方程式:

$$\sum M(O_2) = -F_{z_1} L + m \frac{dv}{dt} h_g + G_b \quad (4-10)$$

联立式 (4-9)、(4-10) 得:

$$F_{z_2} = \frac{G}{L} \left( a - \frac{h_g}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \right) \quad (4-11)$$

$$F_{z_1} = \frac{G}{L} \left( b + h_g \cdot \frac{dv}{dt} \right) \quad (4-12)$$

考虑到极限情况 (前后轮抱死制动)

$$\text{此时: } \frac{dv}{dt} = j_{\text{max}} = \varphi G \quad (4-13)$$

将式 (4-13) 代入 (4-9)、(4-10) 得:

此时制动器制动力  $F_u$  取得极值  $= F_{xb} = F_\phi = \phi G$

### 4.3 湿式多盘制动器的计算

#### 全封闭湿式多盘制动器的原始数据

- 1、在水平干硬路面, 在额定载荷下制动器制动时初速度  $v_0=20\text{km/h}$ , 制动距离小于等于  $8\text{m}$ ;
- 2、车辆承载  $1.5$  倍载荷在规定坡道  $16^\circ$  保持静止, 空转为  $6000\text{kg}$ , 车载荷为  $6000\text{kg}$ , 总载荷为  $12000\text{kg}$ .

#### 全封闭湿式多盘制动器的设计原那么

- 1、车辆应设置行车制动, 行车制动的静态制动力大于  $50\%$  整车的最大质量。
- 2、车辆应设置行车制动, 停车制动应在车辆运行和动力停止运行时均起作用。停车制动装置要保证车辆在规定的坡道上承载  $1.5$  倍最大载荷, 在最大为  $16$  度的坡道上能保持静止状态。
- 3、行车制动: 使车辆减速及至停驶制动情况;  
驻车制动: 使车辆在平路上或坡道上静止不动的情况。  
紧急制动: 使车辆迅速制动而停驶的情况。
- 4、车辆轮胎半径:

轮胎的型号为  $11.00-20$ , 半径  $0.519\text{m}$

轮胎半径: 自由半径  $r_0$  — 未装车成品轮胎;

静力半径  $r_s$  — 承受最大载荷时轮胎中心到地面的距离;

运动半径  $r_v$  — 测量轮胎走过几圈的路程。

由于无轨胶轮车采用实心轮胎, 所以轮胎半径采用静力半径  $r_s$ 。

#### 5、制动原理

湿式多盘制动器具有制动力矩大、使用寿命长、抗衰退能力强、免维修等诸多特点。其结构由动静壳、活塞、碟簧组件、摩擦片 (粉片、钢片)、转向节、安装螺钉、动静压盘、密封圈、透气塞总成、排空嘴总成等组成。

湿式多盘制动器的工作原理: 采用碟簧制动、液压释放制动方式。

抱轴制动式湿式多盘制动器安装在轮毂和桥壳之间，动、静摩擦片通过花键分别与动壳、活塞连接，两者相间排列，并均可沿花键左右移动，制动释放时，动静摩擦片间保持一定间隙，可自由旋转。主要采用碟簧制动、液压释放。车辆在停车或紧急制动未解除前，碟簧组件推动活塞带动动压盘左移，压紧摩擦片，实现制动。当液压腔充液后，活塞右移，压缩碟簧组件使摩擦片逐渐松开，解除制动力。假设需紧急制动，翻开控制阀，碟簧推动活塞左移，液压油迅速流回油箱，实现制动。当车辆行驶过程中需要制动时，通过脚踏阀的行程控制排油量，调控所需的制动力。

这样，制动力可在一定范围内进行调控，以保持车辆运行的稳定性，防止了车辆的急停。

### 整车所需的最大制动力矩 $M_B$ 的计算

#### 1、按制动减速度计算整车制动力矩 $M_{B1}$

$$M_{B_1} = G_s \cdot j \cdot r_g \quad (4-14)$$

在式 (4-14) 中：  $G_s$  —— 整机工作质量 (N)；

$r_g$  —— 轮胎半径 (m)；

$J$  —— 最大制动减速度 ( $m/s^2$ )

将式 (4-9) 代入得  $M_{B_1} = 12000 \times 2.96 \times 0.519 N \cdot m = 18434.9 N \cdot m$

#### 2、按整车在 $16^\circ$ 坡道上驻车制动计算整车所需的制动力矩

$$M_{B_2} = (6000 + 1.5 \times 6000) \times 9.8 \times 0.519 \times \sin 16^\circ = 21209.2 N \cdot M \quad (4-15)$$

选取最大整车制动力矩  $M_{\max}$

$$M_{\max} = \max(M_{B_1}, M_{B_2}) = 2102.9 N \cdot m \quad (4-16)$$

考虑一定的制动扭矩储藏：储藏系数为 1.2--1.4 取最大值，即 1.4；可知

整车最大制动力矩  $M_{\max}$  为：

$$M_{\max} = \max(M_{B_1}, M_{B_2}) = 2102.9 N \cdot m \quad (4-17)$$

按照制动时载荷分配可知制动时前后桥所需的制动力矩为：

$$M_{\text{前桥}} = M_B 50\% = 1.45 \times 10^4 N \cdot m \quad (4-18)$$

$$M_{\text{后桥}} = M_B \cdot 50\% = 1.45 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4-19)$$

因为轮边减速比为3.39，所以

前后桥制动器所需的力矩  $T_u$

1、一个前桥制动器的制动力矩  $T_{u_1}$  :

2、一个后桥制动器的制动力矩

前后桥制动器所需的制动力

1、一个前制动器的制动力  $F_{u_1}$  :

$$M_{u_1} = f \cdot F_{u_1} \cdot n \cdot k \cdot R_B \quad (4-20)$$

在式 (4-20) 中:

f——摩擦系数，0.08---0.1，取0.085;

n——摩擦副个数，4-----14，预取12;

k——折减系数，取0.95;

$R_B$ ——摩擦副的等效作用半径 (mm) ;

表4-1 n 和 k 的对应关系

n	6	8	10	12	14
k	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94

$$R_B = \frac{3}{4} \times \frac{R^4 - r^4}{R^3 - r^3} \quad (4-21)$$

式 (4-21) 中: R——摩擦片的外半径，取80mm;

r——摩擦片的内半径，取40mm;

$$\text{得} \quad R_B = 0.064m \quad (4-22)$$

由式 (4-20)、(4-21)、(4-22) 得:  $F_{u_1} = 67197.7N$

2、一个后制动器的制动力  $F_{u_2}$  :

$$F_{u_2} = 67197.7N$$

## 4.4 碟簧的计算及校核

### 4.4.1 碟簧形式的选取

碟簧的设计主要考虑：碟簧的组数，碟簧的组合形式。

碟簧具有以下特点：

- 1)、刚度大、缓冲吸振能力强、能以小变形承受大载荷。适合于轴向空间要求小的场合。
- 2)、具有变刚度特性，可通过适中选择碟簧的压平时变形量 $h_0$ 与厚度 $t$ 之比得到不同的特性曲线。
- 3)、用同样的碟簧采用不同的组合方式，能使碟簧特性在很大范围内变化。可采用对合、叠合的组合方式，也可采用复合不同厚度、不同片数等的组合方式。

因为圆柱形弹簧不适用，矩形弹簧需设计，而碟簧为标准件，所以在设计中选用碟簧。

### 4.4.2 碟簧的工作特点

碟簧的工作特点：碟簧安装完毕，螺栓给碟簧施加压力，使其压缩。然后到达制动（动静消除间隙到达制动力矩）。一旦车辆发动，油压系统有油压，直至解除制动。使车辆发动到达液压系统工作：油压，此时碟簧又被压缩。

#### 碟簧的种类

- (1) 叠合：由 $n$ 个同方向规格的碟簧组成；如以下图：

图4-4 叠合方式

单片叠合无法满足市场设计要求，变形较小；叠合可以使弹力增加，但无法满足力和行程的要求。

- (2) 对合：由 $i$ 个相向同规格的碟簧组成；如以下图

图4-5 对合方式

碟簧对合时位移增加，变形量增加但力不变。

- (3) 复合：由 $i$ 个同方向同规格的叠合组合碟簧；如以下图

图4-6 复合方式

复合时位移变形量和力都增加。

综上所述选取复合碟簧。

#### 4.4.3 复合碟簧的计算

数据：

- 1、一个前制动器的制动力  $F_{u1}$ ；
- 2、大致的结构尺寸已确定可以均布多少组复合碟簧组。

轴向尺寸：

一组碟簧安装时，轴向尺寸受限制，自由高度小于某一个轴向尺寸安装高度，碟簧的自由高度  $h_z$  + 碟簧螺栓头部的高度 + 垫片厚度 = 轴向尺寸，即：

$$h_z = y[H_0 + (x-1)t] \leq 60 \quad (4-23)$$

其中：

$y$  为对合碟簧数量；

$H_0$  为单片碟簧的高度；

$x$  为各叠合层碟簧数量；

$t$  为厚度。

径向尺寸：

根据活塞尺寸可以确定碟簧径向布置的最大尺寸。

根据碟簧规格  $A_2 - 31.5$  确定可以布置12组比拟合理。

#### 4.4.5 碟簧方案的选取

方案一：

- 1、预选摩擦片副数  $n=12$ ，碟簧组组数  $m=14$ ，刚片粉片间隙

值取 0.1；一组复合碟簧所需产生的制动力为  $F_A$ ：

$$F_A = \frac{F_{u1}}{14} = \frac{67197.7}{14} = 4799.8N \quad (4-24)$$

考虑磨损量取  $F_A = 5000N$ ，根据碟簧变形量和弹力的线性关系取 A 系列碟簧，选用碟簧规格为 31.5，设碟簧复合数为  $x$ ，对合数为  $y$ ；

碟簧产生的弹力为 3900N，需要叠合两片。

表 4-2 系列 A ( $\frac{D}{d} \approx 18; \frac{h_o}{t} \approx 0.4; E = 206000Mpa; u = 0.3$ ) 碟簧尺寸和参数

类别	D/mm	d/mm	t/mm	$h_o$ /mm	$H_o$ /mm	P/N	$f$ /mm	$h_o - f$ /mm
2	35.5	18.3	2	0.8	2.8	5190	0.6	2.2
2	31.5	16.3	1.75	0.7	2.45	3900	0.53	1.92

D——碟簧外径 (mm);

d——碟簧内径 (mm);

t——碟簧厚度 (mm);

$h_o$ ——碟簧压平时变形量计算值 (mm);

$H_o$ ——碟簧的自由高度 (mm);

$p$ ——单个碟簧的载荷 (mm);

$f$ ——单个碟簧变形量 (mm);

$\sigma_{om}$ ——碟簧上外表 OM 点的计算应力 (压应力) Mpa;

$\sigma_{II} \sigma_3$ ——位置 II 处算出的最大计算拉应力。

制动时单片碟簧的变形量为  $f_1$ ，碟簧的弹力为  $F_1$ ，即所产生的制动力：

$$F_1 = \frac{F_A}{2} = 2500N \quad (4-25)$$

解除制动时的变形量为  $f_2$ ，碟簧的弹力为  $F_2 = 3900N$ ，那么打

开摩擦片所需的间隙为： $12 \times 0.1 = 1.2mm$

$$\text{因 } \frac{h_o}{t} \approx 0.5 \text{ 成线性关系, 故 } \frac{f_1}{F_1} = \frac{f_2}{F_2} = \frac{0.53}{3900}$$

$$\text{取 } F_1 = 2800N, F_2 = 3600N$$

那么  $f_1 = 0.34, f_2 = 0.53$

(4-26)

2、碟簧对合组数的计算

$$y = 7 \quad (4-27)$$

3、碟簧自由高度的计算

$$h_z = 2i[H_o + (x-1)t] \quad (4-28)$$

在式 (4-28) 中:

$h_z$ ——碟簧的自由高度 (mm);

$i$ ——碟簧的对合组数;

$H_o$ ——单片自由高度 (mm);

$t$ ——碟簧厚度 (mm)。

查表 3-1 及将式 (4-27) 代入 (4-28) 得:

4、碟簧组的轴向尺寸

$$58.8 + 16 + 3 = 77.8 \quad (4-29)$$

径向尺寸为: 31.5mm

方案二:

1、预选摩擦片副数  $n=12$ , 碟簧组组数  $m=12$ , 刚片粉片间隙

值取 0.07; 一组复合碟簧所需产生的制动力为  $F_A$ :

$$F_A = \frac{F_{u_1}}{12} = \frac{67197.7}{12} = 5599.8N \quad (4-30)$$

考虑磨损量取  $F_A = 6000N$ , 根据碟簧变形量和弹力的线性关系取 A 系列碟簧, 选用碟簧规格为 35.5, 设碟簧复合数为  $x$ , 对合数为  $y$ ;

碟簧产生的弹力为 5190N, 需要叠合两片。

制动时单片碟簧的变形量为  $f_1$ , 碟簧的弹力为  $F_1$ , 即所产生的制动力:

$$F_1 = \frac{F_A}{2} = 3000N \quad (4-31)$$

解除制动时的变形量为  $f_2$ ，碟簧的弹力为  $F_2 = 5190N$ ，那么打

开摩擦片所需的间隙为： $12 \times 0.07 = 0.84mm$

(4-32)

$$\text{因 } \frac{h_o}{t} \approx 0.5 \text{ 成线性关系, 故 } \frac{f_1}{F_1} = \frac{f_2}{F_2} = \frac{0.6}{5190}$$

取  $F_1 = 3200N$ ,  $F_2 = 4400N$

那么  $f_1 = 0.37$ ,  $f_2 = 0.51$

(4-33)

2、碟簧对合组数的计算

$$y = 6 \quad (4-34)$$

3、碟簧自由高度的计算

$$h_z = 2i[H_o + (x-1)t] \quad (4-35)$$

得  $h_z = 57.6$

4、碟簧组的轴向尺寸

$$57.6 + 16 + 3 = 76.6$$

(4-36)

径向尺寸为：35.5mm

#### 4.4.6 碟簧方案的校核

方案一的校核：

有一个由 7 片碟簧 A31.5 GB/T1972 对合组合碟簧，受预加负

荷  $F_1 = 2800N$ ，工作负荷  $F_2 = 3600N$

$$\text{碟簧负荷: } F = \frac{4E}{1-u^2} \frac{t^2}{kD^2} k_4^2 \frac{f}{t} \left[ k_4^2 \left( \frac{h_o}{t} - \frac{f}{t} \right) \left( \frac{h_o}{t} - \frac{f}{2t} \right) + 1 \right]$$

当  $f = h_o$ ，即碟簧压平时，上式简化为：

$$F_c = \frac{4E}{1-u^2} \frac{h_o t^3}{k_1 D^2} \cdot k_4^2 \quad (4-37)$$

在式 (4-37) 中:

$F$  —— 单个碟簧的载荷 (N);

$F_c$  —— 压平时碟簧载荷计算值 (N);

$t$  —— 碟簧厚度 (mm);

$D$  —— 碟簧外径 (mm);

$f$  —— 单片碟簧变形量 (mm);

$h_o$  —— 碟簧压平时变形量的计算值 (mm);

$E$  —— 弹性模量 (Mpa);

$u$  —— 泊松比;

$k_1$ 、 $k_2$ 、 $k_3$ 、 $k_4$  —— 折减系数

表 4-3  $C = D/d$  的影响系数  $k_1$ 、 $k_2$ 、 $k_3$

$C = D/d$	$k_1$	$k_2$	$k_3$
1.94	0.682	1.206	1.355
1.93	0.6525	1.2035	1.351

注: 对于无支撑面的碟簧  $k_4 = 1$

由表 4-2, 4-3 得  $F_c = 5247N$  (4-38)

因此:  $\frac{F_1}{F_c} = \frac{2800}{5247} = 0.53; \frac{F_2}{F_c} = \frac{3600}{5247} = 0.69$  (4-39)

图 4-7 按不同  $h_o/t$  或  $h_o'/t$  计算的单个碟簧的特性线

由图 4-7, 按  $h_o/t = 0.4$ . 查出  $f_1/h_o = 0.58; f_2/h_o = 0.65$

故  $f_1 = 0.41mm; f_2 = 0.46mm$  (4-40)

图 4-8 碟簧疲劳破坏关键部位

由图 4-8, 按  $h_o/t = 0.4, c = 1.93$  可得疲劳破坏关键点为 II 点, 如图 4-9

图 4-9 计算碟簧时的应力点示意图

$$\sigma_{II} = -\frac{4E}{1-u^2} \frac{t^2}{k_1 D^2} k_4 \frac{f}{t} \left[ k_2 k_4 \left( \frac{h_o}{t} - \frac{f}{2t} \right) - k_3 \right] \quad (4-41)$$

使 (4-41) 中:

E——弹性模量 (Mpa);

u——泊松比;

t——碟簧厚度 (mm);

D——碟簧外径 (mm);

f——单片碟簧变形量 (mm);

$h_o$ ——碟簧压平时的变形量的计算值 (mm);

$k_1$ 、 $k_2$ 、 $k_3$ 、 $k_4$ ——折减系数

查表 4-2, 4-3 得:

当  $f_1 = 0.41$  mm 时,

$$\sigma_{II} = 1315.4 \text{ N/mm}^2 \quad (4-42)$$

当  $f_2 = 0.46$  mm 时,

$$\sigma_{II} = 1331 \text{ N/mm}^2 \quad (4-43)$$

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/418132133017006075>