

## 摘 要

从国外高速列车和城市轨道交通车辆制动技术的发展趋势看,微机控制直通电空制动系统无疑是一个重要的发展方向。本文对微机控制直通电空制动系统作了较全面的系统研究。文章首先剖析了国外高速动车组和新型轨道交通车辆具有代表性的制动系统。发现近几十年来随着微机技术的成熟,国外高速列车和城市轨道交通车辆制动系统基本上都采用了微机控制技术。微机控制技术的应用,使动力制动与空气制动的协调变得比较容易,可以实现一个单元甚至整列车动力制动能力的充分利用。同时微机的运用,使制动系统的故障监测得以实时进行,提高了系统的可靠性,大大降低了重大事故发生的概率。

本文也简略地分析了国内干线列车和城市轨道交通车辆的制动系统。国内干线列车制动控制系统仍停留在空气制动系统阶段,即使在提速客车中运用的电空制动机,也仅仅是国外五、六十年代的水平——电磁空气制动机。空气制动机由于其系统功能所限,不可能适应高速列车的需要。虽然目前铁道部试图通过引进的方法得到微机控制直通电空制动系统技术。但由于国外公司普遍拒绝转让核心技术,因此国内要真正掌握这类制动系统的技术,必须依靠独立自主研制。

国内新型地铁虽然采用了微机控制直通电空制动系统,但均为国外产品。价格、服务受制于人。致使国家发改委要求的地铁70%国产化率到现在也难以真正实现。

论文根据200km/h动力分散电动车组研制的需要,进行了微机控制直通电空制动系统的方案研究,提出了微机控制直通电空制动系统的技术要求。然后以此作为设计依据,设计了适用于200km/h动力分散电动车组的微机控制直通电空制动系统。文章还对微机控制直通电空制动系统的一些关键技术进行了研究。介绍了微机控制直通电空制动系统的静置试验台的研究与设计。通过地面系统试验、运行试验和运用考核,表明本文设计的微机控制直通电空制动系统已基本达到设计和运用的要求。

论文还对所设计的微机控制直通电空制动系统进行了可靠性研究。分析了系统的可靠性和提高可靠性的途径及其理论依据。

## 摘要

---

论文针对国内新型城市轨道交通车辆制动系统被国外产品垄断的局面，分析了自主开发研究城市轨道交通车辆制动系统的基础。研究设计了国产化地铁列车制动系统的方案。

根据上海市的发展低速磁浮的规划，文章还进行了低速磁浮列车采用微机控制直通电空制动系统的方案研究。文章同时对我国即将开发的 300km/h 电动车组制动系统的主要参数作了深入研究。

关键词：制动，直通电空，高速列车，城市轨道交通，地铁，微机控制，可靠性

## ABSTRACT

From the trend of braking technical development on high speed train and urban mass transit vehicle abroad, we can see that computerized direct acting electro-pneumatic braking system is a leading developing trend. This paper does a full-scale research on the computerized direct acting electro-pneumatic braking system. First of all, the author analyses several typical braking systems on high speed EMU and new style urban mass transit vehicle abroad. And finds that in the recent few decades, with the maturity of the technology, the braking systems on high speed train and urban mass transit vehicle abroad nearly all use computer controlled technology. The application of microcomputer make it easy for dynamic brake to co-operate with air brake, so one unit, even the entire train can take full advantage of the dynamic braking capability. The using of computer makes it possible to monitor the failure of the braking system in real time, increasing the reliability of the system as well as reducing the probability of serious accident.

This paper also summarily analyses the braking system on domestic mainline train and urban mass transit vehicle. The braking control system on domestic mainline train now stay at the level of air braking system, even the electro-pneumatic braking system used in speed-raising passenger train also stay at the level of electromagnetic air brake which is the level of 1950s' or 1960s' abroad. Air braking system can't meet the need of the high speed train due to the system's function limitation itself. Although Chinese Ministry of Railways tries to obtain the foreign technology of the computerized direct acting electro-pneumatic braking system by introducing, foreign companies refuse transferring kernel technology to us. So, if we want to obtain the technology we should better research and develop by ourselves.

Although domestic new style metro has adopted the computerized direct acting electro-pneumatic braking system, the braking system is all furnished with foreign products. Because the price and service are controlled by foreigners, the aim of 70%'s localization of manufactures rate required by National Development and Reform

Commission is difficult to realize.

The paper does conceptual analysis of the computerized direct acting electro-pneumatic braking system according to the demand of 200km/h EMU. The specification of the braking system is brought forward. The author also design a computerized direct acting electro-pneumatic braking system which is suitable for 200km/h EMU. Meanwhile, the paper does research on some key technology of computerized direct acting electro-pneumatic braking system. Then the R&D is also presented for the standing test bed of the computerized direct acting electro-pneumatic braking system. It is indicated that the braking system mentioned in this paper can basically meet the design and application requirement according to the result of the system test and service test.

System reliability analysis is also done about the computerized direct acting electro-pneumatic braking system mentioned in this paper. Several main reliability parameters and the approach of increasing system's reliability as well as the theory basis of it are presented in this paper too.

With regard to the situation of domestic new style urban mass transit vehicle braking system being monopolized by foreign products, the paper analyses the foundation of independently R&D urban mass transit vehicle braking system. The scheme of the localization of manufactures for the metro braking system is also proposed in this paper

According to the developing plan of low speed maglev in shanghai, the paper also does research on the scheme of adopting the computerized direct acting electro-pneumatic braking system in low speed maglev vehicle. The author also does further research on the major parameter of 300km/h EMU which will be developed in our country.

**Key Words:** brake; direct acting electro-pneumatic; high speed train; urban mass transit; metro; microcomputer control; reliability

## 学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版；学校有权保留学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：吴萌玲  
2006年02月10日

-----  
经指导教师同意，本学位论文属于内部，在五年解密后适用本授权书。

指导教师签名：张振峰 学位论文作者签名：吴萌玲

2006年02月10日

2006年02月10日

## 同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律 responsibility 由本人承担。

签名： 

2006年2月10日

## 第 1 章 绪论

### 1.1 论文选题及研究的意义

#### 1.1.1 选题依据和背景

根据国家《中长期铁路网规划》<sup>[26]</sup>，到 2020 年我国将建设“四纵”“四横”共 1.2 万公里以上的客运专线，客车速度目标值达到每小时 200 公里以上。根据这一规划，到 2020 年，我国将需要约 1200 列的高速动车组。按每列动车组 8 辆车编组，即需要近 1 万辆车。为此，铁道部在 2004 年进行了 140 列时速 200 公里的动车组招标，在 2005 年又确定了 60 列时速 300 公里动车组的生产单位。在上述动车组的招标和确定中，铁道部放弃了原先坚持的以国内自主知识产权为主的发展思路，试图尝试以市场换技术的发展模式。所以，这 200 列动车组制造商分别为：长春轨道客车股份有限公司与法国 ALSTOM 公司合作，利用 ALSTOM 公司制造的在芬兰运行的 SM3 型动车组作为原型车，获得 60 列（8 辆编组）的订单；南车四方机车车辆股份有限公司与日本川崎公司合作，利用日本川崎公司 E2-1000 型动车组作为原型车，获得 60 列动车组（8 辆编组）的订单；四方-庞巴迪铁路运输设备有限公司利用加拿大庞巴迪公司 Regina 型动车组作为原型车，获得 20 列动车组（8 辆编组）的订单；北车唐山机车车辆厂与西门子公司合作，利用西门子 ICE 动车组作为原型车，获得 60 列时速 300 公里列车的订单。

在铁道部的期望中，希望通过此 200 列动车组制造，国内相关企业能从国外厂商处引进并消化吸收动车组总成、车体、转向架、牵引变压器、牵引变流器、牵引电机、牵引控制系统、列车网络控制系统和制动等九大系统的设计、制造及检测试验调试技术。制动系统技术由浦镇车辆厂从日本 NABCO 公司引进，铁道科学研究院从德国 KNORR 公司引进，四方车辆研究所准备与瑞典 SAB 公司合资。从目前合作和合资谈判情况看，要完全实现铁道部的期望是困难的。四方车辆研究所合资的前提是今后不能再进行国产产品的研发和生产；另两家从国外引进的也仅限于部分机加工技术、组装技术等，关键的核心技术（如系统设计技术、控制技术、电气部件生产技术、橡胶件材料和加工技术）外方一概拒绝转让。因此要实现 2020 年铁路中长期规划，仅仅指望国外技术是危险的。事实上，从改革开放以来的实践也已证明，仅靠市场是难以换取核心技术的。必须进行自主研发。

随着我国国民经济持续快速发展、城市化进程的加快，城市规模迅速扩大，大城市城区及与卫星城市之间的交通拥挤、车流不畅的矛盾日益突出，在我国 666 个城市中（其中大城市有 97 个，GDP 在 500 亿、年财政收入在 80~100 亿元、人口在 300 万以上的特大城市有 20 多座），拥有大量公共交通工具，但交通拥挤、阻塞状况十分突出，尤其是大城市更为严重。用传统的公共交通方式已无法解决问题，严重制约城市经济发展并加重城市污染。为此，国家将大运量、低污染、快速、安全、准时的城市轨道客运交通作为解决城市交通的主要手段是非常必要的。国家已批准并支持在特大型城市中逐步建成城市轨道交通系统。

调查表明到 2008 年北京将建成 11 条轨道交通线全长 300km，到 2020 年总长将超过 1000km。未来的 10 年北京的轨道交通以平均 40km/年的速度递增。上海到 2010 年轨道交通总长将超过 200km，2020 年将超过 540km，2030 年的远期目标为 780km。广州计划在 10 年内将再建 100km 的轨道交通，届时广州轨道交通线路全长将达 206.5km，25 年后达 365km。南京的一、二号轨道线长共 37km，规划的 6 条轨道线总长为 300km。深圳一号线为 19.5km，九年将再发展 120km，25 年内将建成有 13 条轨道线，总长将达 362km。另外西安、哈尔滨等大城市均已立项建设城市轨道交通，正待国家批准。苏锡常等上海邻近的中等城市也在积极筹划，提出建立城市轨道交通系统的规划。

高速动车组和城市轨道交通车辆由于运行密度大、制动频繁，要求响应快，停车时间、地点要求准确，操纵要求方便可靠，能接受 ATC 控制或实现 ATO（自动驾驶）。其制动系统如采用传统的空气制动机因控制精度低、制动时车辆间纵向冲动大等原因，已很难满足制动要求了；而简单的电磁空气型式的电空制动机也因其空气制动与动力制动的配合性差而被逐渐弃用。目前工业发达国家在新型城市轨道交通车辆和高速动车组上大多采用微机控制的模拟式直通电空制动系统<sup>[45]~[74]</sup>。铁道部已招标和确定的 200 列动车组的制动系统也采用这类制动系统。

### 1.1.2 论文研究意义

目前国外先进国家的地铁、轻轨车辆和高速动车组制造工艺先进，产品档次高，相比之下我们还存在一定的差距<sup>[14]~[25]、[45]~[74]</sup>。我国目前及未来城市地铁、轻轨车辆和高速动车组的制造水平必须提高，要向发达国家看齐，要有较高的技术含量。所以我们必须提高相关产品技术水平，加速城市轨道交通车辆和高速动车组设计和制造技术的研究开发，来推动城市轨道车辆和高速动车组国产化进程。

开发自主知识产权城市轨道交通车辆和高速动车组，包括相应的配套系统可以降低城市轨道交通和高速铁路的综合造价，而随着交通技术的发展和高新技术

的运用,城市轨道交通车辆和高速动车组的投资越来越大,因此降低城市轨道交通车辆和高速动车组造价是顺利发展城市轨道交通和高速铁路的关键之一,可以避免完全进口和采用外资带来的负面影响。而开发自主知识产权的轨道交通车辆和高速动车组可以充分发挥国内企业的综合优势,带动国内相关产业发展,增加职工就业机会,节省外汇支出。

城市轨道交通在大城市公共交通中所起到的骨干作用以及高速铁路网在城际交通中的重要性,已得到国内各主要城市和铁路部门的普遍认同,发展城市轨道交通及高速铁路要求非常强烈<sup>[10]</sup>。现代化城市轨道交通和高速列车各项技术要求很高,国外产品价格极其昂贵,尤其关键产品垄断销售、技术封锁,影响了国内城市轨道交通和高速铁路的大规模迅速发展。所以要生产国产的现代化城市轨道交通车辆和高速动车组,必须加强技术研究,当务之急要突破重点关键技术并使之国产化,制动技术是其中之一。

本文的目的是研究具有自主知识产权的微机控制模拟式直通电空制动系统。对该系统的原理、组成、可靠性和国产化可行性进行深入研究,提出适合于我国现阶段需求并具有自主知识产权的微机控制模拟式直通电空制动系统。因此,这一研究及研究的成果对我国城市轨道交通车辆和高速动车组的国产化是极其有意义的。

## 1.2 国外高速动车组制动系统概况<sup>[21]、[22]、[45]~[74]</sup>

国外高速动车组以日本新干线、德国 ICE、法国 TGV 为代表。

### 1.2.1 日本新干线

日本新干线动车组从 1964 年东海道新干线开通以来一直采用动力分散型电动车组,日本铁路为新干线先后开发了各种车型的高速动车组。其制动系统的配置如表 1.1 所示。

表 1.1 新干线各型高速动车组制动系统配置

序号	车 型	制动系统配置
1	0系(16M)	M车(制动方式):电阻制动+空气制动 控制方式:直通电空,动力制动优先,空气制动与动力制动协调配合,ATC根据速度控制点(170,120km/h)自动实行阶梯式制动,并装有电磁放大器控制防滑装置
2	100系(12M4T)	M车(制动方式):电阻制动+空气制动 T车(制动方式):涡流制动+空气制动

		控制方式: 直通电空, 动力制动优先, 空气制动与动力制动协调配合, 按粘着特性曲线控制, 并安装有微机控制防滑装置
3	200系 (12M或14M2T) 8M用于400系联挂	M车(制动方式): 电阻制动+空气制动 T车(制动方式): 空气制动 控制方式: 直通电空, 动力制动优先, 空气制动与动力制动协调配合, 按粘着特性曲线控制, 并安装有OP运算器控制防滑装置
4	300系 (10M6T) (2M1T×5+1T)	M车(制动方式): 再生制动+空气制动 T车(制动方式): 涡流制动+空气制动 控制方式: 微机控制直通电空, 再生制动、涡流制动优先, 空气制动与动力制动协调配合, 按粘着特性曲线控制, 并安装有微机控制防滑装置, 空重车调整装置
5	400系 (6M1T) (2M×3+1T)	M车(制动方式): 电阻制动+空气制动 T车(制动方式): 空气制动 控制方式: 微机控制直通电空, 电阻制动优先, 空气制动配合, 按粘着特性曲线控制, 并安装有微机控制防滑装置, 空重车调整装置
6	E1系 (6M6T)	M车(制动方式): 再生制动+空气制动 T车(制动方式): 空气制动 控制方式: 微机控制直通电空, 动力制动优先, 空气制动与动力制动协调配合, 按粘着特性曲线控制, 并安装有微机控制防滑装置和空重车调整装置
7	E2系 (6M2T) (2M×3+2T)	M车(制动方式): 再生制动+空气制动 T车(制动方式): 空气制动 控制方式: 微机控制直通电空, 动力制动优先, 空气制动与动力制动协调配合, 按粘着特性曲线控制, 并安装有微机控制防滑装置和空重车调整装置
8	E3系 (4M1T) (2M×2+1T)	M车(制动方式): 再生制动+空气制动 T车(制动方式): 空气制动 控制方式: 微机控制直通电空, 动力制动优先, 空气制动与动力制动协调配合, 按粘着特性曲线控制, 并安装有微机控制防滑装置和空重车调整装置
9	500系 (16M) (4M×4)	M车(制动方式): 再生制动+空气制动 控制方式: 微机控制直通电空, 动力制动优先, 空气制动与动力制动协调配合, 按粘着特性曲线控制, 并安装有微机控制防滑装置和空重车调整装置
10	700系 (12M4T)	M车(制动方式): 再生制动+空气制动 T车(制动方式): 涡流制动+空气制动 控制方式: 微机控制直通电空, 动力制动优先, 空气制动与动力制动协调配合, 按粘着特性曲线控制, 并安装有微机控制防滑装置和空重车调整装置

11	E4系(4M4T)	同E1系
----	-----------	------

新干线动车组制动系统都采用直通电空制动系统，自 300 系起微机被广泛采用，因此制动控制系统为微机控制的直通电空制动系统。以 300 系为例，300 系列车的制动控制系统作用原理如图 1.1 所示。该系统属数字式电气指令式微机控制直通电空制动控制系统。

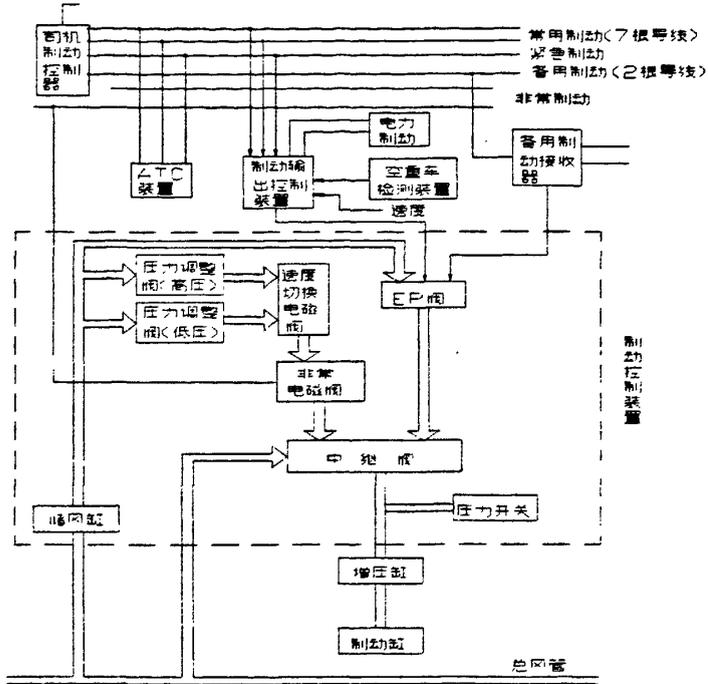


图 1.1 300 系电动车组制动控制系统

300 系电动车组由 10 辆动车(M 车)和 6 辆拖车(T 车)组成，由于拖车采用圆盘涡流制动等效于动车的再生制动，因此采用所谓均衡制动控制，即每辆车的微机制动控制单元（控制制动的微机，简称 MBCU）接收制动指令，各自进行独立的制动力运算和动力制动力、空气制动力的分配。该制动控制系统分常用制动、紧急制动、非常制动和备用制动 4 种工况。

MBCU 从列车指令线接受司机制动控制器的常用制动(1 位~7 位，顺次得电)和紧急制动(常带电，紧急制动时失电，空气制动力是常用制动力加 40%)指令，同时从轮对轴端速度传感器得到运行速度，根据空气弹簧压力得到空重车信号，按所设定的减速度进行速度-粘着模式的运算。遵照优先使用动力制动的原则进行制动力控制，动力制动力不足时以空气制动补偿。应补充的空气制动力以相应的电流信号送给 EP 阀转换成空气压力信号，通过中继阀流量放大后使制动缸充气制动。

非常制动有2根导线单独组成控制回路,常带电。非常制动电磁阀为常带电。当出现非常情况时,非常制动控制回路导线断电,非常制动电磁阀失电动作,压力空气经非常制动电磁阀进入中继阀。为了较好地利用不同速度区段的粘着力,设置了二级压力,分别由压力调整阀(高压用和低压用)调定。由速度控制回路控制速度切换电磁阀动作,列车在180km/h以下时,制动缸压力增加0.41倍。

备用制动指令由2根导线传递,在常用制动、紧急制动发生故障,或车辆回送至基地时使用。司机通过操纵备用制动控制器向备用制动接收器发出指令,备用制动接收器根据指令直接控制EP阀动作。备用制动指令分3级。

非常制动及备用制动均只有空气制动,并且没有空重车调整。

日本100系、500系、E1系、E2系动车组制动控制系统基本与300系相同,而与300系的不同点有:

- ① 100系动车组的动力制动为电阻制动,其他系列为再生制动;
- ② 100系动车组的制动输出控制装置由电子电路组成,其他系列由微处理机代替;
- ③ 100系列车没有空重车调整装置;
- ④ E2系列车常用制动指令线采用光缆传输,其他系列的动车组皆为直通线;
- ⑤ 非常制动只有E1系列车(双层车)利用空重车调整装置,其他各系列车非常制动和300系列车一样分2级,但分级点速度、制动缸压力增压倍数不同;
- ⑥ E1、E2系列车备用制动有4级控制,且另有1根指令线传递耐雪制动指令。

100系与300系制动系统中,拖车均使用了涡流盘型制动,每轴2套,并且其涡流制动力基本上与动车上的动力制动力(电阻或再生制动)一样,常用制动基本上以电制动力为主,只有在30km/h速度以下才使用空气盘型制动,这是日本新干线高速动车组制动系统中特殊之点。

700系的列车制动控制系统与300系基本相同,但由于300系列车的运营经验表明,装有涡流制动装置的拖车转向架重量为6.9t,但动车转向架仅6.6,从减轻重量角度考虑,采用全动车方案是有利的,所以500系就全部采用动车,没有拖车,但相应造价也提高了。700系列车的设计思想是既要实现较高的速度(285km/h),又要提高舒适性,降低造价。因此,700系动车组配置方面采用了较多的拖车(6辆),但为了降低拖车转向架重量,将拖车转向架每轴涡流制动由2套减为1套,既减轻了重量,又降低了造价,并有重量空间来改进车厢防噪设施,拖车制动力的降低由动车动力制动力增加来弥补,达到整体制动力不变的目的。由于采取这一措施,使700系的重量比300系降低了16%,而以主电路系统的单位重量输出功率相比较,700系比100系提高了1倍,比300系提高了42

%。700系单位能耗仅为300系的92%，为100系的80%。

### 1.2.2 德国 ICE

ICE动车组从1985年的ICE/V试验型动车组、1990年的ICE1到1992年的ICE2均为动力集中型的动车组。1997年的ICE3（能适应所有欧洲4种牵引供电系统的同类型车称为ICEM）为动力分散型动车组。为了将ICE系列的高速动车组延伸到各个支线，吸引更多的旅客乘坐ICE动车组，德国铁路在1997年开始研制ICT型动车组。该动车组应用了摆式车体，于1999年投入运用。这些动车组制动系统配置见表1.2。

表1.2 ICE各型高速动车组制动系统配置

序号	车型	制动系统配置
1	ICE/V (2L3T)	M车(制动方式): 再生制动+线性涡流制动+空气盘形制动 T车(制动方式): 线性涡流制动+空气盘形制动 控制方式: 微机控制自动式电空,再生制动优先,空气制动与再生制动协调配合,有微机控制防滑装置,空重车调整装置。线性涡流制动用于紧急制动。
2	ICE1 (2L12T)	M车(制动方式): 再生制动+空气盘形制动 T车(制动方式): 磁轨制动+空气盘形制动 控制方式: 微机控制自动式电空,再生制动优先,空气制动与再生制动协调配合,有微机控制防滑装置,空重车调整装置。磁轨制动用于紧急制动。
3	ICE2 (1L7T)	M车(制动方式): 再生制动+空气盘形制动 T车(制动方式): 磁轨制动+空气盘形制动 控制方式: 微机控制自动式电空,再生制动优先,空气制动与再生制动协调配合,有微机控制防滑装置,空重车调整装置。磁轨制动用于紧急制动。
4	ICE3/ICEM (4M4T)	M车(制动方式): 再生制动+空气盘形制动 T车(制动方式): 线性涡流制动+空气盘形制动 控制方式: 微机控制自动式电空,再生制动、线性涡流制动优先,空气制动与再生制动协调配合,有微机控制防滑装置,空重车调整装置。
5	ICET (2M5T)	M车(制动方式): 再生制动+空气盘形制动 T车(制动方式): 磁轨制动+空气盘形制动 控制方式: 微机控制自动式电空,再生制动优先,空气制动与再生制动协调配合,有微机控制防滑装置,空重车调整装置。磁轨制动用于紧急制动。

ICE1和ICE2均为动力集中型动车组,其计算机制动控制装置称为“微机司机制动控制系统”,简称“HSM”。图1.2为ICE1动车和拖车的制动控制系统框图。



辆诊断计算机和拖车的中间监控的控制装置提供扩展的诊断数据，在司机室显示屏上及车辆上显示制动工况与状态。

### 1.2.3 法国 TGV

法国先后研制了 TGV—PSE 第一代高速动车组，以 TGV—A 为代表的第二代高速动车组和 TGV—2N 第三代高速动车组，均为动力集中型动车组。1999 年 6 月法国宣布开始研制第四代高速动车组 AGV，AGV 为铰接式动力分散型电动车组。无论是动力集中还是动力分散，TGV 的制动方式相对比较简单。动车以电阻制动加闸瓦制动为主，只是欧洲之星（TGV—TMST）和韩国车（TGV—K）上增加了再生制动，在 TGV—2N 上用盘形制动替代了闸瓦制动；拖车上采用盘形制动，在 TGV—PSE 上除盘形制动外，还增加了闸瓦制动。

TGV 的制动控制系统在第一代动车组上采用的是电气指令式气压控制型自动制动控制系统。制动系统的司机控制器产生的是电气指令，制动指令传输也是电气指令。通过电磁阀的得电或失电控制列车管减压中继阀，使列车管减压或充气，而每辆车上的空气分配阀根据列车管指令压力的变化而动作，得到制动或缓解。

列车减压中继阀控制装置原理如图 1.3 所示。整个装置由四膜板式列车管减压中继阀、列车管减压电磁阀、减压阀、切断电磁阀、抑制电磁阀、切断阀、紧急放风阀及紧急电磁阀组成。四膜板式列车管减压中继阀的膜板面积比为 5:4.1:3.5:3.2，共组成 4 个膜板室，中间 3 个膜板室分别通过列车管减压电磁阀与减压阀相通，大膜板上方与列车管相通，小膜板下方始终与减压阀相通。膜板室只要充气，压力即为减压阀的调整压力 500kPa，当所有膜板室均充气时，列车管的压力也充至 500kPa，动车组呈缓解状态。

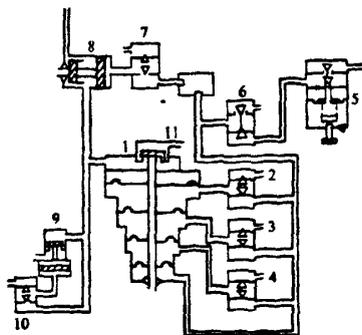


图 1.3 列车管减压中继阀控制装置原理

1-四膜板式列车管减压中继阀；2、3、4-列车管减压电磁阀；5-减压阀；6-切断电磁阀；  
7-抑制电磁阀；8 切断阀；9-紧急放风阀；10-紧急电磁阀；11 列车管。

当司机控制器手把分别置于各制动位时，各减压电磁阀相应产生动作，从而中间 3 个膜板室相应地排气，列车管减压量也相应地为 60kPa、90kPa、120kPa 和 180kPa。当司机控制器手把移至紧急制动位时，切断电磁阀无电关断，切断了减压阀向列车管减压中继阀的供气通路。同时，紧急电磁阀无电释放，由列车管本身压力打开紧急放风阀，使列车管紧急排风。

从第二代 TGV 开始，制动控制系统均采用微机控制模拟式直通电空制动系统。比 TGV—PSE 采用的电气指令式气压控制型自动制动控制系统更为先进，尤其是整列车的动力制动力与空气制动力通过微机运算达到有机匹配，以充分发挥动力制动的能力，充分利用粘着并与电子防滑装置相配合，使制动效率提高，制动距离缩短，制动配件磨损减少。

图 1.4 所示为 TGV—A 型动车组的制动控制系统原理图。司机备有两套制动控制装置，一是电力牵引和制动控制器、仅仅用来控制牵引及电阻制动，它不是安全制动器。另一个是主制动控制器，司机操纵这种电气按钮式具有多个制动缓解功能的司机制动控制器，将制动指令通过列车管的压力传感器 PCG 输入到安装在司机室内的动力转向架微处理器控制装置的求和运算器 S 中，同时列车的运行速度，制动工况信号也分别通过速度计 Vi，工况信号器 CM 输入 S，在求和器上由所需制动力算出电阻制动力数值，通过电制动控制器 CE 励磁电阻制动，电阻制动力数值由电制动测量器 MF 输入加减器，得出所需空气制动力的信息。根据速度控制点 200km/h，可以实现两种空气制动最高压力，以有利于粘着利用。该信息输入制动力调整器 VER，根据电空转换阀 EV—M 所处位置进行制动力修正，EV—M 电空转换阀将空气信号输入中继阀 RS，由 RS 直接控制将副风缸 RA 空气输入制动缸 CF。在制动缸上安装有制动缓解压力传感器 ISD，将压力反馈到微处理控制装置 EM，确认制动控制是否到位。

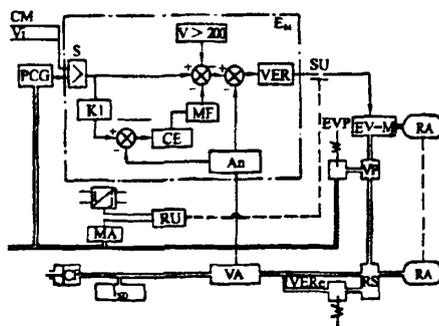


图 1.4 TGV—A 型动车组制动控制系统原理

A-副风缸；RS-中继阀；VER<sub>e</sub>-控制制动缸给风作用的电空阀；ISD-制动与缓解传感器；MF-电制动测量器；E-电制动控制器；SU-紧急制动开关；EV-M-电空转换阀；VA-防滑排风阀；RU-紧急继电器；An-防滑控制器；VER-制动力调整器；EVP-电空截止阀；CF-制动缸。

防滑控制器 An 直接与微处理控制装置相联结以修正电制动力与空气制动力大小,并且与防滑排风阀 VA 相连。当发现有制动滑行趋势时直接排风。紧急制动时,装在列车管上的紧急传感器 MA 发出信号给紧急继电器 RU,使电空转换阀 EV—M 立即输出紧急信号,实施空电联合紧急制动。如果 RU 接收的电机励磁电流  $i$  及电枢电流  $j$  达不到预定最小值时, RU 就会切断紧急制动开关 SU,从而切断了电空转换阀的电源,中继阀 RS 将直接产生空气紧急制动。比例控制器 K1,根据列车管减压量大小控制电阻制动。列车管减压量达到 80kPa 时,可给予最大电阻制动力。电空截止阀 EVP 能保证当列车管压力低于 300kPa 时,空气通路截断。

由于拖车上仅有空气制动,司机的制动指令直接传送到拖车的电空转换阀 EV—M(此时拖车上安装的 UIC 标准空气分配阀仅作备用),并通过中继阀 RS 执行制动及缓解功能。拖车的速度控制器实现 215km/h 为分界点的两种制动缸最高压力控制,以利于有效利用制动粘着。

### 1.3 国外新型城市轨道交通车辆制动系统

国外新型城市轨道交通车辆制动系统基本上都采用微机控制直通电空制动控制系统,传统的电气指令式气压控制型制动控制系统已逐渐被淘汰。但在制动指令的传输方式上有以数字方式和模拟量方式之分,因而形成所谓微机控制数字式直通电空制动控制系统和微机控制模拟式直通电空制动控制系统。城市轨道交通车辆形式众多,但制动系统大同小异,这儿仅以日本 NABCO 公司和德国 KNORR 公司各一种制动系统作为代表予以说明<sup>[2]、[14]~[21]、[23]~[25]</sup>。

#### 1.3.1 NABCO 公司地铁制动系统

NABCO 公司 HRDA 地铁制动系统原理图如图 1.5 所示。ATP 或司机控制器发出的制动指令经逻辑控制器,由硬连线传输至制动控制单元。

制动系统由常用制动、紧急制动 2 个系统构成。常用制动分为 7 级,通过 3 根列车贯通线(2 进制码)送给制动控制装置,即所谓的数字指令式。紧急制动考虑安全性及可靠性,采用常时带电的列车贯通线(紧急线),断电产生制动作用。紧急制动不仅是 ATP 指令、司机控制器指令(手动指令)、紧急制动按钮,而且在列车分离、总风缸压力显著降低等时,也能产生紧急制动作用。

制动电子控制单元安装在制动控制装置内,是采用微机进行数字运算的系统,装有控制系和监视系的 2 种 CPU。每车均设有 1 套制动电子控制单元。

常用制动指令,利用常用制动贯通线输入,由制动电子控制单元进行电空协

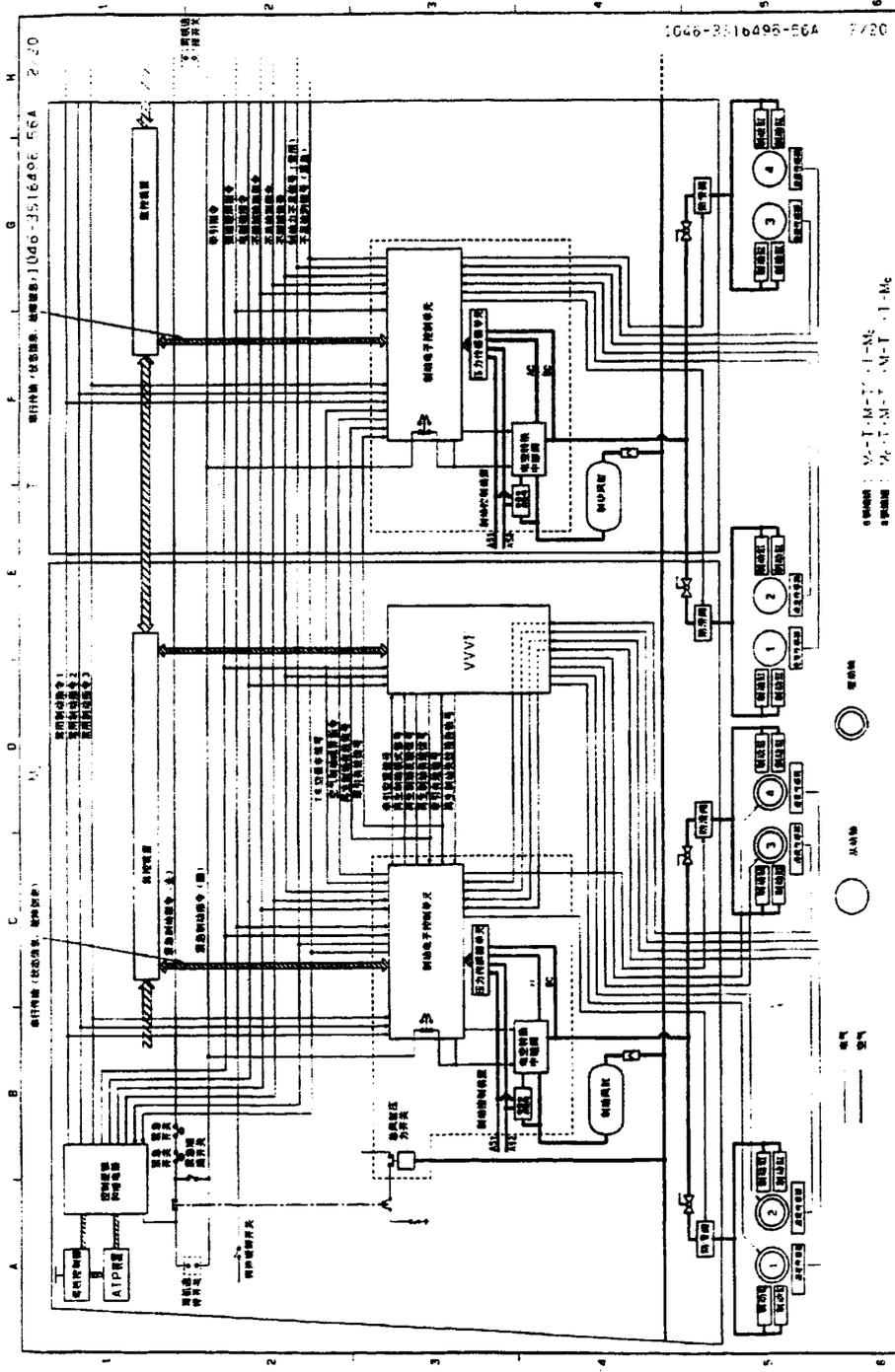


图 1.5 HDRA 型制动控制系统原理

调计算。若对于要求制动力再生制动不足时,其不足部分由控制电空转换阀用空气制动补足。

电空转换阀是将电气指令变成空气压力,它由制动控制电磁阀及紧急制动电磁阀和 2 个活塞型中继阀构成。制动控制电磁阀采用输出压力(AC 压力)反馈控制,由制动电子控制单元控制。之后这个 AC 压力输到中继阀部的控制室进行流量放大。将这个放大的压力空气,导入制动缸产生常用制动力。

另一方面由空重车辆调整阀,将代表车重的压力空气输送给电空转换中继阀。此压力空气在紧急制动列车贯通线断电,通过紧急电磁阀,输到中继阀部,比常用制动优先进行流量放大。这个放大输出的压力空气输入制动缸产生紧急制动力。

制动电子控制单元有常用制动 4~7 级、ATP 常用制动及紧急制动时,进行制动力不足检测,在制动缓解时进行制动不缓解检测。另外可根据强迫缓解指令控制防滑电磁阀。在检测到制动力不足时,制动电子控制单元切开本车的紧急制动线,使其产生紧急制动作用。

压力传感器单元是为向制动电子控制单元输入控制电空转换中继阀的常用制动 AC 压力、输入代表车重信号的 AS1、AS2 压力、输入监视用的 BC 压力而用的 4 个压力传感器,并将其单元化。

### 1.3.2 KNORR 公司的 KBGM-P 型地铁制动控制系统

KNORR 公司的 KBGM-P 型地铁制动控制系统原理如图 1.6 所示。每车有一个微机制动控制和车轮滑动控制电子单元(其型号为 KBGM-P,简称 BECU)、制动控制单元(简称 BCU)和其它气动控制单元(图中右侧虚线框中所示,主要为停放制动控制、空气弹簧和车门供风)等组成。

BECU 接受列车控制线传来的常用制动、快速制动或缓解指令,该指令可能来自司机,也可能来自 ATC 等自动控制系统。指令可通过贯通线以 PWM 形式传输,也可通过列车网络传输。BECU 根据列车线送来的指令信号、牵引系统的电制动力大小信号及通过检查空气弹簧压力所得到的代表车重大小的信号,进行计算得到一个需要补充空气制动压力值。通过控制 BCU 中的电空转换装置(AW4),将电子命令信号转变成压力信号(它是通过闭环进行控制的),使压力信号的大小始终与 BECU 计算得到需要补充的空气制动压力相等。此压力信号通过紧急制动电磁阀、载荷限压阀后送给中继阀(kr6)。中继阀流量放大后经防滑电磁阀使制动缸产生制动作用。

列车紧急制动由常带电的紧急制动控制回路控制,当司机操纵司机控制器或 ATC 动作实施紧急制动时,紧急制动导线失电,并联在该导线上每车的紧急电磁阀(BCU 内)失磁,使出制动风缸来的压力空气经紧急电磁阀、载荷限压阀到中

继阀。载荷限压阀根据空气弹簧压力的大小限制中继阀的信号压力，防止紧急制动时制动缸压力过高，产生滑行。该信号压力经中继阀流量放大后是制动缸产生紧急制动。

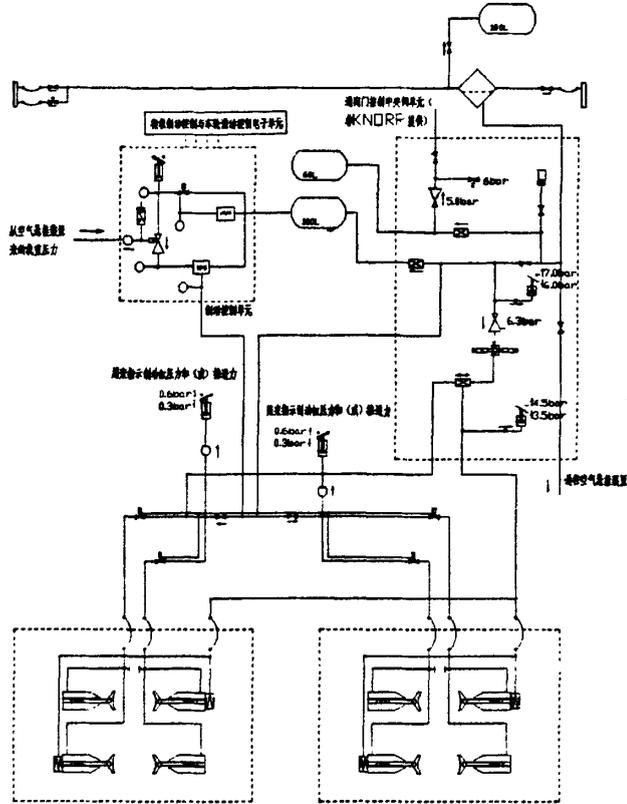


图 1.6 KBGM-P 型地铁制动控制系统原理

防滑系统的工作原理是装在每一根车轴上的速度传感器随时检测其车轮的转速，并将其速度信号送给 BECU，当 BECU 计算发现某轴滑行或有滑行趋势时，立即控制相应轴的防滑电磁阀动作，减少制动缸压力，使发生滑行的车轮恢复转动。

#### 1.4 我国常用制动控制系统及其特点

我国干线列车大多采用动力集中模式，无论是旅客列车还是货物列车，由于运行速度较低（小于 120km/h），制动系统大多采用空气制动机。从上世纪八十年代开始进行提速（准高速）列车研制，鉴于当时制动技术基础，研制了以原有空气制动机为基础的电磁空气制动机。与干线列车形成对比的是从上海地铁开始的我国大规模的城市轨道交通建设，它们所采用的大多是国外的制动系统。

### 1.4.1 我国干线机车制动控制系统<sup>[1]、[3]~[8]</sup>

我国干线机车主要有东风型、东方红型内燃机车和韶山型电力机车。内燃机车基本上均采用 JZ-7 型空气制动机；电力机车则安装 DK-1 型空气制动机。

#### 1.4.1.1 JZ-7 型空气制动机

JZ-7 型空气制动机是上世纪七十年代我国科技人员参照美国 26-Lz 机车制动机而设计和研制的机车空气制动机。它主要为了解决旧型机车制动机操作不便、操纵长大列车时充、排气慢等问题，并能适用于双端操作的机车。

JZ-7 型空气制动机主要由下列各部分组成(图 1.7)：

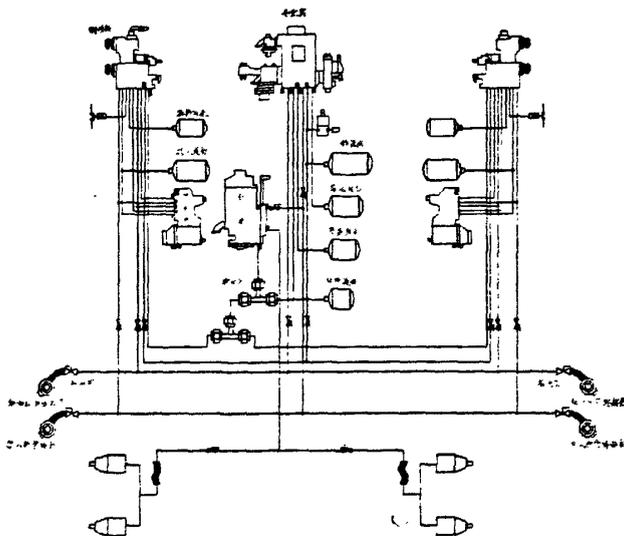


图 1.7 JZ-7 型空气制动机

①风源系统。电动空气压缩机、空气处理装置及总风缸等组成，负责提供制动系统和其他风动装置所需的压缩空气。

②自动制动阀。司机用它来操纵全列车的制动、保压和缓解。

③中继阀。在自动制动阀提供的压力信号控制下动作，用于控制列车管压力的变化，从而完成全列车的制动、保压、缓解的作用。

④单独制动阀。司机用它来单独操纵机车的制动、缓解和保压。

⑤分配阀。根据列车管的压力变化动作，控制作用阀的供风和排气，使机车得到制动、保压和缓解。

⑥作用阀。受分配阀或单独制动阀的控制，使机车得到制动、保压和缓解作用。

JZ-7 型空气制动机作为我国干线内燃机车的主型制动机具有下列主要特点：

①既可以具有阶段缓解性能，用于牵引有阶段缓解性能的车列；又可以只有

一次缓解性能，用来牵引安装两压力分配（三通）阀的车列。

②司机操纵自动制动阀对列车施行常用制动时，从最小减压位到最大有效减压位为一制动区。随着自动制动阀手柄在制动区从左向右移动，列车管的减压量逐渐增大，直到最大有效减压位。在这一区间内的任意位置，列车管压力减到相应的压力时后能自动保压。

③在自动制动阀和单独制动阀采用了凸轮结构、橡胶膜板柱塞阀、止阀及O型橡胶密封圈。使司机操纵变得轻快、方便、不受温度影响，同时延长了检修周期。

④为适应牵引长大货物列车的需要，设有过充位置，以缩短列车管和副风缸的初充气时间和再充气时间。

90年代初为了适应准高速旅客列车减小列车制动时的纵向冲动，提高旅客列车的舒适性，缩短空走时间的需要，在JZ-7型机车制动机的基础上，通过加装电控器件开发了JZ-7型电空制动机。

JZ-7型电空制动机的组成，除了JZ-7型空气制动机外，加装了电控器件，主要有空电转换控制器，压力控制器，电空控制箱，电磁阀，电源开关，电空插座，连接导线等。见图1.8。

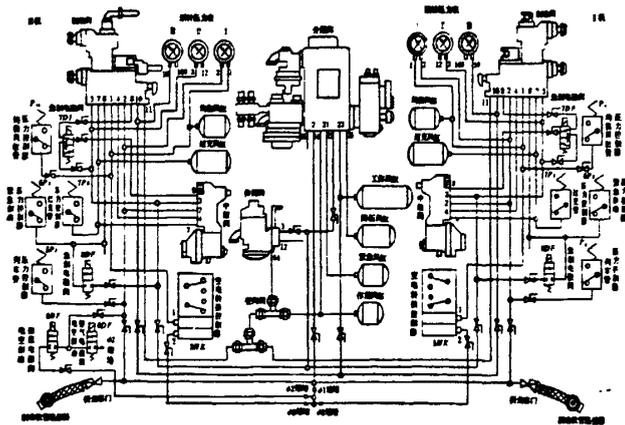


图 1.8 JZ-7 型电空制动机组成

JZ-7型电空制动机的电空操纵采用得电制动，得电缓解，得电保压，通过常用制动线、缓解制动线、保压线、紧急制动线及负线等5根导线向后部列车制动机传递制动信号。

由于JZ-7型电空制动机是在JZ-7型空气制动机的基础上增加电控器件而成的，因此司机在操纵列车时，电信号和列车管压力信号是同时存在的，因此在电空操纵作用不切除时，电空操纵和空气操纵的作用同时存在。但是，由于电信号是通过检测压力变化而产生的，因此电信号的产生会有迟后现象。

### 1.4.1.2 DK-1 型电空制动机

DK-1 型电空制动机是我国自行研制的电空制动机，用于我国的电力机车上。该制动机由于采用了电控方式，即用电来传递控制指令，因而可方便地与列车速度监控装置结合，实现列车自动停车。

DK-1 型电空制动机由下列主要部件组成（见图 1.9）：

① 电控制动控制器。司机通过它控制全列车的制动和缓解。其与 JZ-7 型制动机自动制动阀的区别在于它给出的是电信号，而不是气信号。

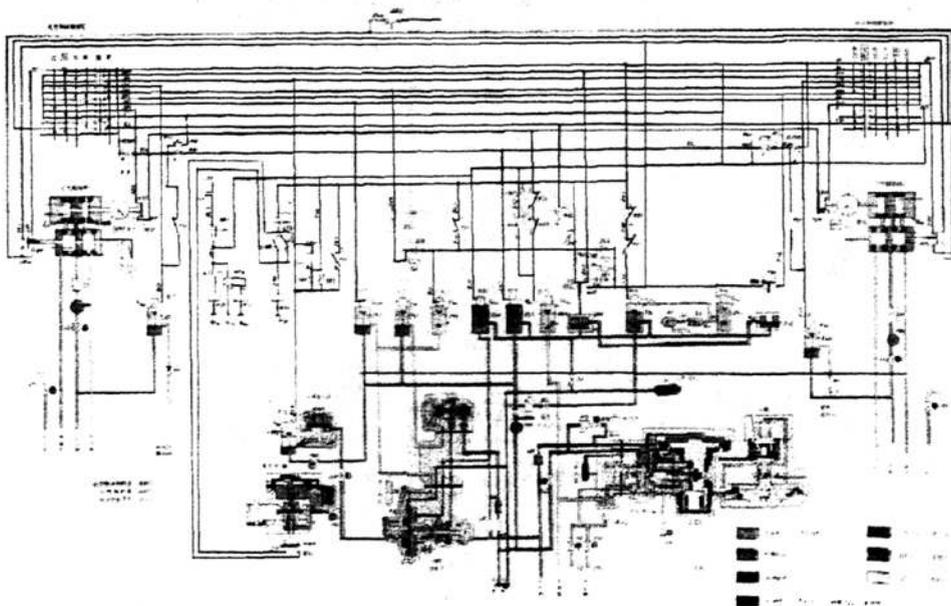


图 1.9 DK-1 型电空制动机组成

② 空气制动阀。它具有两个功能，一是相当于通常机车制动机的单独制动阀；二是它在通过电-空转换手柄转换后，可以实现全列车的常用制动和缓解控制，即相当于具有自动制动阀的部分功能。

③ 电空阀。即电磁阀。在 DK-1 型制动机上大多采用两位三通直动式电磁阀。

④ 调压阀。全套制动机共运用了 4 个调压阀，用以整定压力。

⑤ 中继阀。用均衡风缸的压力变化来控制列车管的压力。

⑥ ZDF 型电动放风阀。紧急制动时，该阀上的电磁阀失电，放风阀动作将列车管压力派向大气。

⑦ 紧急阀。受列车管压力控制，在紧急制动时加快列车管的排风速度。

⑧ 分配阀。根据列车管压力变化，控制机车制动缸制动或缓解。

DK-1 型电空制动机由于用电信号来传递控制信息，所以结构简单，操纵准确，便于检查修理。并且还有利于改进完善升级。

### 1.4.2 我国干线货物列车制动控制系统<sup>[1]、[3]、[9]、[13]</sup>

我国干线货物列车制动控制系统在解放初基本沿用解放前留下来的 K1、K2 型空气制动机，随着国家发展，经济生活的繁荣，货物运输吨位增加，车辆开始向 40 吨和 50 吨发展。因此 K1、K2 型空气制动机已难以满足需要了。在当时的历史条件下，我国老一辈的制动专家在 K1、K2 型空气制动机的基础上，研制了 GK 型空气制动机。在上世纪六十年代末，制动前辈们又独立自主的研制了 103 型空气制动机。八十年代末为了大秦线煤炭运输开行万吨列车的需要，在引进美国 ABDW 型制动机试用不太成功后，又自行研制了 120 型空气制动机。

#### 1.4.2.1 GK 型空气制动机

所谓 GK 型空气制动机的“G”，就是汉语拼音中“改”的声母。因此 GK 型空气制动机也就是由 K<sub>1</sub>、K<sub>2</sub> 型空气制动机改造而得的。在 K<sub>1</sub>、K<sub>2</sub> 型空气制动机的基础上将制动机的主控机构三通阀进行了必要的改造，增加了空重车调整装置而成（见图 1.10）。

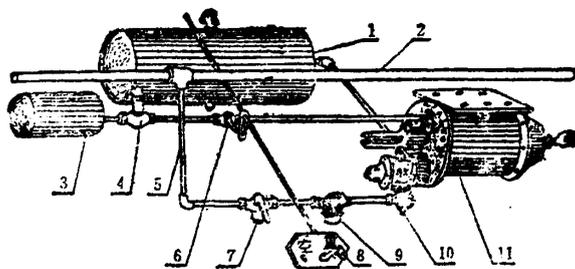


图 1.10 GK 型空气制动机

- 1-副风缸；2-列车管；3-降压气室；4-空车安全阀；5-制动支管；  
6-空重车塞门；7-截断塞门；8-空重车调整手柄；9-远心集尘器；  
10-GK 型三通阀；11-制动缸。

GK 型空气制动机主要有制动缸、副风缸、GK 型三通阀、列车管、空重车塞门、空车安全阀、空重车调整手柄和降压气室等组成。其中空重车塞门、空车安全阀、空重车调整手柄和降压气室等空重车塞门、空车安全阀、空重车调整手柄和降压气室等部件组成了两级手动空重车调整装置。该空重车调整装置解决了大吨位车辆重车制动能力不够或空车制动能力过大引起车轮滑行的问题。但由于只是两级调整，因此在不同车重的车辆间，仍存在着单位制动力分配不均匀的问题。同时由于是手动调节，在实际运用中存在着误调和漏调的问题。该空重车调整装置在调整原理上用的是在空车时扩大制动缸容积，以实现制动时降低制动缸压力的目的。因而不但浪费压缩空气（空车时充入降压气室的压缩空气并不起制动作用），更重要的是延长了空车缓解时制动缸的排气时间，致使列车队列中空重车

缓解不一致，引起不必要的列车冲动。

GK 型三通阀是 GK 型空气制动机的核心部件，主要有四个部分组成（见图 1.11）。作用部是个两压力的主控机构，根据列车管和副风缸两者压力的差别与平衡动作，从而使制动机产生制动、缓解或保压作用；递动部用来控制主控机构

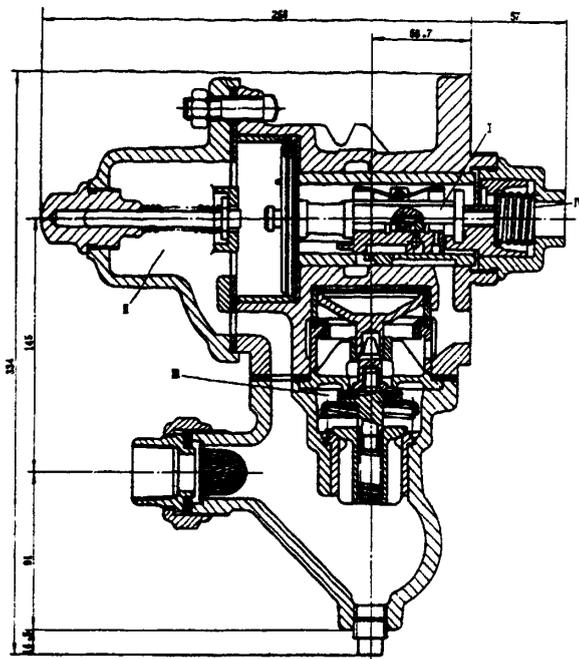


图 1.11 GK 型三通阀

I-作用部；II-递动部；III-减速部；IV紧急部。

向制动方向位移的距离，以产生不同的制动位（常用全制动、常用急制动或紧急制动）；减速部是控制主控机构向缓解方向位移的距离，得到充气缓解位和减速充气缓解位；紧急部是 GK 型三通阀相对于 K 型三通阀改动最大的地方，它使三通阀具有了局部减压性能，保证长大列车的制动波速，同时在紧急制动时具有制动缸变速充气性能，大大缓解了制动时的列车纵向冲击。

#### 1.4.2.2 103 型空气制动机

103 型空气制动机的组成见图 1.12 所示，主要由 103 型分配阀、副风缸、制动缸、工作风缸列车管等组成。103 型空气制动机与 GK 型空气制动机最大的区别是由 103 型分配阀代替了 GK 型三通阀。

103 型分配阀是间接作用式机构，其结构有主阀、紧急阀和中间体三部分组成（参见图 1.12）。中间体主要有三个作用：首先，它作为主阀和紧急阀的阀座；其次，作为分配阀与外界连接管路的管座；第三，它包含三个容积，代替了三个

小风缸。

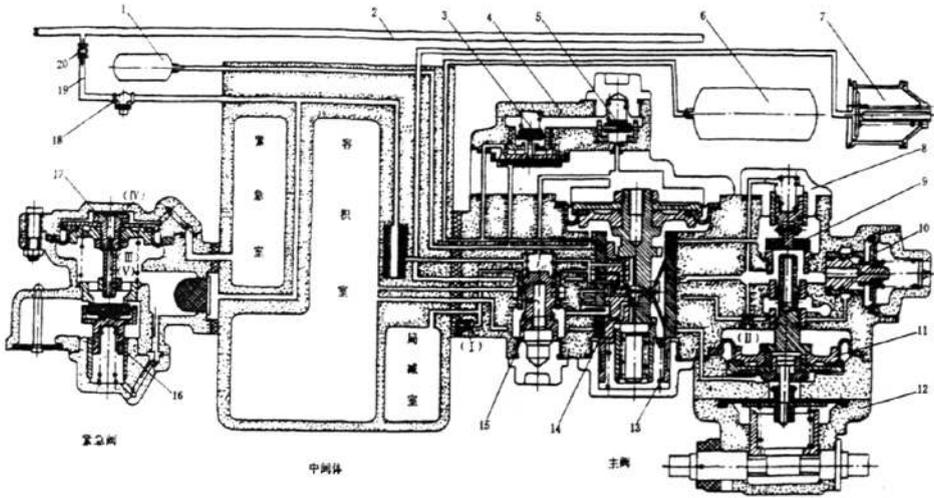


图 1.12 103 型空气制动机

1-工作风缸；2-列车管；3-充气阀；4-充气部；5-止回阀；6-副风缸；7-制动缸；8 均衡部；9-均衡阀；10-局减阀；11-均衡精鞣；12-空重车调整装置；13-减速部；14-作用部；15-紧急二段阀；16-紧急放风发；17-紧急精鞣；18-远心集尘器；19-制动支管；20-截断塞门。

103 型分配阀的主阀有作用部、均衡部、充气部、局减阀和紧急二段阀等五部分组成。作用部是 103 型分配阀的主控机构，根据列车管压力的变化来控制容积室的充、排气；同时在制动时，构成第一阶段和第二阶段局部减压通路。均衡部是制动缓解的执行机构，根据容积室压力来控制制动缸压力。充气部是用工作风缸压力来控制列车管向副风缸充气。局减阀在第二阶段局减时将列车管压力引入制动缸，既起到局部减压的作用，又让制动初期制动缸压力有个初跃升。紧急二段阀在紧急制动时控制容积室压力分二段上升，从而通过均衡部使制动缸压力也分二段上升，延长了制动缸升压时间，以减小纵向冲击。

紧急部主要用于紧急局减。即紧急制动时将列车管压力迅速排向大气，促使后部车辆迅速产生制动作用。

103 型制动机由于在常用制动时具有二阶段局减，常用制动波速比 GK 型空气制动机提高近一倍，因而更适合用于长大编组的列车。同时紧急制动时还具有强烈局减，所以紧急制动波速也达到创记录的二百七十多米。

由于采用间接作用方式，所以可以适用于不同直径的制动缸，并具有制动力不衰减性，保证长大下坡道制动的安全性。但这个良好的性能却使其在与 GK 型空气制动机混编时因其“勤奋的工作”而使闸瓦磨耗严重。

103 型空气制动机的空重车调整装置同样也是采用二级手动的，但在工作原理上采用的是中继阀式空重车调整，即在空车位制动时减少向制动缸的供风量，

这样在缓解时，就不会延长制动缸排气时间。

### 1.4.2.3 120型空气制动机

120型空气制动机的组成与103型空气制动机基本相同（见图1.13），差别是原来的103型分配阀由120型分配阀替代了，因此二者的差别也就是两个分配阀的差别。同时原工作风缸现更名为加速缓解风缸（容积相同）。

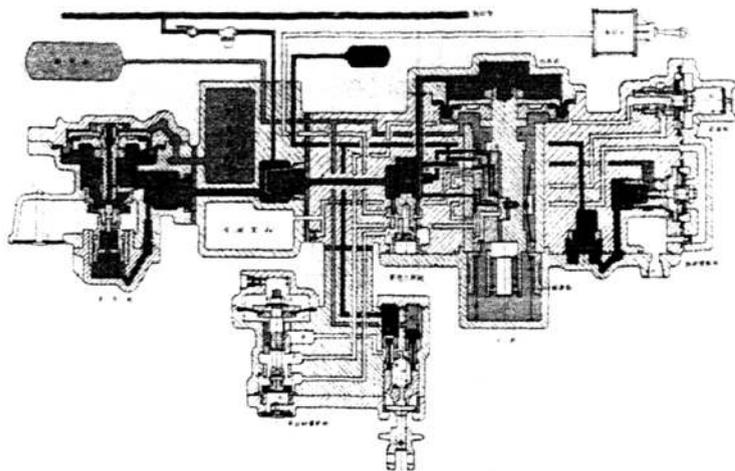


图 1.13 120型空气制动机

120型分配阀与103型分配阀在结构上有颇多相似之处，甚至有近一半的零部件是通用的。但是，在作用方式上却存在根本的不同。120型分配阀与GK型三通阀相同，又采用了直接作用方式。因而避免了与GK型三通阀混编时的问题。结构上也简单一些。

相对103型分配阀，120型分配阀增加了加速缓解阀、和半自动缓解阀。在加速缓解风缸的配合下，加速缓解阀在缓解时产生一个局部增压作用，促使后部车辆加速缓解。提高了列车的缓解波速，大大改善了列车低速缓解时的纵向冲击作用。从而使该制动机基本适合于万吨列车。120型分配阀加装了半自动缓解阀后，使列车在编组调车作业时带来了极大的方便，提高工作效率，减轻作业人员劳动强度。

120型分配阀的紧急阀在103型分配阀紧急阀的基础上加装了先导阀，使紧急阀在解决紧急制动灵敏度和安定性这对矛盾中取得了较好的效果。

### 1.4.3 我国干线旅客列车制动控制系统<sup>[1]、[3]、[11]~[13]</sup>

我国干线旅客列车制动控制系统的发展历程与干线货物列车制动控制系统的发展有颇多相似之处。解放初沿用的是L型空气制动机；五十年代L型空气制动机改造后形成了GL型空气制动机。七十年代初，在研制货车103型制动机的

同时，研制了适用于旅客列车的 104 型空气制动机。八十年代又研制了 F8 型空气制动机。九十年代在我国研制 160km/h 准高速列车同时，又将上述两种制动机分别加装电控装置而成为 104 加电控空气制动机和 F8 加电控空气制动机。

### 1.4.3.1 104 型空气制动机及 104 加电控空气制动机

104 空气制动机的组成与 103 空气制动机基本相同，唯一的差别是二者的分配阀分别是 104 型分配阀和 103 型分配阀。见图 1.14。

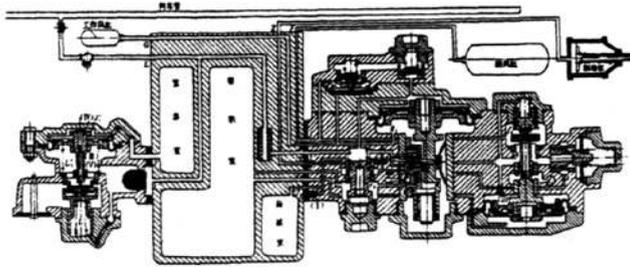


图 1.14 104 型空气制动机

104 型分配阀与 103 型分配阀的差别是由他们的使用对象的不同而引起的。104 型分配阀用于旅客列车，而旅客列车的编组不象货物列车那么长，空重车的车重变化也不大，但是对安全性和舒适性的要求较货物列车高。因此 104 型分配阀取消了紧急二段阀，代之以紧急增压阀，在紧急制动时使制动缸获得比常用制动更高的压力。同时 104 型分配阀取消了空重车调整装置。

104 加电控空气制动机是在 104 型空气制动机的基础上，增加了一个缓解风缸、一块电磁阀安装座（加装在 104 分配阀的主阀和中间体之间）和三个电磁阀而成的（见图 1.15）。三个电磁阀与列车电控制动线相连（见图 1.16）。制动导

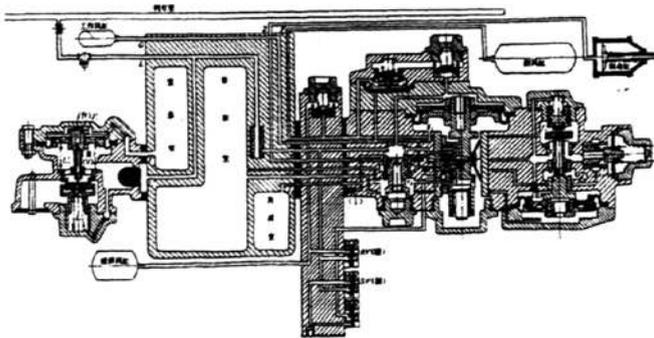


图 1.15 104 加电控空气制动机

线得电时制动电磁阀动作，使列车管减压，104 分配阀产生制动作用。当环节导线得电时，缓解电磁阀动作，将缓解风缸内的压力空气充入列车管，列车管得到局部增压，104 分配阀缓解。由于 104 分配阀为两压力阀，不具备阶段缓解性能，

因此 104 加电控空气制动机特设一个缓解电磁阀，以得到阶段缓解性能。

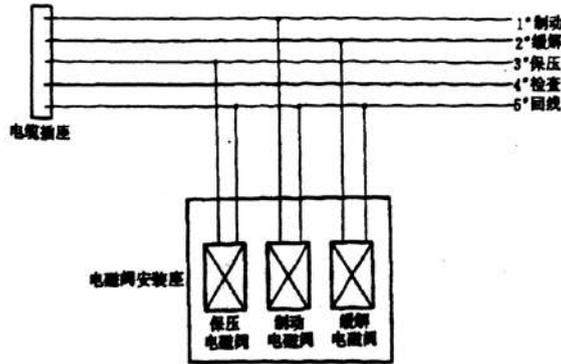


图 1.16 104 加电控的导线连接示意图

### 1.4.3.2 F8 型空气制动机 F8 加电控空气制动机

F8 型空气制动机的组成与 104 型空气制动机相同，区别在于前者采用的是 F8 型分配阀，而后者是用 104 型分配阀。

F8 型分配阀（见图 1.17）为三压力机构阀，其结构原理与 104 型分配阀有叫大的差别。F8 型分配阀有主阀、辅助阀和中间体三部分组成。中间体的作用与 103/104 型分配阀相同，只是内部只有两个容积。辅助阀的作用与 103/104 分配阀的紧急阀也相同，但结构有明显区别。F8 的主阀是三压力机构，靠列车管、工作风缸和制动缸三者压力的差别与平衡来控制制动缸增压或减压。由于采用了三压力机构，F8 型分配阀具有阶段缓解性能。同时由于设计者的巧妙设计，在将 F8 型分配阀上的一块转换盖板转个角度后，该阀亦可作两压力机构阀使用，既具有一次缓解性能。

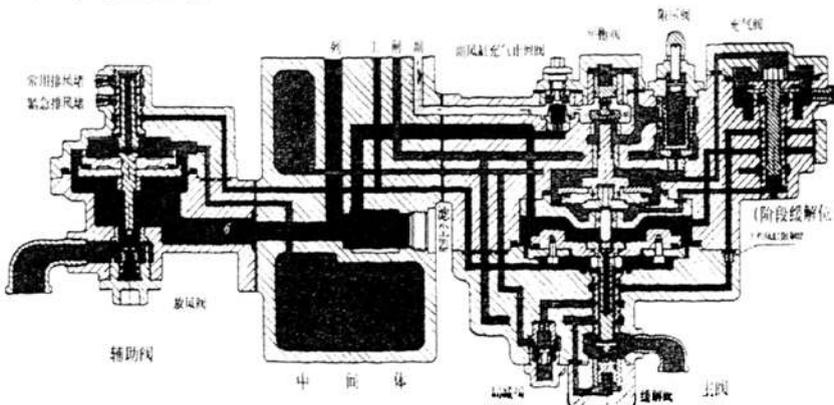


图 1.17 F8 型分配阀

F8 加电控空气制动机是在 F8 空气制动机的基础上加上一个电控阀箱（见图 1.18）而成，该电控阀箱通过四根管路与原 F8 型空气制动机的列车管、副

风缸、制动缸和工作风缸相连。必要时可通过安装在连接管路中的四个塞门切断

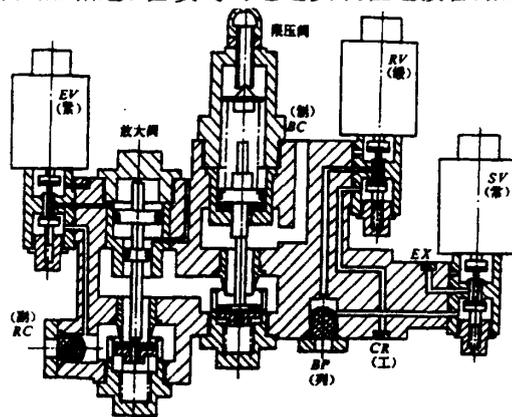


图 1.18 F8 电控阀箱原理

连接，取消电控作用。电控阀箱有一个常用制动电磁阀、一个缓解电磁阀、一个紧急制动电磁阀、一个放大阀和一个限压阀组成。常用制动电磁阀在得电时使列车管压力通过一缩孔排向大气，导致列车管减压，F8 型分配阀产生制动作用。F8 型空气制动机的电控缓解方案充分利用了 F8 型分配阀三压力机构阀的优势，不需要增加缓解风缸等特殊部件，仅在缓解电磁阀得电后勾通 F8 型分配阀主鞣上下两侧压力，使三压力机构阀失去平衡，导致 F8 型分配阀产生缓解作用。电控阀箱内的紧急制动电磁阀、放大阀和限压阀组成了紧急制动电控的气路；紧急制动电磁阀的电后打开放大阀，使副风缸压力直接通向制动缸，产生紧急制动作用；为防止制动缸压力过大使车轮发生滑行，由限压阀限制其最高压力不超过 480kPa。显然 F8 加电控后紧急制动性能明显改善。

#### 1.4.4 我国地铁列车制动控制系统

轨道交通作为相对环保的大流量交通工具，已被全世界各个大中城市作为解决交通问题的首选。近十几年来，随着我国国民经济的增长，国内越来越多的城市已经、正在或将要修建地铁、轻轨或市郊快速轨道交通。未来的几十年我国对轨道交通车辆的需求量是巨大的。对于事关城市轨道交通车辆安全、正点的制动系统，由于其部件寿命远低于整车寿命，因此其需求量更是巨大。目前在批量订购新车时，城市轨道交通车辆制动系统的价格约占整车价格的 10%；然而在车辆运用维护时制动系统部件的增购价格约为新车时的 5 倍左右。所以从整车的寿命成本来讲，制动系统所占的比例将远远超过 10%。鉴于此，充分认识我国城市轨道交通车辆制动技术的现状是极其必要的。

### 1.4.4.1 我国城市轨道交通车辆制动技术回顾

#### 1.4.4.1.1 DK 型自动式电磁空气制动系统

我国城市轨道交通车辆制动技术的起源应该追溯到上世纪六十年代北京修建我国第一条地铁时。我国自行设计制造了地铁列车，鉴于当时的技术条件，在该列车上采用了 DK 型自动式电磁空气制动系统，基础制动装置为踏面制动。其技术脱胎于干线旅客列车的 LN 型制动机，主控机构先期直接采用 GL<sub>3</sub> 型三通阀；六十年代末又设计制造了膜板分配阀，在操纵灵活性和可靠性上较 GL<sub>3</sub> 型三通阀有所提高。该制动系统在电阻制动与空气制动的匹配上采用切换方式，因而制动力控制性能较差。

#### 1.4.4.1.2 SD 型数字式气压计算型电控制动系统

随着可控硅斩波技术的发展，地铁车辆逐步采用斩波控制动力制动（再生制动或电阻制动）。但这种控制技术使动力制动制动力在制动初期上升较慢，而列车快要停车时又衰减较快。因此需要空气制动力作及时补偿。为此我国有关工厂、高校和科研院所一起，研制了 SD 型数字式气压计算型电控制动系统，其原理见图 1.19。

该制动系统由制动控制器、空重车调整阀、七级中继阀、控导阀、空电转换器、紧急电磁阀、备用电磁阀、双向阀、故障缓解电磁阀等组成。

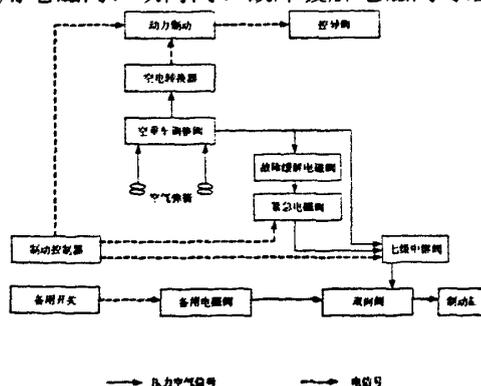


图 1.19 SD 型数字式气压计算型电空制动系统原理图

该制动系统较 DK 型自动式电磁空气制动系统在动力制动与空气制动的配合、制动和缓解的一致性、与列车自动控制装置的接驳等性能上具有明显优势。但由于其数字式气压控制型的特点，决定了它在制动力的精确控制、动力制动能力的充分运用上存在着改进的余地。并且在实践中，控导阀的性能受材料和工艺的影响极大。

## 1.4.4.1.3 AR12 电气控制型模拟指令式制动系统

AR12 电气控制型模拟指令式制动系统原理图见图 1.20。该系统由制动控制器、编码器、解码器、EP 单元、中继阀、台车中继阀、制动缸等组成。

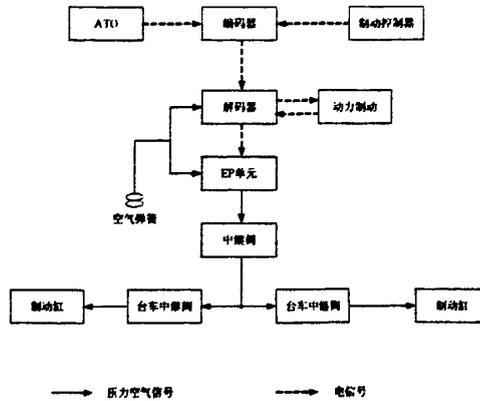


图 1.20 ARR 电气控制模拟指令式制动系统原理图

该制动系统采用了电气控制和模拟信号传递，因此可以做到动力制动与空气制动的连续配合，制动力控制更为方便。但由于该制动系统采用电子逻辑电路进行控制，因此难以实现拖车利用动车电力制动能力；并且系统的通用性不强；更主要的是它不能实现故障的实时监控。

## 1.4.4.1.4 微机控制直通电空制动系统

改革开放后，我国逐渐开始了修建城市轨道交通的高潮，九十年代初从上海开始，然后是广州、北京、深圳，到现在的武汉、南京、大连等地。除了长春轻轨车辆的制动系统采用了 AR12 电气控制型模拟指令式制动系统之外，其它城市轨道交通车辆的制动系统均采用国外引进的制动系统。主要有德国 Knorr 和日本 Nabco 等公司的产品。这些制动系统均采用了微机控制直通电空制动系统，其原理见图 1.21。

制动控制器（有可能与牵引控制器合二为一）或自动驾驶系统（ATO）给出制动或缓解指令至调制及逻辑控制器，在不同系统该指令有采用模拟信号的，也有采用数字信号的。调制及逻辑控制器将指令转换成 PWM 信号传递（也有系统将其上网，通过列车网络传递）或直接传递（数字信号）到每辆车的微机制动控制单元。微机制动控制单元根据指令及车重计算所需的制动力，并根据充分利用动力制动制动能力的原则发出动力制动和空气制动指令；同时它还对制动系统进行实时监测，并将检测结果通过列车网络传送给相应的系统；它还检测轮对速度，对防滑阀进行控制，以防止车辆滑行。气制动控制单元由气动元件组成，它负责将空气制动指令转换成相应的制动缸压力控制信号，同时将相关压力转换成电信号反馈给微机制动控制单元。

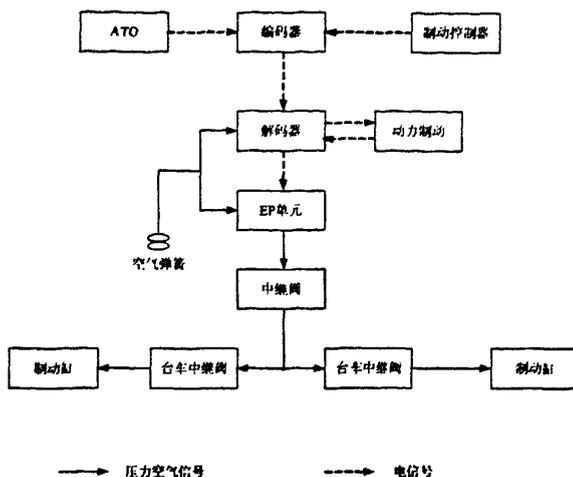


图 1.21 微机控制直通电空制动系统子系统原理图

#### 1.4.4.2 目前我国城市轨道交通车辆主要采用的制动系统及其特点

近十几年来，我国已修建了近千公里城市轨道交通线。如前所述，这些线上城市轨道交通车辆的制动系统大都采用微机控制直通电空制动系统，原理基本相同，但在具体的实施方法上有所区别。主要有三种形式。

一是以上海和广州 1、2 号线为代表的德国 Knorr 公司的城市轨道交通车辆制动系统，系统是目前国内 A 型车上运用最广的制动系统。该系统为模拟式制动系统，制动指令采用 PWM 信号或网络信号传递到每个车辆的微机制动控制单元。微机制动控制单元一般单独设置在车厢内。而气制动控制单元由两块气动集成板和风缸等组成，分别固定在车辆底架下。系统结构紧凑。目前深圳、南京地铁和大连轻轨，甚至部分国内试制的高速电动车组上也采用了该制动系统。

二是以北京、天津为代表的 B 型车上采用较多的 Nabco 公司 HRDA 型制动系统。系统为数字式制动系统。即常用制动指令采用三根指令线编码，共七级。微机制动控制单元与气制动控制单元集成在一起，固定于车辆底架下面。由于采用了流量比例阀进行 EP 控制，因此气制动控制单元较为简单。该制动系统批量采购价相对低些。在武汉轻轨和重庆独轨等项目上也采用了此制动系统，基础制动根据车辆的不同有所区别。

三是以上海 3、5 号线为代表的原英国 Westinghouse 公司（现已被 Knorr 公司收购）的微机控制直通电空制动系统。系统按整车模块化原则设计，集成度较高。它将微机制动控制单元、气制动控制单元、风缸、风源等除必须安置在转向架附近的部件外，全在一个安装架上集成安装，方便运用维护。该系统同样采用 PWM 信号传递制动指令，为模拟式制动系统。EP 转换采用四个开关电磁阀闭环控制的方法。

以上三种形式制动系统的特点见表 1.3。除这三种形式外，Knorr 公司正在

推出一种基于架控（转向架控制）的制动系统 EP2002，其原理参见图 1.22。该制动系统的突出优点是配合架控的牵引系统可更充分地利用动力制动能力，并在制动系统故障时制动力切除单位较小（一个转向架）。该系统尚未正式投入使用，全球首个用户为广州 3 号线。

表1.3 目前国内主要城市轨道车辆制动系统特点

序号	内容	德国 Knorr 公司的城市轨道交通车辆制动系统	Nabco 公司 HRDA 型制动系统	原英国 Westinghouse 公司的城市轨道交通车辆制动系统
1	特征	微机控制模拟式直通电空制动系统	微机控制数字式直通电空制动系统	微机控制模拟式直通电空制动系统
2	指令方式	模拟式：PWM 或网络	数字式：三线编码七级指令	模拟式：PWM
3	动力与空气制动配合	充分利用动力制动能力，一个编组单元内连续配合（上海 1 号线除外）	充分利用动力制动能力，一个编组单元内连续配合	充分利用动力制动能力，一个编组单元内连续配合
4	制动控制方式	模拟式直通式电空		
5	常用制动 EP 方式	制动、缓解各一个模拟阀闭环控制	一个流量比例阀闭环控制	制动、缓解各二个开关阀闭环控制
6	空重车调整	常用制动：空簧采样，微机计算 紧急制动：限压阀根据空簧压力限压		
7	紧急制动	单独回路控制，失电制动，纯空气制动		
8	防滑控制	动力制动与空气制动分别控制		
9	系统结构	微机控制制动单元安装于车厢内 气制动控制单元集成化，从广州 2 号线开始模块化设计	制动微机控制单元和制动气动控制单元集成一个机箱中	系统模块化
10	故障检测	车辆控制系统具有故障诊断、故障存储及故障显示功能，同时通过网络或总线进行集中监控		

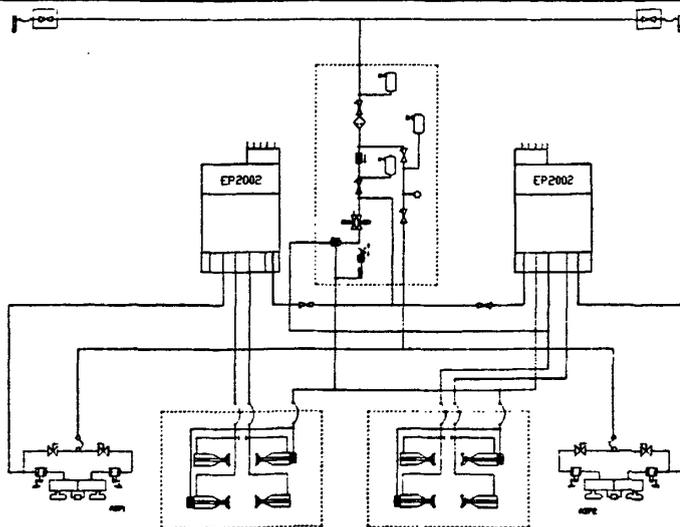


图 1.22 制动系统 EP2002 原理图

## 1.5 论文研究的内容

### 1.5.1 文献综述结论

从国外高速动车组和新型城市轨道交通车辆制动系统的发展过程看,近几十年来随着微机技术的成熟,制动系统基本上均采用了微机控制技术。微机控制技术的应用,使动力制动与空气制动的协调变得比较容易,可以实现一个单元甚至整列车动力制动能力的充分利用。同时微机的运用,使制动系统的故障监测得以实时进行,提高了系统的可靠性,大大降低了重大事故发生的概率。

在空气制动控制上,除德国仍采用自动式制动机外,其余大都采用了直通式控制。直通式制动系统结构简单、灵敏度高、制动力控制精确。在动力制动与空气制动的实时配合上具有自动式制动难以达到的灵敏性,因而比较适用于动力分散的列车。

制动指令的传输方式有数字式和模拟式之分。从理论上分析,模拟式制动指令使司机控制列车更加方便,停站更精确。但从采用数字式指令的制动系统中分析,在制动力控制方式上无一例外的采用了模拟式控制方式。因此在动力制动与空气制动的配合上可以达到较为理想的状态。对采用数字式指令的制动系统,如果停站制动指令仍采用数字方式传递,要达到精确停站将需要在其他方面作出一些努力。

对于时速 300 及其以上的高速列车,采用动力分散形式的动车组已被广泛接受,而城市轨道交通车辆几乎均采用动力分散形式。因此,微机控制直通电空制动系统无疑是今后的一个发展方向。

然而,国内干线列车制动控制系统仍停留在空气制动系统阶段,即使在提速客车中运用的电空制动机,也仅仅是电磁空气制动机,相当于国外五、六十年代的水平。空气制动机由于其系统功能所限,不可能适应高速列车的需要。如前所述,铁道部试图通过引进的方法得到微机控制直通电空制动系统技术。但由于国外公司普遍拒绝转让核心技术,因此国内要真正掌握这类制动系统的技术,必须独立自主研制。

国内新型地铁虽然采用了微机控制直通电空制动系统,但均为国外产品。价格、服务受制于人。致使国家发改委要求的 70%国产化率难以真正实现。

### 1.5.2 研究方法及论文结构

如前所述,本研究的目的是提出适合于我国现阶段需求并具有自主知识产权的微机控制的模拟式直通电空制动系统。因此首先将对目前国内轨道交通车辆制动系统进行了解和分析,同时重点对国内近年引进的地铁列车和国外高速列车的制动系统特点进行分析、研究。在此基础上设计开发一套微机控制直通电空制动

系统进行试验研究。根据试验研究结果再进行系统应用邻域的拓展研究。

本文分三个层次,从本章为第一层次。首先根据选题背景提出了本文的研究内容。其次通过对国内轨道交通制动控制技术的分析罗列,明确了国内的现有水平;同时通过分析了解国外高速和新型城市轨道交通车辆制动控制系统的形式和特点,显示了国内外在制动控制系统技术上的差距和发展方向。

第2章到第5章为第二层次。是选题的核心研究内容。第2章首先对微机控制直通电空制动系统的方案进行了研究,提出了微机控制直通电空制动系统的技术要求。然后以此作为设计依据,设计了适用于200km/h动力分散动车组的微机控制直通电空制动系统。第3章介绍了微机控制直通电空制动系统一些关键技术的研究及其结果。第4章首先研究设计了适用于微机控制直通电空制动系统的静置试验台。其次提出了微机控制直通电空制动系统地面系统试验大纲和运行试验大纲。然后通过试验分析研究所设计的制动系统的性能指标。第5章对所设计的微机控制直通电空制动系统进行了可靠性的初步分析,从而得出提高系统可靠性的途径及其理论依据。

第6章到第8章为第三层次,是选题内容的拓展研究。第6章针对国内新型城市轨道交通车辆制动系统被国外产品垄断的局面,分析了自主开发研究城市轨道交通车辆制动系统的基础。研究设计了国产化地铁列车制动系统的方案。第7章根据上海市的发展低速磁浮的规划,做了一个采用微机控制直通电空制动的低速磁浮制动系统方案。第8章在200km/h动力分散动车组采用微机控制直通电空制动系统取得一定经验的基础上,对我国即将开发的300km/h动车组制动系统的主要参数作了深入研究。

第9章结束语。最后总结了论文的主要工作、有关结论及创新点,提出了有待进一步研究的课题。

## 第2章 微机控制直通电空制动系统方案研究

“八五”期间我国开始探索高速铁路技术,进行了包括高速动车组在内的预研究工作。但鉴于当时国外高速铁路技术发展的水平,以及我们对此的了解和认识程度,国内最先开展的是以动力集中模式为主的高速列车技术研究。到“九五”期间,根据世界高速技术发展的趋势,又开展了动力分散模式高速动车组的研究。并于97年正式立项进行200km/h动力分散型电动车组研制。制动系统研制作为其一个支课题也立入了国家重点科技项目攻关计划(合同编号:97-417-02-08)。因此制动系统的研究将以200km/h动力分散型电动车组为基础。其制动控制系统也将以此为基础。

### 2.1 200km/h 动力分散型电动车组制动系统方案研究

#### 2.1.1 制动系统适用范围

制动系统适用于具有最高运营速度200km/h、最高试验速度250km/h的动力分散式电动车组。

#### 2.1.2 制动方式

从国外经验看,高速列车都有动力制动方式和摩擦制动方式。摩擦制动作为安全制动方式必须满足动力制动失效时的制动需求。由于最高运营速度为200km/h,因此摩擦制动可采用盘形制动方式。考虑盘形制动可能导致粘着系数下降,在安装空间容许的情况下建议加装踏面清扫器。由于电动车组采用VVVF控制,因此动力制动采用再生制动方式。列车为干线车,站距较长,所以不建议采用需要增加设备、重量和安装空间的电阻制动。

制动控制系统采用微机控制直通电空制动系统,复合制动控制模式。考虑国内第一次研制这种制动系统,万一不理想不能影响整车的研制试验工作,所以考虑设置备用制动系统。从可靠的原则出发,采用自动空气制动机为备用制动控制系统。德国ICE列车虽然也由自动空气制动机作为空气制动力的最后控制(参见1.2.2),但它是微机控制的自动式电空制动系统,而本方案是将自动空气制动机仅作为备用制动控制系统用。因此本控制系统将由制动指令发生与传递系统、动力制动控制系统(再生制动)、微机控制的直通式电空制动系统、电子防滑器和备用制动系统(自动空气制动系统)等组成。其中直通式电空制动系统与备用空气制动系统的基础制动是同一套装置。

## 2.1.3 设计原则

### 2.1.3.1 列车制动控制系统指令传输途径

(1) 列车设有列车管，必要时可直接通过控制列车管压力变化来控制自动空气制动系统的工作。

(2) 列车设有电空制动控制电缆。可由头车的制动控制器，通过该控制电缆向各车辆的制动控制单元发出指令，各车辆的制动控制单元控制本车辆直通空气制动系统的工作。电空制动控制电缆中设有非常制动控制线。列车必要时可通过直接切断非常制动控制线，实施非常制动。

(3) 列车设有计算机控制网络。通过网络在各车辆之间传递制动的控制、状态及故障等信息，各车辆的制动控制单元根据从网络上获取的信息，控制本车辆直通空气制动系统的工作，并收集制动状态信息和故障信息，以及进行必要的故障诊断和自处理工作。

(4) 当二条或二条以上制动控制途径发出制动指令时，以强制制动指令优先。

### 2.1.3.2 动力制动

电动车组每辆动车应具有动力制动性能，动力制动采用再生制动方式，制动时将制动能量反馈到接触网。

(1) 动车的再生制动轴制动力  $B$  随速度  $V$  变化的大小如图 2.1 所示：

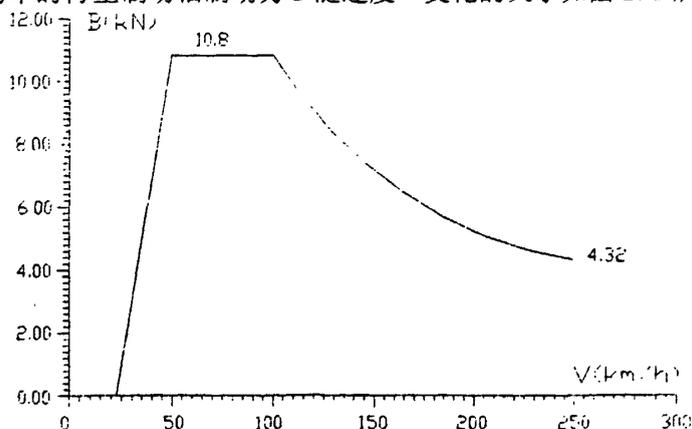


图 2.1 动车再生制动轴制动力

(2) 再生制动发生故障时，直通空气制动系统必须自动补足。

(3) 再生制动力额定值的确定由司机主控制器（主手柄）、制动控制器或其它自动控制装置发出指令，计算机控制网络计算后产生，并由控制网络通过牵引控制单元实施。

(4) 在由计算机控制系统控制的自动停车、连续式列车运行自动控制和紧急

制动中，应控制再生制动产生最大允许的制动力。

### 2.1.3.3 直通电空制动系统

(1) 各车辆的制动控制单元根据计算机控制网络或电空制动控制电缆的指令，通过电空单元等部件实现正常的制动或缓解。

(2) 动力轴安装轮盘式盘形制动装置，非动力轴安装轴盘式盘形制动装置。

(3) 为提高对粘着系数的利用程度，缩短制动距离，采用踏面清扫装置和微机控制的高性能防滑器。

(4) 每辆车的直通电空制动系统中都设有一个不大于 150 升的贮风缸作为制动缸的风源。

(5) 列车设有一根沿全列车贯通的主风管(1<sup>″</sup>)，用于给贮风缸等提供压缩空气。车辆联挂时各辆车的主风管通过车钩自动贯通，解钩或断钩时自动关闭。主风管压力为 750kPa~900kPa。

### 2.1.3.4 备用的自动空气制动系统

备用制动系统在电动车组回送、联挂或电动车组的其它制动系统发生故障、无法使用时工作。

(1) 备用制动的制动力额定值由司机操纵制动控制器通过控制列车管压力产生。各车辆的自动空气制动机根据列车管压力变化控制制动缸的制动与缓解。

(2) 列车管(1<sup>″</sup>) 在车辆联挂时通过车钩自动连接，解钩或断钩时通大气。每辆车的列车管在靠近两端车钩处设有折角塞门。列车管定压 600kPa。

(3) 其它制动系统发生故障时，通过司机操纵台上的备用制动切换开关转入备用制动系统工作状态。备用制动系统根据制动控制器手柄所处位置，自动控制列车管压力的变化。

### 2.1.3.5 制动系统基本参数

(1) 200km/h 速度时平直道上的紧急制动距离不大于 1800m。250km/h 速度时平直道上的紧急制动距离不大于 2850m。

(2) 轮轨粘着系数以下列公式（国内测试数据为依据，考虑了防滑器的作用后的衍推值）作为计算依据：

$$\psi = 0.0486 + 16.26 / (V + 120) \quad (2.1)$$

式中 V 为列车运行速度 (km/h)。

(3) 制动盘与闸片的距离平均摩擦系数：

200km/h 速度时  $\geq 0.33$ ；

250km/h 速度时 $\geq 0.32$ 。

(4) 运行阻力按下列公式计算:

$$w = 12.65 + 0.0486V + 0.0015V^2 \text{ N / t} \quad (2.2)$$

式中  $V$  为列车运行速度 (km/h)。

### 2.1.3.6 制动能力要求

(1) 全列车制动率应不小于 29.8% (制动盘与闸片的摩擦系数符合 2.1.3.3 要求), 动车与拖车的制动率为 29.8% 左右。

(2) 列车计算机控制网络具有再生制动与空气制动联合制动控制功能, 且具有充分发挥再生制动的滞后充气制动控制功能。

(3) 当制动指令仅靠电空制动控制电缆传输时, 列车的制动力将全部由直通电空制动系统产生。

(4) 由列车计算机网络控制制动时, 常用制动应优先发挥再生制动作用, 紧急制动应用足再生制动, 不足部分由直通电空制动补充。

(5) 在下坡道 (见表 2.1) 或个别车辆空气制动故障情况下 (见表 2.2) 应限速运行或停运。

表2.1 下坡道上限速

加算坡度 (%)	10	20	30
限速(km/h)	190	180	160

表2.2 空气制动故障情况下限速

采用直通电空制动	无失效	17%失效	33%失效 [注 1]	33%以上失效
限速(km/h)	200[注 2]	160	140	停运
采用自动空气制动	无失效	17%失效	33%失效[注 1]	33%以上失效
限速(km/h)	180	160	140	停运

注 1: 失效车辆在列车队列中不应连续编组。

注 2: 当 25% 以上的动力制动失效时, 应限速 180km/h。

(6) 保证弹簧停放制动有足够的制动能力。

### 2.1.3.7 舒适度要求

(1) 紧急制动的平均减速度不大于  $1.4\text{m/s}^2$ 。

(2) 常用制动的平均减速度不大于  $0.8\text{m/s}^2$ 。

(3) 制动时不影响舒适性的纵向冲动允许值为  $0.75\text{m/s}^3$ 。

## 2.1.4 制动设备性能要求

### 2.1.4.1 环境条件和工作条件

制动系统应在下列条件下正常运行:

- (1) 最高环境空气温度为  $40^{\circ}\text{C}$ ;
- (2) 最低环境空气温度为  $-25^{\circ}\text{C}$ ;
- (3) 空气最大相对湿度 90%;
- (4) 供电电源  $\text{DC}110\text{V}^{+10\%}_{-30\%}$ 。

### 2.1.4.2 制动控制装置

(1) 正常制动、缓解操纵时,由列车计算机控制网络控制再生制动和空气制动的联合作用,再生制动通过牵引控制单元实现,空气制动通过制动控制单元实现。

(2) 列车计算机控制网络控制常用制动时,应具有“滞后充气制动控制”功能。

(3) 当计算机网络出现故障时,电空制动控制电缆应自动完成制动信号传输,通过制动控制单元实现直通电空制动。

(4) 当直通电空制动出现故障时,自动空气制动系统依靠列车管压力变化实现制动、缓解作用。

### 2.1.4.3 直通电空制动系统

直通电空制动系统根据列车计算机网络或电空制动控制电缆的控制指令,来实现正常制动、缓解作用。主要性能如下:

- (1) 空走时间在 1s 左右;
- (2) 操纵方便,动作灵敏迅速;
- (3) 适应自动控制要求。

### 2.1.4.4 盘形制动装置

盘形制动装置采用特种合金制动盘和粉末冶金闸片,动力轴安装两套轮盘式制动盘,非动力轴安装三个轴盘式制动盘。性能要求如下:

- (1) 制动盘及闸片的抗热温度不小于  $600^{\circ}\text{C}$ ;
- (2) 动车每个制动盘承受的制动功不小于 13MJ;
- (3) 拖车每个制动盘承受的制动功不小于 17MJ;
- (4) 闸片磨耗量不大于  $1.5\text{cm}^3/\text{MJ}$ ;

(5) 应保证零部件的充分散热和便于维修、安装、更换。

#### 2.1.4.5 微机控制的电子防滑器

- (1) 制动时能有效地防止导致车轮擦伤的滑行；
- (2) 具有自诊断和邻轴补位等故障安全功能；
- (3) 具有电源自动通断功能；
- (4) 具有良好的抗冲击、抗干扰和绝缘性能。

#### 2.1.4.6 安全防护和应急设备

(1) 动车装设用于列车停放时制动用的弹簧储能制动机，该制动机必须确保列车在 12‰ 下坡道上的停放。

(2) 在列车运行过程中应能随时显示制动系统的有关信息，包括制动机失效和防滑器设备的故障，并监视空气压力等。

(3) 在司机室和乘务员室内设有供非常情况下使用的非常制动操纵器具和报警装置作为应急设备。

## 2.2 200km/h 动力分散型电动车组制动系统方案

相对于动力集中型列车，动力分散型列车由于动力制动分散在各节车辆上，因而更有利于动力制动能力的充分发挥，可大大地减少摩擦制动摩擦副的磨损，从而降低运行成本。

### 2.2.1 基本参数补充

#### 2.2.1.1 列车组成

200km/h 电动车组试验列车共有六节车辆组成。其中四辆动车，二辆拖车；两辆动车和一辆拖车组成一个单元，共二个单元。编组形式为：

动车(Mc)+拖车(Tp)+动车(Mi)+动车(Mi)+拖车(Tp)+动车(Mc)

其中 Mc—带司机室动车；

    Tp—带受电弓拖车；

    Mi—动车。

#### 2.2.1.2 列车重量

根据 200km/h 电动车组总体技术条件，本列车各车的轴重为 14.5 吨；每车重 58 吨；列车总重 348 吨。

## 2.2.2 制动系统方案设计

200km/h 电动车组制动系统首先应保证列车在 200km/h 速度下运营和 250km/h 试验速度下的安全性；同时应充分考虑动力分散型列车的特点，充分利用各动车的再生制动能力。其次还应考虑制动时乘客的舒适性以及司机控制的方便、灵活性。国外高速列车，较好地考虑了上述问题。日本新干线高速动车组的制动系统在系统设计上具有较好的系统观点，使列车在动力制动能力的利用、防滑控制上具有较为成功的经验，但新干线制动系统也有零部件外形粗糙、笨重的缺陷。而欧洲的制动系统部件做工精巧、性能稳定、技术先进。在详细分析了日本和欧洲的微机控制电空制动系统（参见 1.2）后，考虑国内基础技术水平做出了以下的设计方案。

200km/h 电动车组制动系统按系统组成可分为制动控制系统和基础制动装置两大部分；按工作原理又可分为模拟式直通电空制动（具有与动力制动配合功能）和自动空气制动（备用制动）两类。制动系统可实现下列三种制动工况：

**常用制动** 由司机通过制动控制器或由 ATP 控制产生，直通电空制动系统自动实现充分利用再生制动能力和冲动限制功能，250km/h 制动初速时的设计平均减速度为  $0.14\sim 0.8\text{m/s}^2$ 。

**紧急制动** 由司机通过制动控制器或由 ATP 控制产生。直通电空制动系统自动控制再生制动达到最大值，同时控制空气制动补足制动力不足部分。250km/h 制动初速时的设计平均减速度为  $1.0\text{m/s}^2$  左右。

**非常制动** 为纯空气制动。通过控制各辆车的车长阀或司机室驾驶台上的非常制动按钮实现，也可由 ATP 产生。直通电空制动自动控制实现两级空气制动，以充分利用粘着，缩短制动距离。如采用自动空气制动，则只能是一级空气制动。这里需要特别指出的是在采用自动空气制动时，紧急制动与非常制动的制动力是一样的。

### 2.2.2.1 制动系统组成

#### 2.2.2.1.1 制动控制系统

该系统主要有制动信号发生与传输部分，微机制动控制单元，气制动控制单元，备用制动控制系统等部分组成。

##### 2.2.2.1.1.1 制动信号发生与传输部分

制动信号发生与传输部分由制动信号发生和制动信号传输两部分组成，见图 2.2 所示。前者用于在司机控制下，产生制动、缓解等信号，主要由制动控制器及非常制动开关（152SB、153SB、652SB、653SB）、空电转换选择开关（153SA、

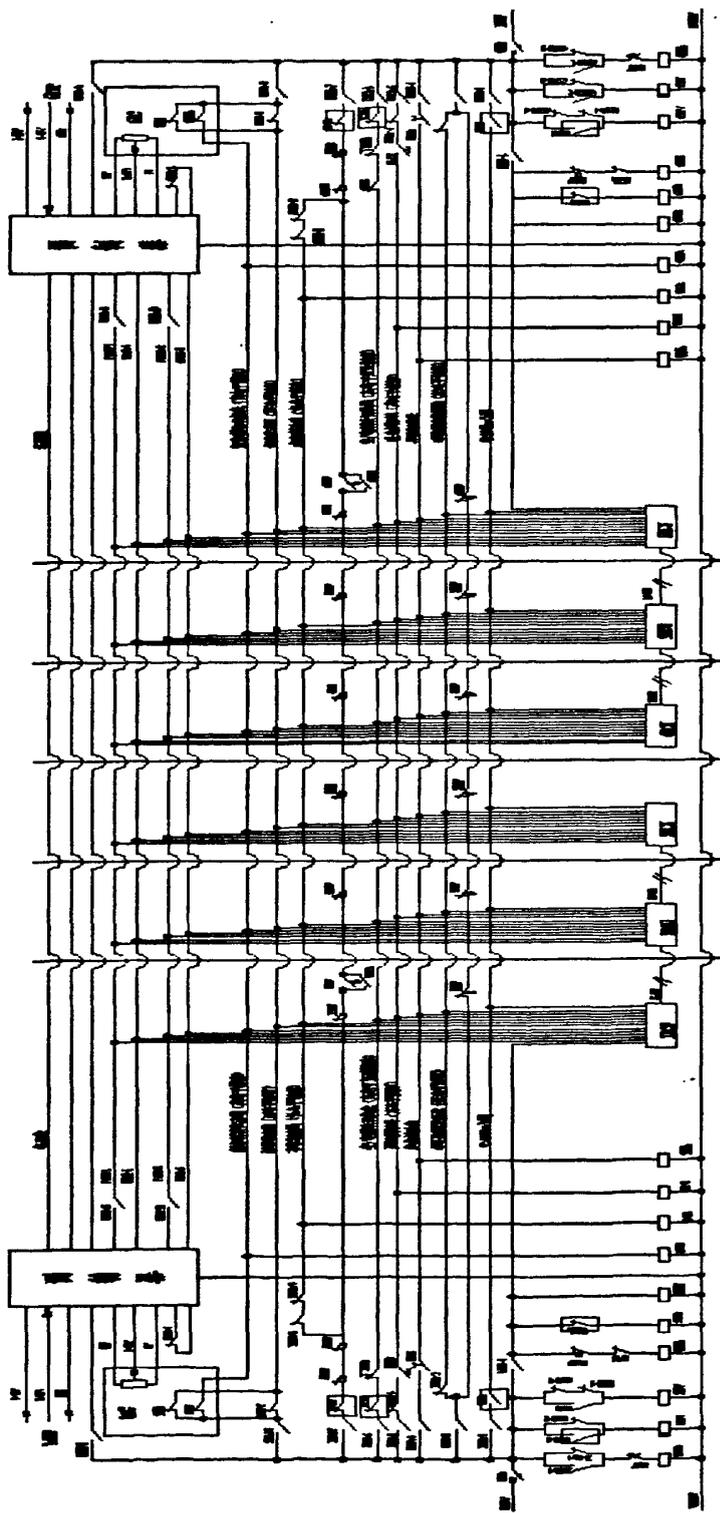


图 2.2 制动系统电路原理图

653SA)、停放制动选择开关(152SA、652SA)和强迫缓解选择开关(154SB、654SB)等组成。后者用于处理制动、缓解等信号将信号传输至各车辆的微机制动控制单元和气制动控制单元,并完成必要的联锁控制。主要由调制器、逻辑控制器(制动继电器电路构成)及信号传输线等组成。

制动控制器如图 2.3 所示。由凸轮轴控制部分,管座及控制手柄组成。制动控制器设计成推挽式,转动手柄时带动凸轮轴转动。凸轮轴控制部分分为自动空气制动控制部分和直通电空制动控制部分。前者工作原理与目前内燃机车上的制动控制器工作原理基本相同,根据电动车组的要求作了适当的简化,只保留了总风管、列车管、均衡风缸管和中均管等四根管。后者在凸轮轴后端通过凸轮及制动控制器联锁触头(151SA、651SA 和 154SA、654SA)发出一个制动/运行状态的开关量信号和一个紧急制动开关量信号。同时凸轮轴末端的电位器发出相应的模拟量信号。模拟量信号的大小表示不同的运行工况或不同的制动级别。直通电空制动在常用制动范围内输出的是一个连续的模拟量信号。为了便于司机操纵,手柄推拉时,在常用制动范围内设置了 10 个手感。司机操纵制动控制器时,既通过上述模拟量的变化和制动/运行开关信号产生直通电空系统的指令信号;也同时通过控制均衡风缸、列车管的增、减压,产生自动空气制动系统的指令信号。

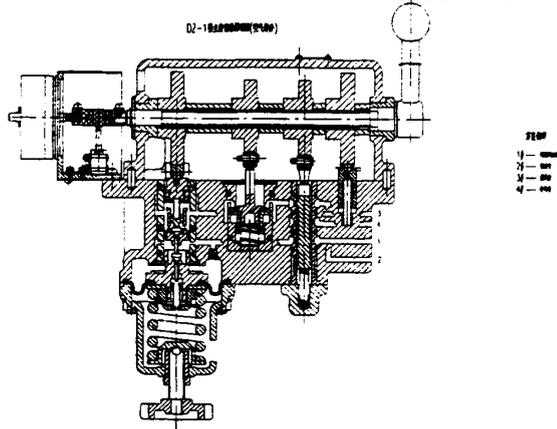


图 2.3 制动控制器

司机台上设置如下四个开关:

- 非常制动开关(152SB、153SB、652SB、653SB)——为按断按钮开关,用于产生非常制动信号;
- 强迫缓解选择开关(154SB、654SB)——为按合按钮开关,实施非常制动情况下,在列车停车后,可通过此按钮使列车强行缓解。
- 空电转换选择开关(153SA、653SA)——为拉拨分开开关,用于进行直通电控制动与自动空气制动的切换。
- 停放制动选择开关(152SA、652SA)——为拉拨闭合开关,合上

此开关，无论在何种工况下，都将使列车停放制动缸的弹簧贮能制动发生作用。

调制器由电源板及脉宽调制(PWM)板等组成。电源板用来提供司机室内制动系统所需的除 DC110V 以外的所有电源。PWM 板用来将制动控制器或 ATP 产生的模拟量信号转换成频率约 400Hz 左右，有效占空比为 20%~80%的 PWM 信号。

制动继电器箱内主要由继电器板组成。有 ATP 控制常用制动继电器(151KA、651KA)、钥匙控制继电器(152KA、652KA)、非常制动与强迫缓解组合继电器(153KA、154KA、653KA、654KA)、强迫缓解继电器(155KA、655KA)、时间继电器(151KT、651KT)和停放制动继电器(156KA、656KA)。

根据 ATP 的要求，一旦 ATP 发出常用制动指令，就必须锁闭制动控制器的常用制动指令。ATP 控制常用制动继电器的主要作用就在于此。钥匙控制继电器用来区别头车或尾车，以完成相应的联锁控制。非常制动与强迫缓解组合继电器、强迫缓解继电器和时间继电器主要有两方面的作用。一是保证非常制动后约 90 秒钟内不允许施行缓解(包括强迫缓解)。二是在非常制动时，使总风遮断电磁阀(见图 2.4)通电，总风压力经总风遮断电磁阀进入中继阀内的总风遮断阀，从而切断总风向列车管的充气通路。停放制动继电器用于防止初充气时产生的非常制动现象。贯穿全列车的制动控制线有 16 根，另有 2 根牵引与制动连锁线。共计 18 根线，参见图 2.2。

#### 2.2.2.1.1.2 微机制动控制单元

微机制动控制单元是各车辆制动控制系统的关键部件。其主要作用如下：

- 接受制动信号发生与传输部分发出的常用制动和紧急制动指令信息。
- 根据列车运行速度及车辆载重将制动指令转换成所需要的制动力值；
- 按再生制动优先的原则，进行空气制动的协调配合，空气制动力值=所需制动力值-再生制动力值；
- 常用制动时，控制制动力的变化速度，以免造成乘客的不适。检测轮轴速度，并进行防滑控制；
- 自动检测车辆制动状态，并将有关信息向列车计算机网络报告；自动检测、记录并显示故障信息。在控制单元出现故障时，自动将本车的制动系统从直通电空制动切换至自动空气制动。

微机制动控制单元的组成如图 2.5 所示。主要有八个功能块：

- CPU 及 RAM 等功能块 CPU 是微机制动控制单元的“心脏”，用于逻辑运算，空气制动与再生制动的协调配合，检测与诊断等。

我们选用了高可靠的 PC104 嵌入式微机模块。由于 PC104 的高集成度，我们把 CPU，计数器定时器，状态显示器，测试器接口，非易失性 RAM，译码电路及邻车微机制动控制单元通信接口等集成在一块板上。

- 它与列车计算机网络交换信息。
- PWM 解调器 完成制动信号发生与传输系统通过
- PWM 信号线传送来的信息的解调；并将解调后的制动或缓解指令送至 CPU 去计算、控制。
- A/D 转换功能块 将载重、容积风缸压力、制动缸压力及再生制动力等模拟量信号转换成数字量信号，供 CPU 计算、控制用。

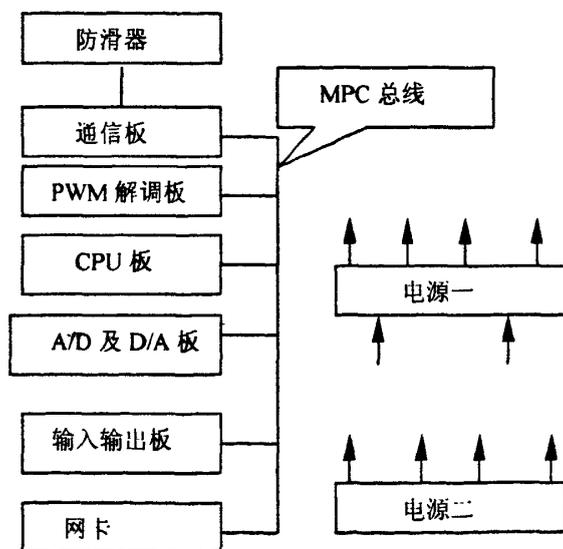


图 2.5 微机制动控制单元的组成

- D/A 转换功能块 将 CPU 的再生制动控制指令转换成模拟量信号，以进行再生制动控制。
- 电源功能块 为 DC/DC 隔离电源，提供微机制动控制单元所需的除 DC110V 以外的电源。

### 2.5.2.1.1.3 气制动控制单元

气制动控制单元主要由气动阀、压力传感器等组成。它与微机制动控制单元一起构成对直通电空制动系统制动缸压力的控制。其原理如图 2.6 所示。

其中制动电磁阀、缓解电磁阀和容积室压力传感器与微机制动控制单元构成电空闭环控制系统（EP 单元）。常用与紧急制动指令由该系统转换成空气压力信



#### 2.2.2.1.1.4 备用制动

备用制动采用自动空气制动系统,它仅在电动车组与其它列车连挂或直通电空制动故障的情况下使用。为了简化结构,我们选用了天津机车车辆机械工厂生产的Jz—6型分配阀。该制动机仅需配备一个9升的工作风缸和一个约3升的作用风缸。参见图2.6。

当动车组编挂在其它列车队列中,处于无火回送状态时,为防止总风管无压缩空气而导致失去制动能力,在列车管与制动风缸之间安装一个连挂塞门和单向阀组合件,在无火回送时开通此塞门,由列车管向制动风缸输送压缩空气。

#### 2.2.2.1.2 基础制动系统

200km/h 电动车组由动车和拖车组成,由于动车和拖车的转向架不尽相同,因此它们的基础制动装置也有所区别。

##### 2.2.2.1.2.1 动车基础制动

动车由于转向架上装有牵引电机,无法安装轴盘式盘形制动装置,因而只能采用轮盘式盘形制动装置。动车基础制动装置的组成如下:

每轴设二套轮轴式盘形制动装置。每套轮盘式盘形制动装置由车轮辐板两侧安装的两个高强度合金钢制动盘,一个制动缸,一套夹钳及粉末冶金闸片组成。轮盘式盘形制动装置的参数如下:

制动盘数量	4 个/每轴
制动盘摩擦半径	300mm
制动盘热容量	≥12MJ/每盘
闸片数量	1 片/每盘
闸片面积	500cm <sup>2</sup> /每片
距离平均摩擦系数	初速 250km/小时 ≥0.32
	初速 200km/小时 ≥0.33
制动缸数量	2 个/每轴
制动缸直径	203mm
制动缸鞣鞣标准行程	12mm
制动缸鞣鞣最大行程	22mm
闸片间隙调整量	8~12mm
制动夹钳数量	2 套/每轴
制动倍率	2.7/套
基础制动传动效率	0.85

为满足全列车 12‰坡道上的停放要求,在动车转向架上设有停放制动缸。

每轴设一个停放制动缸，转向架上两停放制动缸呈对角线布置。为了节省空间，停放制动缸与盘形制动缸设计成一体。停放制动缸的参数如下：

缓解压力	$\geq 420\text{kpa}$
外径	236mm
总长	195mm
行程	14mm
每个停放制动缸鞣鞣杆作用力	4500N

转向架上每轴设有一个防滑电磁阀，并在轴端设有一个防滑速度传感器。它们与微机制动控制单元中的防滑检测控制功能块构成气制动防滑系统。电制动与气制动的防滑分别控制，电制动防滑控制由牵引控制单元负责。

#### 2.2.2.1.2.2 拖车基础制动

拖车采用的是轴盘式盘形制动装置，每轴设三套轴盘式盘形制动装置，制动盘采用高强度合金钢，闸片采用粉末冶金材料。主要参数如下：

制动盘数量	3个/每轴
制动盘摩擦半径	250mm
制动盘热容量	$\geq 18\text{MJ/每盘}$
闸片数量	2片/每盘
闸片面积	$400\text{cm}^2/\text{每片}$
距离平均摩擦系数	初速 250km/小时 $\geq 0.32$ 初速 200km/小时 $\geq 0.33$
制动缸数量	3个/每轴
制动缸直径	203mm
制动缸鞣鞣标准行程	12mm
制动缸鞣鞣最大行程	22mm
闸片间隙调整量	8~12mm
制动夹钳数量	3套/每轴
制动倍率	2.16/套
基础制动传动效率	0.85

与动车一样，拖车上每轴也设有一个防滑电磁阀和一个速度传感器。它们与拖车上的微机制动控制单元一起完成拖车的防滑检测与控制。

#### 2.2.2.2 制动工况

200km/h 电动车组在正常情况下通过电空制动系统实施制动作用。在直通电空系统出现故障或回送连挂时，则用备用制动系统实施制动作用。无论是直通电

空还是备用制动都具有常用制动, 紧急制动及非常制动等制动工况。但是备用制动的紧急制动和非常制动除了指令发出的方式有区别外, 其作用过程和制动力的大小是一样的。

#### 2.2.2.2.1 直通电空常用制动

直通电空常用制动可由司机通过操纵制动控制器至常用制动区产生, 也可由 ATP 系统根据需要发出指令。二者都是发出一个代表制动级别的电压信号给调制器。调制器接到电压信号后, 将该信号转换成频率为 400HZ、幅值为 60V 的 PWM 信号, 通过双绞屏蔽线传至各车辆的微机控制单元。需要指出的是, 根据 ATP 的要求, 调制器在接到 ATP 的常用制动指令后, 即对司机控制器的常用制动指令进行锁闭。

制动控制器或 ATP 在发出模拟量制动指令时, 同时发出一开关量 (110V) 信号, 通过调制器传至各车辆的微机制动控制单元。

微机制动控制单元根据速度、车重计算所需要的制动力。动车微机制动控制单元在计算所需制动力后, 必须按优先采用再生制动的原则对制动力进行分配。当动车所需制动力小于再生制动的能力时, 对再生制动力的要求还应考虑拖车所需的制动力。当动车所需制动力大于再生制动能力时, 再生制动力只供本车利用。微机制动控制单元向牵引控制单元发出与所要求的再生制动力相应的电信号, 牵引控制单元实施再生制动后, 向微机控制单元反馈再生制动有效信号 (开关量) 及与实际实施的再生制动力大小相应的模拟信号。微机制动控制单元在控制再生制动力上升时, 还应考虑其上升速度不要过大, 以免引起乘客的不适。在再生制动力小于所需制动力时, 还需补充空气制动力。其值由下式确定:

$$\text{动车空气制动力} = \text{动车所需制动力} - \text{本车再生制动力} \quad (2.1)$$

当再生制动力大于动车所需的制动力时, 动车微机控制单元将剩余的再生制动力信号通过动车与拖车微机控制单元之间的通讯线传至拖车微机制动控制单元。

拖车微机控制单元在接到常用制动指令后, 与动车微机控制单元一样计算所需制动力。根据本单元两辆动车剩余再生制动力的大小, 最后确定本车空气制动力的值, 并进行控制:

$$\text{拖车空气制动力} = \text{拖车所需制动力} - \text{动车 I 剩余再生制动力} - \text{动车 II 剩余再生制动力} \quad (2.2)$$

无论是动车还是拖车, 空气制动力都是通过 EP 单元控制的, EP 单元控制容积室的压力, 然后通过中继阀, 使各制动缸都得到相应的压力。最后通过盘形制动装置得到空气制动力。

200km/h 电动车组直通电空制动系统采用速度粘着控制, 其减速度曲线如图

2.7。图中常用制动 1~10 的减速度曲线相应于司机控制器在常用制动区的十个手感位。上述曲线是根据 0.33 的距离平均摩擦系数且再生制动性能良好的状况下得到的。

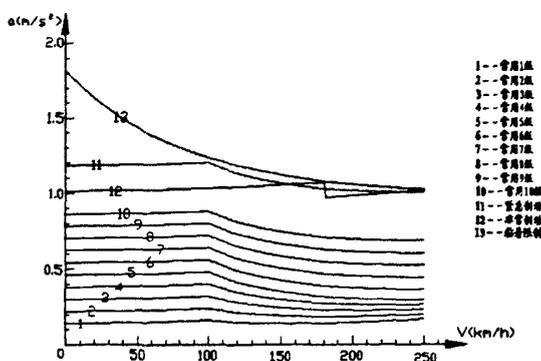


图 2.7 减速度曲线

#### 2.2.2.2.2 直通电空紧急制动

直通电空紧急制动的控制方式和实施过程与直通电空常用制动基本相同。只在下述几方面有所区别：

①动车和拖车的微机制动控制单元在接到紧急制动指令后，根据车重及速度，立即控制制动缸压力迅速上升。

②微机制动控制单元在给出再生制动指令时，不再考虑冲动限制，而是要求再生制动力迅速上升。

③动车在接到再生制动力反馈信号后，控制动车空气制动力下降，以防止发生滑行。其空气制动力的下降值与再生制动力相等。

紧急制动的的设计减速度曲线如图 2.7 中曲线 11 所示。

#### 2.2.2.2.3 直通电空非常制动

直通电空非常制动可由司机、各车辆乘务员或 ATP 发出指令，也可能由于列车分离或总风缸压力等原因自动发出非常制动指令。

直通电空非常制动指令是通过非常制动信号线传输的，参见图 2.2。司机可通过司机室内的非常制动按钮使非常制动信号线失电；乘务员则通过各车辆内的车长阀使非常信号线失电；ATP 发出非常制动指令或总风压力过低时，通过串联在非常制动信号线上的继电器(164KA、664KA)或压力开关(152KP、652KP)使非常制动信号线失电。

非常制动信号线失电后，气制动控制单元内的非常制动电磁阀动作。总风通过调压阀(调压阀 1 或调压阀 2)，经速度切换电磁阀后，等待在非常制动电磁阀前的压力空气，这时经过非常制动电磁阀，再经强迫缓解电磁阀、双向阀和空电

转换电磁阀后至中继阀,经中继阀流量放大后使制动缸迅速增压,产生制动作用。

非常制动为纯空气制动,考虑到非常制动是一种只在非常情况下才施行的制动方式,为简化系统,不再设置空重车调整阀。但为了充分利用粘着,缩短制动距离,采用了制动缸压力在制动过程中二级调整的方法。经研究,确定制动缸压力在 180km/h 进行调整。当列车运行速度大于 180km/h 时,非常制动制动缸压力由调压阀 1 确定,反之则由调压阀 2 确定制动缸压力。压力的切换通过速度切换电磁阀实现。切换指令由 ATP 根据列车运行速度通过速度切换直通指令线发出。

非常制动时的设计减速度曲线如图 2.7 中曲线 12 所示。

非常制动的缓解可通过二种途径实现,一是通过合上非常制动按钮开关(司机室)或车长阀(车辆内)等方法,使非常制动信号线恢复供电;二是司机操作强迫缓解按钮,通过强迫缓解信号线发出强迫缓解指令。后一种方式往往是在导致发生非常制动的故障一时难以处理恢复,而又必须缓解时才施行的。

在非常制动及强迫缓解信号传输系统中,设有自动保护装置,以防止非常制动后,在列车尚未停车前实施缓解。该装置确保非常制动后,无论试图采用哪一种缓解方式,在约 90 秒钟内都是无效的。只有在 90 秒钟后,才能实施缓解。

非常制动后采用第一种方法施行缓解时,各车辆气制动控制单元中的非常制动电磁阀得电(参见图 2.6),切断从调压阀至中继阀的通路,并使中继阀鞣鞣下方的压力空气经非常制动电磁阀排大气。制动缸压力空气经中继阀排气口排大气。采用第二种方法施行缓解时,各车辆气制动控制单元中的强迫缓解电磁阀得电,电磁阀动作,切断非常制动电磁阀至中继阀的通路,并将中继阀鞣鞣下侧的压力空气排大气,从而使制动缸压力空气经中继阀排气口排入大气。

### 2.2.2.3 直通电空制动计算

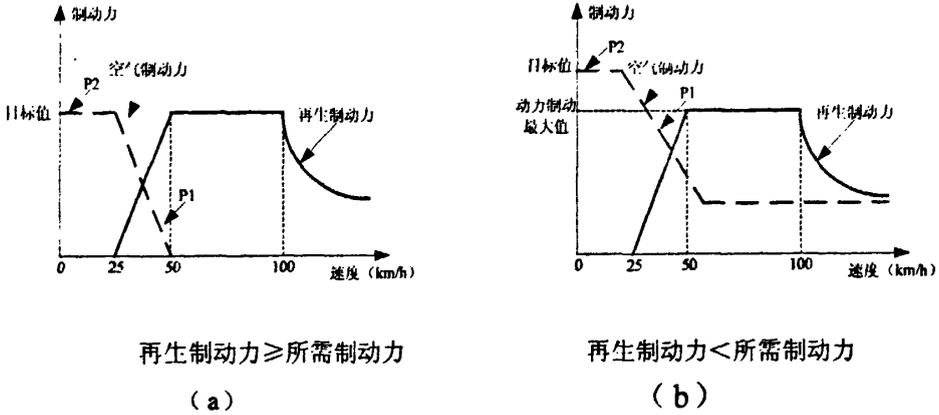
直通电空制动由于有再生制动,因此在制动过程中,制动缸压力是有变化的。在再生制动作用正常时(即根据需要再生制动能力发挥出其最大设计能力),有两种情况:一是所需的制动力小于再生制动的能力。这时在速度大于 50km/h 时的空气制动力  $P_1$  基本上等于 0,当速度小于 50km/h 时,随着再生制动力的下降,空气制动力逐渐上升,在速度小于 25 km/h,再生制动力为 0 时,空气制动力达到  $P_2$ 。如图 2.8 (a) 所示。

第二种情况是所需制动力大于再生制动能力,此时制动过程中制动力的变化如图 2.8 (b) 所示。

非常制动时,没有再生制动力,但空气制动力分两级变化。切换点速度为 180km/h。

经编程计算在重车工况下,制动初速 200km/h 时对应各制动级别的计算结果

如表 2.3 所示; 250km/h 制动初速时, 各制动级别的计算结果见表 2.4。



(a) (b)

图 2.8 直通电空常用和紧急制动过程中制动力的变化

表2.3 直通电空制动计算结果 (速度200km/h)

制动级别	再生制动功率 (Kw)	P <sub>1</sub> 对应动车制动缸压力 (kPa)	P <sub>1</sub> 对应拖车制动缸压力 (kPa)	P <sub>2</sub> 对应动车制动缸压力 (kPa)	P <sub>2</sub> 对应拖车制动缸压力 (kPa)	制动中各部分承担的制动能量比例			制动距离(m)	实平均减速度 (m/s <sup>2</sup> )
						再生制动	空气制动	运行阻力		
1	1306	0	0	61	61	64.90%	0	35.10%	11172.02	0.14
2	2126	0	0	99	99	74.47%	0	25.53%	7931.34	0.20
3	2946	0	0	138	138	79.90%	0	20.10%	6172.98	0.25
4	3765	0	0	176	176	83.40%	0	16.60%	5062.25	0.31
5	4585	0	0	214	214	85.86%	0	14.14%	4295.11	0.36
6	4800	0	85	252	252	70.38%	18.66%	10.96%	3579.77	0.44
7	4800	0	200	291	291	59.73%	31.08%	9.19%	3036.18	0.52
8	4800	0	314	329	329	59.92%	40.15%	7.93%	2639.44	0.60
9	4800	31	367	367	367	45.90%	47.14%	6.96%	2336.72	0.68
10	4800	69	405	405	405	41.18%	52.61%	6.21%	2097.94	0.76
紧急	4800	284	434	550	550	29.16%	66.50%	4.34%	1496.44	1.07
非常		431	431	478	478				1690.66	0.91

注: 表中值是按0.33平均摩擦系数计算的, 实际控制时考虑瞬时摩擦系数, 数值会有所变化。

表2.4 直通电控制动计算结果 (初速250km/h)

制动	再生制动	P <sub>1</sub> 对应动车	P <sub>1</sub> 对应拖车制	P <sub>2</sub> 对应动车制	P <sub>2</sub> 对应拖	制动中各部分承担的制动能量比例	制动距离(m)	实平均减
----	------	---------------------	----------------------	----------------------	--------------------	-----------------	---------	------

级别	功率 (Kw)	车制 动缸压 力 (kPa)	动缸压 力 (kPa)	动缸压 力 (kPa)	车制 动缸压 力 (kPa)	再生制 动	空气制 动	运行阻 力		速度 (m/s <sup>2</sup> )
1	1306	0	0	63	63	54.67%	0	45.33%	17043.98	0.14
2	2126	0	0	102	102	65.08%	0	34.92%	12683.27	0.19
3	2946	0	0	142	142	71.48%	0	28.52%	10166.89	0.24
4	3765	0	0	181	181	75.87%	0	24.13%	8507.79	0.29
5	4585	0	0	221	221	79.04%	0	20.96%	7325.48	0.33
6	4800	0	87	260	260	65.70%	17.85%	16.45%	6040.41	0.40
7	4800	0	206	300	300	55.18%	31.20%	13.62%	5053.79	0.48
8	4800	0	324	339	339	47.55%	40.84%	11.61%	4349.87	0.56
9	4800	32	379	379	379	41.86%	48.06%	10.13%	3821.63	0.64
10	4800	71	418	418	418	37.31%	53.71%	8.98%	3410.25	0.72
紧急	4800	293	448	550	550	26.12%	67.69%	6.19%	2394.02	1.04
非常		444	444	493	493				2513.28	0.96

注：表中值是按 0.32 平均摩擦系数计算的，实际控制时，考虑瞬时摩擦系数，数值会有所变化

### 第3章 微机控制直通电空制动系统关键技术研究

#### 3.1 制动指令传输的试验研究

在STB-I型高速电空制动系统中,常用制动和紧急制动的指令采用PWM信号方式传输,占空比的有效范围为20%~80%。传输距离及环境温度对该信号的影响,是试验研究的两项内容。前者主要考察列车的前部与后部制动信号是否有差异;而后者主要是研究制动系统在不同的季节引起制动力变化的可能性。

在精心设计了调制与解调电路后,我们利用高低温恒温箱模拟环境温度变化,对PWM信号传输系统进行了温度试验。试验结果如图3.1所示。图中纵坐标为绝对误差。从图中可以看出,环境温度对PWM信号引起的最大误差仅为0.447%。假如制动缸最高压力为500kPa,则该误差可能造成的制动缸压力最大控制误差为3.73kPa。如果在系统中采取一些其它的措施,如对常用制动的制动缸压力进行分级控制,当分级不超过65级时,上述PWM信号的误差给制动缸压力控制带来的影响可以降到零。

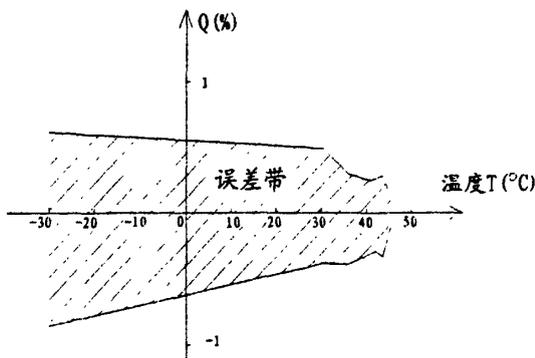


图3.1 温度对PWM信号传输系统的影响

为了研究信号线长度对PWM的信号的影响,我们用0~300m不同长度的信号线进行了试验。试验的结果见表3.1。最大的绝对误差仅为0.02%。因此,可以认为环境温度和信号线长度对PWM信号的影响极小。几乎可以忽略。

表3.1 信号线长度的不同对PWM信号的影响

输入信号电压 (V)	信号线长度 (m)				最大 误差	10级常用制动 时制动缸压力误 差 (kPa)	无级制动时制 动缸压误差 (kPa)
	0	100	200	300			
4.998	36.25%	36.24%	36.24%	36.24%	0.01%	0	0.1
7.000	48.85%	48.83%	48.83%	48.85%	0.02%	0	0.2
12.04	80.25%	80.26%	80.25%	80.25%	0.01%	0	0.1

### 3.2 EP 单元试验研究

EP 单元由 EP 阀, 压力传感器和微机制动控制单元组成, EP 阀包括制动电磁阀和缓解电磁阀, 均为二位三通 on/off 阀。图 3.2 为 EP 单元的工作原理。微机制动控制单元接到制动指令后根据速度、车重等计算出所需的制动力, 减去动力制动力后, 得到需要的空气制动力。再将其换算成控制的目标压力。微机制动控制单元通过控制 EP 阀向中继阀输出压力信号 (Cv 压力), 同时 Cv 压力通过压力传感器反馈到微机制动控制单元, 从而实现实时闭环控制。

微机制动控制单元控制 EP 阀产生 Cv 压力的过程, 可以看成是风源通过节流孔向一个容积充气或这一容积通过另一节流孔排气。由空气动力学知识, 经推导可以得到, 单位时间内通过上述节流孔的压缩空气的质量流量为:

$$q_{m1} = \begin{cases} S_1 \sqrt{\frac{2}{R} P_{Cv} (P_0 - P_{Cv})} & \frac{P_{Cv}}{P_0} > 0.528 \\ S_1 P_0 \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k}}} & \frac{P_{Cv}}{P_0} \leq 0.528 \end{cases} \quad (3.1)$$

$$q_{m2} = \begin{cases} S_2 \sqrt{\frac{2}{R} P_D (P_{Cv} - P_D)} & \frac{P_D}{P_{Cv}} > 0.528 \\ S_2 P_{Cv} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k}}} & \frac{P_D}{P_{Cv}} \leq 0.528 \end{cases}$$

式中:  $q_{m1}$ ——流向 Cv 压力的质量流量 kg/s;

$S_1$ ——充气节流孔有效面积  $m^2$ ;

R——气体常数;

T——绝对温度;

$P_{Cv}$ ——Cv 压力 Pa;

$P_0$ ——风源压力 Pa;

k——空气绝热指数;

$q_{m2}$ ——Cv 压力排气的质量流量 kg/s;

$S_2$ ——排气节流孔有效面积  $m^2$ ;

$P_D$ ——大气压力 Pa;

当  $t=t$  时, 由于 Cv 压力发生充、排气, 其空气质量将发生变化:

$$Q_{Cv} = Q_{Cv0} + \int (q_{m1} - q_{m2}) dt \quad (3.2)$$

式中:  $Q_{Cv}$ ——t 时刻 Cv 压力空气质量 kg,  $Q_{Cv} = \frac{P_{Cv} V_{Cv}}{RT}$ ;

$Q_{Cv0}$ ——0 时刻 Cv 压力空气质量 kg,  $Q_{Cv0} = \frac{P_{Cv0} V_{Cv}}{RT}$ ;

$P_{Cv0}$ ——0 时刻 Cv 压力 Pa;

$V_{Cv}$ ——Cv 压力的容积  $m^3$ 。

将式 (1) 和式 (2) 整理后得:

$$P_{Cv} = P_{Cv0} + \frac{RT}{V_{Cv}} \int (q_{m1} - q_{m2}) dt \quad (3.3)$$

由上式, 并考虑到 EP 阀的响应时间, 计算得到制动时制动缸压力上升的理论控制曲线如图 3.3 所示。为保证紧急制动时列车的安全性, 要求制动缸升压时间 (制动缸压力上升到目标值 95% 的时间  $t_0$ ) 小于 1 秒; 同时为提高制动时的舒

适性，制动缸压力的超调量  $\Delta P$  要尽量的小。这二者都与 EP 阀的孔径和其响应

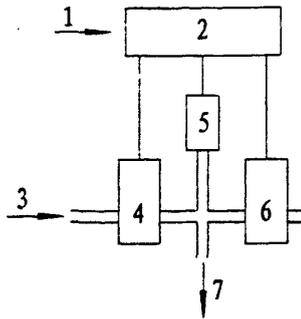


图 3.2 EP 阀工作原理

- 1-制动指令；2-微机制动控制单元；3-风源；4-制动电磁阀；  
5-压力传感器；6-缓解电磁阀；7-CV 压力（至中继阀）。

时间有关。增大 EP 阀孔径可缩短制动缸升压时间，但将使超调量加大。因此，靠增大或缩小 EP 阀孔径将难以调和这二者的矛盾。提高 EP 阀响应频率，既可以缩短制动缸升压时间，又可以减少超调量。但限于电磁阀的结构特性，过高的响应频率目前难以达到。为此，我们在控制方式上进行了深入的研究。

采用 PID 控制方式，要求建立受控系统的精确数学模型。而建立这一模型在 EP 单元控制中比较困难。因为在制动中，动力制动在整个过程中易产生较大的波动，并多为非线性变化。所以 EP 单元控制中采用 PID 控制方式并不是最适宜的。模糊控制是新近发展起来的一种控制方法，特别适合于难以建立精确数学模型、非线性、大滞后的过程，在许多工业控制过程中得到了成功的应用。我们在 EP 单元的控制方式上考虑采用模糊控制技术。

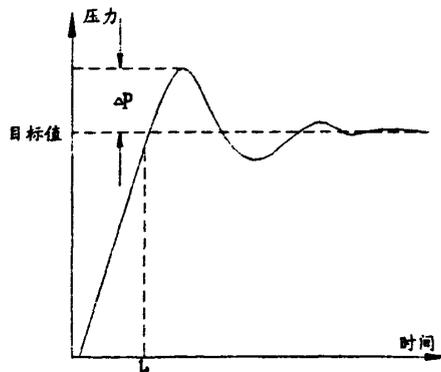


图 3.3 制动缸压力理论曲线

图 3.4 为采用模糊控制方式后，得到的 EP 单元试验曲线。从图中可以看出，制动时制动缸压力的超调量几乎为零，制动缸升压时间仅 0.85 秒。缓解时间约 2.14 秒。完全满足制动缸压力控制精确、灵敏的要求。

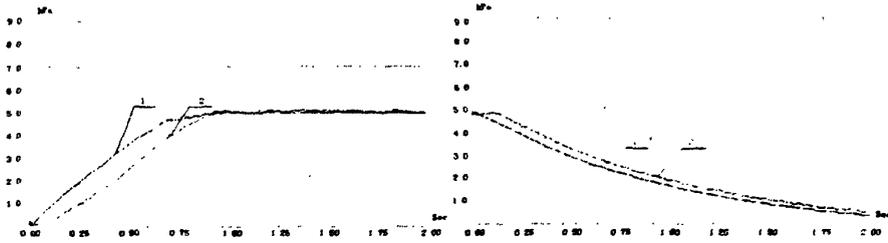
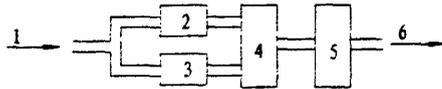


图 3.4 EP 单元试验曲线

1—Cv 压力；2—制动缸压力。

### 3.3 非常制动单元的试验研究

非常制动单元的工作原理如图 3.5 所示。二个调压阀分别将风源压力调整至所需压力；速度切换电磁阀根据列车运行速度动作，列车运行速度高于切换速度时，该电磁阀励磁，使压力较高的压缩空气通过；反之则该电磁阀失磁，压力较低的压缩空气经过它，到达非常制动电磁阀口。非常制动电磁阀为失电制动，当电磁阀失电时，压缩空气经非常制动电磁阀流向中继阀。经中继阀流量放大后，使制动缸产生制动作用。



3.5 非常制动单元原理

1-风源；2-调压阀（高压）；3-调压阀（低压）；4-速度切换电磁阀；  
5-非常制动电磁阀；6-至中继阀。

非常制动单元在选择电磁阀孔径时，同样也存在着制动缸压力上升时间与超调量的矛盾。为了解决这对矛盾，我们同样进行了大量的试验。根据试验结果，电磁阀通经选择  $\phi 4\sim 5\text{mm}$  为宜。得到的制动缸压力上升曲线如图 3.6 所示，制动缸压力上升到目标值的时间约 0.6 秒，达到设计要求。

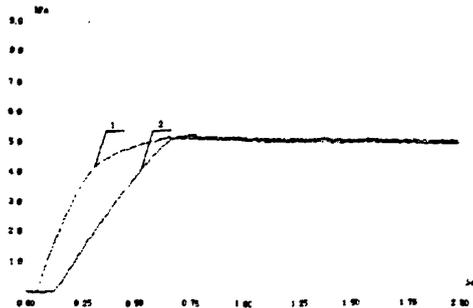


图 3.6 非常制动单元试验曲线

1—Cv 压力；2—制动缸压力。

### 3.4 防滑的系统研究

制动系统在制动时一旦出现滑行，不但会引起车轮擦伤，而且将使制动力下降导致制动距离延长。因此制动系统必须考虑防滑的问题。日本和欧洲的高速列车在解决防滑问题的思路有一定差别，日本以系统防滑为主，欧洲则主要依靠电子防滑器本身的高性能。

然而电子防滑器的原理是在发生滑行或出现滑性趋势时，降低该轴的制动力。显然，这种防滑措施是以牺牲制动距离为代价的。因此我认为防滑必须从“防”开始，以“防”为主。为此，在首先从系统设计着手，采用速度粘着控制是防滑的第一道防线（参见图 2.7）。因为速度粘着控制的特点的是在制动过程中，使制动减速度沿粘着限制曲线控制。虽然这种方法大大增加了制动力的控制难度，但它将制动力控制在理论粘着限制的范围内，既能得到足够的制动力，又大大减小了发生滑行的可能性。

防滑的第二个措施是在紧急制动时，适当降低头车的制动力（该制动力由其它车补足）。因为据国外的统计，头车的滑行概率远大于后面的车辆。

防滑的第三道防线是在动力制动与空气制动的配合时通过软件防止二者叠加时制动力过大，因此在系统中特别增加动力制动有效和动力制动滑行的信号线。

防滑的最后一道防线当然是电子防滑器。在线路出现意外的粘着状态时，制动力过大出现滑行趋势，由电子防滑器动作，使制动力适当下降，恢复车轮粘着。

### 3.5 空重车调整研究

在常用制动和紧急制动时，制动指令信号表示的是减速度要求，微机制动控制单元根据车重信号计算所需制动力，并控制 EP 阀实施。为此我们进行了模拟试验。空重车的参数如下：

重车重量（动车或拖车）	58t；
动车空车重	51t；
拖车空车重	55t；
空车空气弹簧压力	200kPa；
重车空气弹簧压力	320kPa。

试验结果见表 3.2 和表 3.3。

表3.2 动车空重车调整试验结果

压力范围		测定位置	测试点 (kPa)				
			100	200	300	400	500
压力范围	压力值						

<200	184.5	容 积 室	理论压力	87.9	175.8	263.7	351.7	439.6
			实际压力	92.3	183.2	269.9	358.1	444.2
			误差	5.0%	4.2%	2.4%	1.8%	1.0%
		制动缸压力			90.1	182.1	267.2	356.2
>200 & <320	242.0	容 积 室	理论压力	92.1	184.2	276.4	368.0	460.3
			实际压力	91.0	193.5	283.4	366.3	455.3
			误差	1.2%	5.0%	2.5%	0.5%	1.1%
		制动缸压力			85.2	191.1	280.1	360.4
	271.0	容 积 室	理论压力	95.8	191.5	286.9	380.0	474.8
			实际压力	100.3	197.5	290.0	380.0	475.4
			误差	4.7%	3.1%	1.1%	0	0.1%
		制动缸压力			98.3	191.1	284.1	377.2
	300.0	容 积 室	理论压力	98.0	196.1	294.1	392.0	489.9
			实际压力	101.9	203.4	300.3	393.8	492.8
			误差	4.0%	3.7%	2.1%	0.5%	0.6%
		制动缸压力			97.6	203.0	297.6	392.0
312.7	容 积 室	理论压力	99.7	199.3	298.0	397.7	496.2	
		实际压力	105.6	199.4	300.9	405.0	502.5	
		误差	5.9%	0.1%	1.0%	1.8%	1.3%	
	制动缸压力			101.2	192.4	298.3	397.1	494.6
>320	345.0	容 积 室	理论压力	100	200	300	400	500
			实际压力	102.1	209.3	296.2	409.0	496.1
			误差	2.1%	4.7%	1.3%	2.3%	0.8%
		制动缸压力			97.2	208.6	292.9	404.1

表3.3 拖车空重车调整试验结果

空簧压力(kPa)		测定 位置	测试点 (kPa)					
压力范围	压力值		100	200	300	400	500	
<200	187.8	容 积 室	理论压力	94.8	189.7	284.5	379.3	474.1
			实际压力	98.0	192.6	285.7	385.0	478.0
			误差	3.4%	1.5%	0.4%	1.5%	0.8%
		制动缸压力			95.4	188.9	283.0	380.1
>200 & <320	227.8	容 积 室	理论压力	95.9	192.1	288.0	384.2	480.0
			实际压力	97.1	200.2	291.9	385.6	483.6
			误差	1.3%	4.2%	1.4%	0.4%	0.8%

		制动缸压力	94.6	193.0	287.9	383.5	479.4	
	270.0	容 积	理论压力	97.7	195.7	293.5	391.3	489.4
实际压力			101.8	203.0	296.8	396.5	494.4	
误差		4.2%	3.7%	1.1%	1.3%	1.0%		
制动缸压力		97.2	199.7	290.4	390.4	490.0		
	297.5	容 积	理论压力	99.0	198.1	297.1	396.1	495.5
实际压力			102.5	204.5	300.0	399.1	489.4	
误差		3.5%	3.2%	1.0%	0.8%	1.2%		
制动缸压力		98.6	197.8	298.1	393.5	487.0		
	318.0	容 积	理论压力	100.0	199.9	299.8	399.6	499.5
实际压力			105.7	205.4	302.7	401.2	498.5	
误差		5.7%	2.8%	1.0%	0.4%	0.2%		
制动缸压力		100.6	201.6	300.4	394.8	493.4		
>320	345.0	容 积	理论压力	100	200	300	400	500
			实际压力	102.1	209.3	296.2	409.0	496.1
		误差	2.1%	4.7%	1.3%	2.3%	0.8%	
		制动缸压力	97.2	208.6	292.9	404.1	494.3	

本试验目的是检验空气弹簧压力变化时，制动缸压力是否根据车重的变化而相应的变化。但由于以制动缸压力误差作为评判标准，因此，该误差其实是系统误差。从试验结果可以看出，空气弹簧压力变化时，制动缸压力作出了相应的变化；与理论值差别也较小。

### 3.6 综合制动控制试验研究

在完成各部件的试验研究后，我们进行了微机控制直通电控制制动系统综合制动控制试验。制动指令由司机控制器给出，通过调制及逻辑控制器转为 PWM 信号后传递至 MBCU。MBCU 控制 EP 阀。最终使制动缸产生制动作用。图 3.7 为常用制动和紧急制动时制动缸压力的目标值与试验结果的比较。从图中可以看出最大控制误差约 3kPa，相对误差约 1.7%左、右，完全符合设计要求。

根据研究，由于采用微机控制，在摸清部件（如中继阀等）的控制误差后，在控制软件中进行适当处理后，可使制动缸压力的误差大大的减少，最终的控制精度比预想的小，完全可以满足 200km/h 电动车组的要求。

综合控制研究在解决了控制误差问题后，还进行了速度粘着控制研究。如前所述（3.4）速度粘着控制可以使列车充分利用粘着，以得到最大的制动减速度；同时还能有效的减少滑性可能。因而是一种很好的控制方式。但是由于在制动过

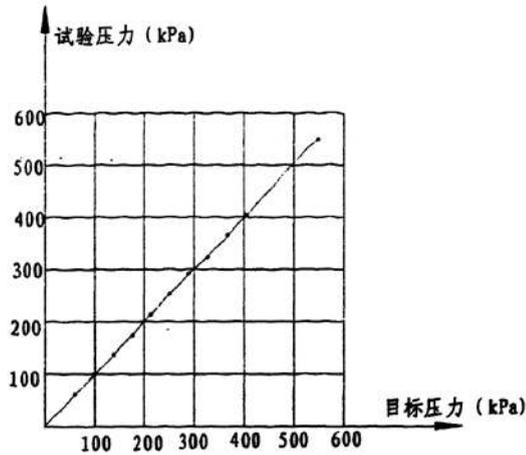


图 3.7 综合试验压力分析曲线

程中必须使制动力沿着粘着曲线变化，给控制增加了难度。它要求控制系统具有良好的实时控制性能和较高的控制精度。在设计中，首先从系统考虑，充分利用动力制动的特点(2.2.2.3)；其次利用模糊控制技术精确控制制动缸压力。较好的实现了设计意图。

图 3.8 为 250km/h 制动初速下随着列车速度的下降，制动系统控制列车制动力的变化的试验曲线。从总制动力曲线可以看出，制动力在高速区段(100km/h 以前)较好地沿着曲线控制，该曲线与理论粘着限制曲线基本重合。100km/h 以后为防止制动力过大，引起舒适性下降，因而改用恒减速度(制动力)控制。25km/h 后合理的设计应是继续恒减速度控制，但由于技术以外的干扰因素，要求采用如图的设计。

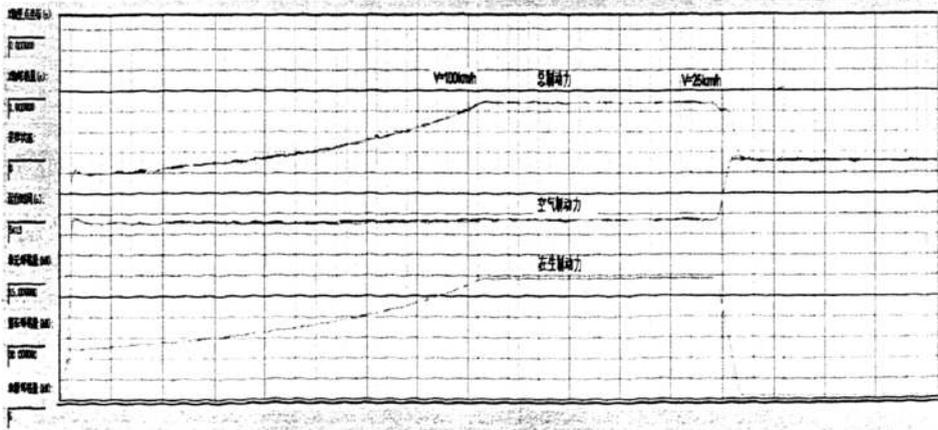


图 3.8 250km/h 制动初速的综合制动力曲线

## 第4章 微机控制直通电空制动系统综合试验研究

虽然微机控制直通电空制动系统在国外已比较成熟,但国内尚未掌握此技术,这是国内第一次正式研制。因此,在将其安装到列车上以前必须进行地面系统考核。在安装上列车后,还需进行静置试验,运行试验和运用考核。

### 4.1 地面系统试验研究

在进行系统试验前,首先筹建了1:1微机控制直通电空制动系统室内静置试验台,然后研究制定试验大纲,再按试验大纲进行试验。

#### 4.1.1 微机控制直通电空制动系统室内静置试验台

本试验台是一个机电一体化的大型综合试验台,用于对微机控制直通电空制动系统的性能进行地面系统检测。

##### 4.1.1.1 试验台的组成与布置

###### 4.1.1.1.1 试验台的组成

本试验台主体由三大部分组成,如图4.1所示。分别为控制台,风源系统及试验台架。控制台包括显示屏、主机、电源装置、速度发生装置、AD/DA装置、I/O装置、ATP模拟装置、司控器以及司机信号转换装置等。风源提供试验台所需的洁净压缩空气。试验台架部分1:1模拟列车制动系统管路及转向架制动单元,在试验台加上还装有一次仪表(传感器)和提供试验所需压力信号的装置。当然,试验台架上还留有安装被测制动部件(微机控制直通电空制动系统)的接口(机械接口和电气接口)。

###### 4.1.1.1.2 试验台的布置

本试验台的平面布局及尺寸如图4.2所示。其中台架部分高4.5~5.5米,台架中间为参观和维修方便设有走廊(图中以虚线表示)。控制台高1.0~1.6米。

###### 4.1.1.2 控制台部件

控制台是试验台三大部分中的核心,控制台的主要部件有以下八个单元:AD/DA装置、I/O装置、速度发生装置、司控器、司机信号转换装置、ATP装置、工控机、电源装置。见图4.3所示。试验时通过这八个单元对被测系统的气路状态进行试验控制和检测。

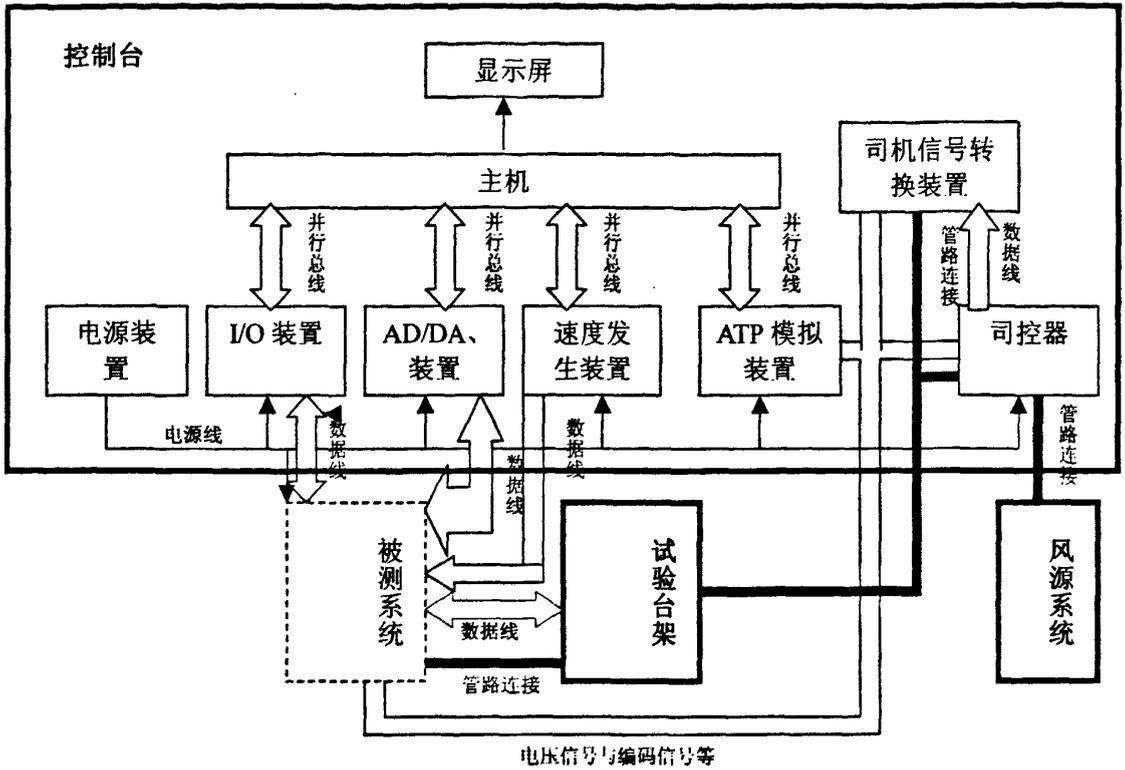


图 4.1 试验台组成

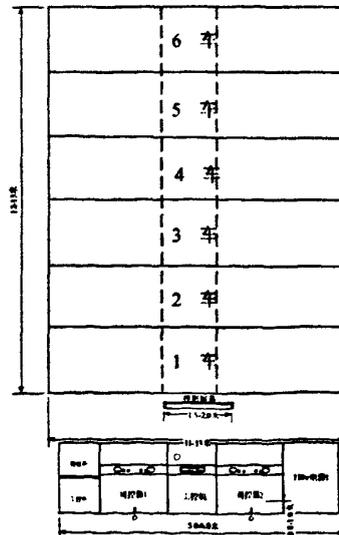


图 4.2 试验台布置示意图

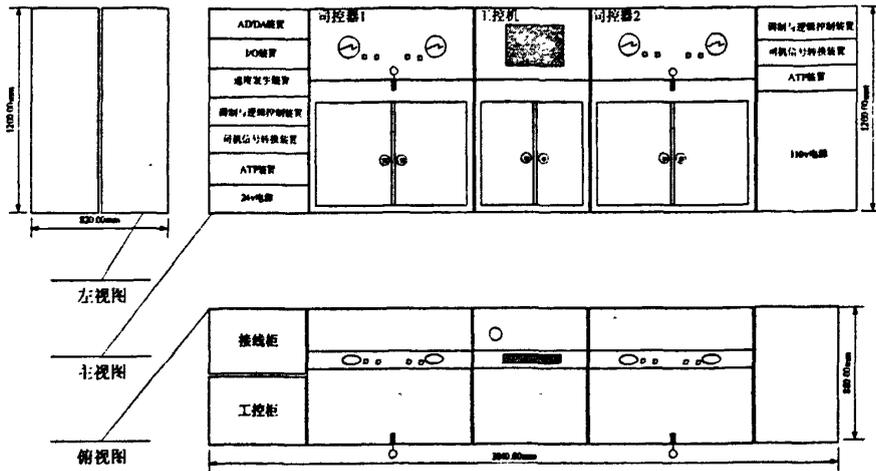


图 4.3 控制台示意图

#### 4.1.1.2.1 AD/DA 装置

AD/DA 装置负责模拟量的输入输出，输入包括传感器信号和电制动申请，输出包括模拟实际电制动力和载重的信号。该装置由一个 CPU 管理所有量的输入输出，通过并行总线与工控机相连。将读入的监测数据传送到工控机，同时也从工控机得到数据输出。

#### 4.1.1.2.2 I/O 装置

I/O 装置负责数字量和调制信号的输入输出，输入包括非常制动等开关量，输出包括电制动有效，电制动滑行等开关量信号。

#### 4.1.1.2.3 速度发生装置

速度发生装置模拟速度脉冲信号，该装置同样设置一个 CPU，通过并行总线从工控机获得初始速度、路面状况、粘着、各车载重和各车制动力等数据，由 CPU 模拟计算后向被测系统输出速度信号，同时将这些速度信号通过并行总线发送给工控机。

#### 4.1.1.2.4 司控器及开关

司控器提供表示制动级位的模拟量和开关量信号，同时提供常用制动、紧急制动两个开关量信号。这些信号通过接线箱一路发送到调制与逻辑运算器，一路发送到工控机进行检测。本试验台采用双端操纵，因此设有两个司控器。

按钮开关共两套，分别为：停放制动拨位开关、非常制动按钮开关、强迫缓解拨位开关、备用制动拨位开关、钥匙开关。

#### 4.1.1.2.5 司机信号转换装置

司机信号转换装置用来接受司机控制器的信号，并将其转换成不同形式、不同幅度的电压信号，以适应各种不同被测系统的要求。因为本试验台采用双端操纵，因此需设置两个司机信号转换装置。

#### 4.1.1.2.6 ATP 装置

ATP 装置模拟 ATP 的功能，通过并行总线与工控机相连获所需信息。ATP 根据试验设定的制动级位输出输出常用制动、紧急制动。试验台设置两个 ATP 装置。

#### 4.1.1.2.7 工控机

工控机负责试验台大部分的数据处理任务和试验参数的显示任务。工控机通过并行总线与 AD/DA 装置和速度发生器以及 ATP 装置交换数据。同时工控机还模拟 TCU 的功能，接收 MBCU 的电制动申请信号后向 MBCU 发送实际电制动力信号和电制动滑行、电制动有效和摩擦制动信号。

#### 4.1.1.2.8 电源装置

电源装置为整个试验台的电气装置以及检测所用的传感器提供 110V 电源和 24V 电源。

#### 4.1.1.3 风源系统

试验台风源由一台  $1.3\text{m}^3/\text{min}$  空压机、一套空气处理装置（包括干燥器、油水分离器、冷却器等组成）和一个  $0.6\text{m}^3$  的总风缸组成。

#### 4.1.1.4 试验台架

试验台架 1: 1 模拟列车制动管路系统和转向架制动单元，由于受场地限制，管路成一定弧度布置。见图 4.4 所示。

试验台架上还装有用于控制和检测用的压力比例阀、流量计、压力传感器、压力开关等部件。

#### 4.1.1.5 试验台可完成的试验项目

在试验台上，可通过工控机设置各种试验需要的参数，使用不同的模拟装置提供制动系统需要的信号，通过分布在试验台架台上的各个测点监测系统的性能，并可将测试数据保存下来，通过软件选择所需要分析的测试数据具体显示各数据的详细信息或打印。本试验台可完成的主要试验项目有：

- (1) 动力制动与空气制动配合性能试验；

- (2) 空重车调整（动力制动和空气制动）性能试验；
- (3) 制动系统防滑控制性能试验；
- (4) ATP（ATC）控制下制动系统性能试验；
- (5) 直通电空制动系统与备用空气制动系统切换性能试验；
- (6) 轮轨粘着利用性能试验；
- (7) 制动系统实施非常制动后，强迫缓解性能试验；
- (8) 制动系统阶段制动、阶段缓解性能试验；
- (9) 停放制动性能试验；
- (10) 高速列车与动车在不同初速度时直通电空系统常用制动工况试验；
- (11) 高速列车与动车在不同初速度时直通电空系统紧急制动工况性能试验；
- (12) 高速列车与动车在不同初速度时直通电空系统非常制动工况性能试验；
- (13) 各种工况下制动距离试验；
- (14) 制动系统停车精度性能试验；
- (15) 冲动限制试验。

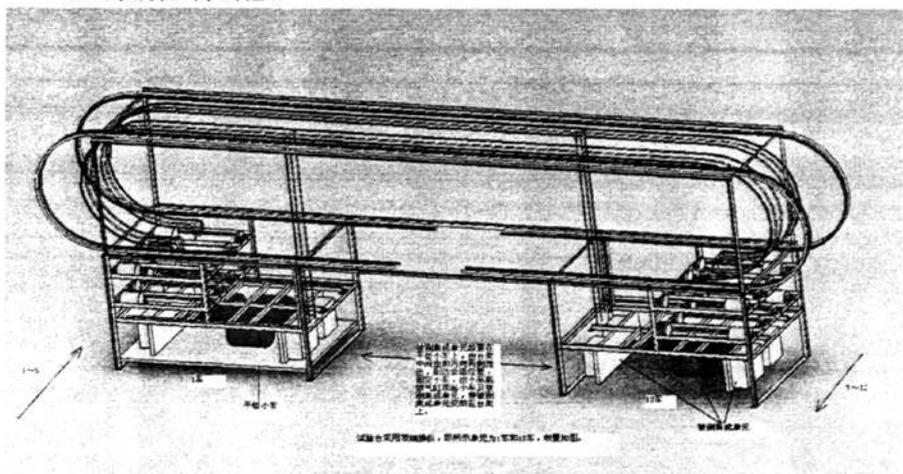


图 4.4 台架 1 单元布置与部件说明

## 4.1.2 微机控制直通电空制动系统室内静置试验大纲

### 4.1.2.1 试验目的

试验微机控制直通电空制动系统静止状态时的性能是否达到设计要求。

### 4.1.2.2 试验准备。

检查每辆动车和拖车的气制动控制单元、微机制动控制单元、制动控制器等各部件是否已符合各部件的试验要求。启动试验台的电源及风源。

### 4.1.2.3 直通电空制动的系统试验

将控制端制动控制器手柄由手柄取出位移至运转位, 确认非控制端的手柄处于手柄取出位。

#### 4.1.2.3.1 常用全制动和缓解试验

将制动控制器手柄由运转位移至制动区 10 位(即最大减压位), 检查制动力, 及制动力上升到最高压力 95%的时间, 要求制动力如表 4.1 所示。其上升时间在 1.2~1.8s。

表4.1 (先锋号) 常用全制动制动缸目标压力

项 目	指标或要求
常用全制动列车制动力 (kN)	316.2~330.7
常用全制动空气制动力升至最大值 95%的时间 (s)	1.2~1.8

将制动控制器手柄由制动区 10 位移至运转位, 检查制动力降到零的时间, 要求小于 3s。

#### 4.1.2.3.2 阶段制动和阶段缓解试验

将制动控制器手柄由运转位移至制动区 1 位, 并逐级升到 10 位, 检查在每一级位时的制动力, 观察制动力上升级差是否均匀来判断阶段制动性能。

待制动力稳定后, 将制动控制器手柄由制动区 10 位逐级向缓解方向移动, 直至制动控制器手柄回到运转位, 检查每下降一级的制动力, 并观察制动力下降的级差是否均匀来判断阶段缓解的性能。

#### 4.1.2.3.3 紧急制动试验

将制动控制器手柄从运转位移到紧急制动位, 检查制动力, 应为 337.9~353.2kN。观察制动力上升到最高压力 95%的时间, 要求小于 1.4s。试毕将制动控制器手柄移回到运转位。

#### 4.1.2.3.4 动力制动与电空制动的配合试验

将制动控制手柄从运转位转到常用制动区。控制动力制动模拟装置, 模拟动力制动发生故障。动力制动力在微机控制单元申请值的 25%, 50%和 100%之间突然发生变化时, 观察空气制动力的变化。要求控制制动力能作出相应变化, 并且总制动力基本保持不变。试毕, 制动手柄回运转位。

#### 4.1.2.3.5 拖车利用动车动力制动能力的试验

将制动控制手柄从运转位转到常用制动区中三分之一位、三分之二位和接近全制动位。要求在三分之一位时,动车只有动力制动力,拖车空气制动力基本为零;在三分之二位时,动车只有动力制动力,拖车有少量的空气制动力;在接近常用制动位时,动车有动力制动力及少量空气制动力,而拖车全部为空气制动力。试毕将制动手柄回到运转位。

#### 4.1.2.3.6 非常制动及强迫缓解试验

确认制动控制器手柄置于运转位,将控制台上的非常制动按钮按下,检查制动力值及上升时间。要求:制动力稳定值为 337.9~353.2kN;制动力上升到最高压力 95%的时间小于 1.4s。非常制动实施后,在 1min 内及 2min 后分别按下驾驶室操纵台上的强迫缓解开关,检查制动力。要求:1min 内按下强迫缓解按钮,不起缓解作用;2min 后按下强迫缓解按钮,制动力能缓解到零。试毕将非常制动按钮及强迫缓解开关复原。

#### 4.1.2.3.7 空重车调整试验

调整空气弹簧模拟装置至空车状态,将制动控制器手柄由运转位转到常用制动某一位置,制动力稳定后记录制动力,然后缓解。

再调整空气弹簧模拟装置至重车状态,将制动控制器手柄由运转位转到常用制动同一位置,制动力稳定后记录制动力,记录制动力,然后缓解。

要求两次记录的制动力有明显区别。

#### 4.1.2.3.8 停放制动试验

确认制动控制器手柄置于运转位,将驾驶室操纵台上的停放制动开关置于停放制动位。停放制动缸应产生停放制动作用。然后,拉停放制动缸上的缓解拉环,停放制动缸应缓解。试毕恢复停放制动开关。

#### 4.1.2.3.9 直通电空制动转换成备用空气制动试验

确认制动控制器手柄置于运转位,待列车管、工作风缸压力充至 600kPa。将制动控制器手柄由运转位移至制动区内的任何一个位置,然后将操纵台上空电转换开关转换到自动空气制动,检查列车制动力变化。要求由直通电空制动产生的制动力转变成由备用空气制动作用产生的制动力。手柄移回至运转位。试毕恢复空电转换开关。

#### 4.1.2.3.10 微机控制直通电空制动综合试验

设定制动初速,待速度模拟装置达到所设置的制动初速后,将制动控制器手

柄由运转位转到紧急制动位。记录制动力变化曲线、列车速度变化曲线。要求制动力变化符合速度粘着变化。

试验结束后，关闭试验台电源，排净压缩空气。

### 4.1.3 微机控制直通电空制动系统室内静置试验及结论

#### 4.1.3.1 试验条件

试验在同济大学制动技术研究开发中心的微机控制直通电空制动系统静置试验台（参见 4.1.1）上进行。并按 200km/h 电动车组设计方案的

#### 4.1.3.2 试验内容及结果

##### 4.1.3.2.1 常用全制动和缓解

将制动控制器手柄由运转位移至制动区 10 位，待制动力稳定后，再将制动控制器手柄由制动区 10 位移至运转位。试验数据见表 4.2。试验曲线见图 4.5。

表4.2 常用全制动和全缓解试验数据

项 目	指标或要求	实测数据	结 论
常用全制动 列车制动力 (kN)	316.2~330.7	325.6	合格
常用全制动空气制动力升至最大值 95%的时间 (s)	1.2~1.8	1.6	合格
常用全制动空气制动力从最大值降至零的时间 (s)	≤3.0	2.5	合格

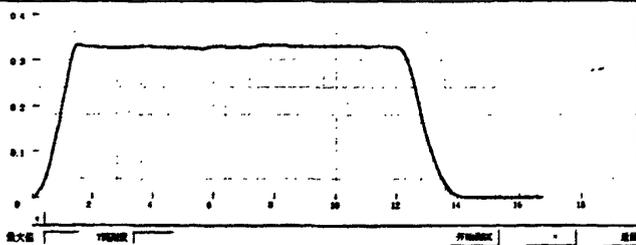


图 4.5 常用全制动和缓解试验曲线

##### 4.1.3.2.2 阶段制动与阶段缓解试验

将制动控制器手柄由运转位移至制动区 1 位，并逐级升到 10 位；待制动力稳定后，将制动控制器手柄由制动区 10 位逐级向缓解方向移动，直至制动控制器手柄回到运转位。试验结果见图 4.6。

从试验曲线可以看到，阶段制动和阶段缓解制动力稳定、明显，符合要求。

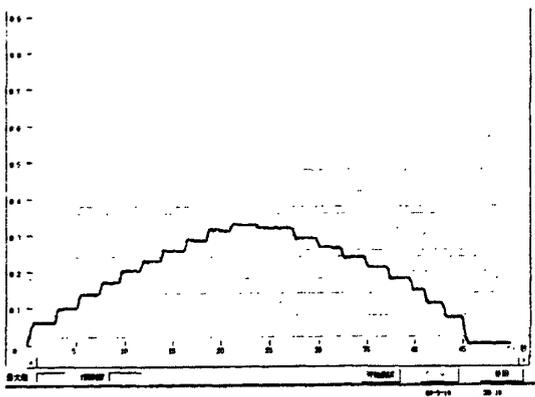


图 4.6 阶段制动和阶段缓解试验曲线

#### 4.1.3.2.3 紧急制动试验

将制动控制器手柄从运转位移动到紧急制动位；待制动力稳定后，将制动控制器手柄由紧急制动位移动到运转位。试验结果见表 4.3。紧急制动试验曲线见图 4.7，试验结果符合要求。

表4.3紧急制动试验数据

项 目	指标或要求	实测数据	结论
紧急制动列车制动力 (kN)	337.9~353.2	350.7	合格
列车制动力由零上升到最高值的 95%所需时间(s)	$\leq 1.4$	0.9	合格

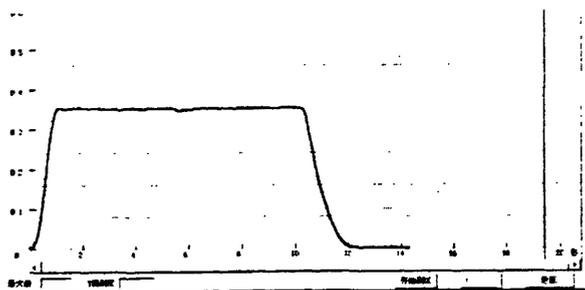


图 4.7 紧急制动试验曲线

#### 4.1.3.2.4 动力制动与电空制动的配合试验

将制动控制手柄从运转位转到常用制动区。控制动力制动模拟装置，使动力制动力在微机控制单元申请值的 25%，50%和 100%之间突然发生变化。试验曲线如图 4.8 所示。从图中曲线可以看到，在动力制动力发生变化时，空气制动力能随之发生变化，且总制动力基本不变。符合大纲要求。试毕将制动手柄回到运转位。

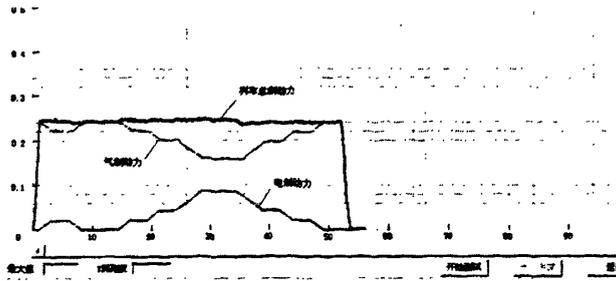


图 4.8 动力制动与电空制动试验曲线

4.1.3.2.5 拖车利用动车动力制动能力的试验

将制动控制手柄从运转位转到常用制动区中三分之一位、三分之二位和接近全制动位。试毕将制动手柄回到运转位。动车与拖车的制动力曲线见图 4.9。试验结果符合要求。试毕将制动手柄回到运转位。

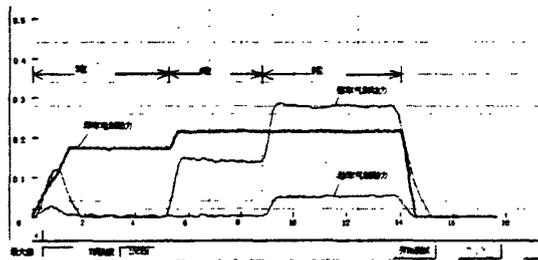


图 4.9 动车与拖车的空气制动与再生制动配合试验曲线

4.1.3.2.6 非常制动及强迫缓解试验

确认制动控制器手柄置于运转位，将控制台上的非常制动按钮按下。非常制动实施后，在 1min 内及 2min 后分别按下控制台上的强迫缓解开关。试验结果见表 4.3。试毕将非常制动按钮及强迫缓解开关复原。试验结果符合要求。

表4.3 非常制动试验结果

项 目	指标或要求	实测数据	结 果
非常制动时制动力上升时间 (s)	≤1.4	1.1	合格
非常制动后 1min 内强迫缓解	不缓解	不缓解	合格
非常制动后 2min 后强迫缓解	缓解	缓解	合格
列车制动力 (kN)	337.9~353.2	350.1	合格

4.1.3.2.7 空重车调整试验

调整空气弹簧模拟装置至重车状态，将制动控制器手柄由运转位转到常用制

动五分之一位、五分之二位和五分之四位，制动力稳定后记录制动力，然后缓解。

再调整空气弹簧模拟装置至空车状态，将制动控制器手柄由运转位转到上述相同位置，制动力稳定后记录制动力，然后缓解。试验结果见表4.4。从试验数据可以看出，空重车变化时，制动力有相应变化，符合要求。

表4.4 空重车调整试验数据

项 目		指标或要求	实测数据(动力制动力 kN+空气制动力 kN)
重 车	常用制动 1/5 位	记录制动力	101.5+4.76=106.4
	常用制动 2/5 位	记录制动力	169.5+4.7=174.2
	常用制动 4/5 位	记录制动力	171.5+109.0=280.5
空 车	常用制动 1/5 位	记录制动力	84.5+2.05=86.5
	常用制动 2/5 位	记录制动力	141.8+1.1=142.9
	常用制动 4/5 位	记录制动力	171.7+62.6=234.3

#### 4.1.3.2.8 停放制动试验

将控制台上的停放制动开关置于停放制动位。经查停放制动缸均产生停放制动作用。

拉某辆车停放制动缸上的缓解拉环，该停放制动缸缓解。

试验结果符合要求。试毕恢复停放制动开关。

#### 4.1.3.2.9 直通电空制动转换为备用制动试验

将制动控制器手柄由运转位移至制动区内的任何一个位置，然后将操纵台上空电转换开关转换到自动空气制动，记录制动力曲线（见图4.10）。手柄移回至运转位。试毕恢复空电转换开关。试验结果符合要求。

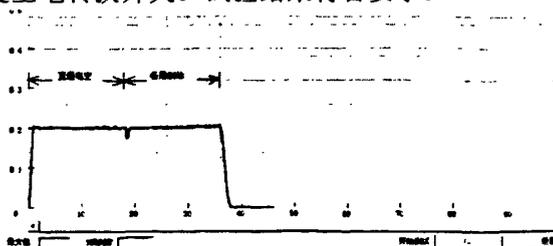


图4.10 直通电空制动转换成备用制动试验曲线

#### 4.1.3.2.10 微机控制直通电空制动综合试验

设定制动初速 200km/h，待速度模拟装置达到所设置的制动初速后，将制动

控制器手柄由运转位转到紧急制动位。记录制动力等曲线如图 4.11 所示。从图中可以看出,制动力从开始制动到 100km/h 沿粘着变化而增加,到 100km/h 后变为恒制动力控制。试验结果符合要求。

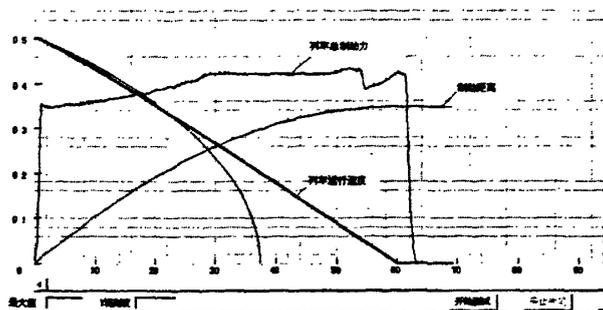


图 4.11 200km/h 综合制动试验曲线

### 4.1.3.3 静置试验结论

从试验结果可以看出,200km/h 电动车组微机控制直通电空制动系统具备了动力制动与空气制动自动协调配合的功能、拖车能充分利用动车再生制动的能力和空重车能自动调整等功能,达到了设计要求。

紧急制动时直通电空制动的制动力由零上升到最大值的时间小于 1s,加上司机操纵时间(根据测试,该时间约为 0.3s)及信号传送和处理时间,因而紧急制动时从司机扳动司机控制器手柄开始到制动力上升到最大值 95%的时间,约为 0.8~1.2s,达到了国外同类制动系统的水平。

## 4.2 微机控制直通电空制动系统运行试验研究

在大量的地面试验完成后,将微机控制直通电空制动系统进行装车(先锋号)运行试验。由于运行试验由铁道科学研究院机车车辆研究所(国家机车车辆产品检测检验中心)完成,因此本节内容主要来自该研究院(研究所)的相关报告。

### 4.2.1 微机控制直通电空制动系统运行试验大纲

#### 4.2.1.1 试验依据的标准

- (1) GB3318—82《电力机车组装后的检查与试验规则》
- (2) GB3319—82《电力机车通用技术条件》
- (3) GB12818—91《铁道客货车组装后的检查与实验规则》
- (4) TB1492—83《铁路客货车制动机单车试验方法》
- (5) TB/T2554—1995《列车制动运行试验规则》
- (6)《客车制动防滑系统技术条件》(报批稿)

(7) 南京浦镇厂 200km/h 动力分散电动车组设计任务书

4.2.1.2 试验用仪器、仪表

- (1) ZV-1 制动系统计算机采集装置
- (2) PG-10KV 压力传感器
- (3) LCK-2TA 荷重传感器
- (4) Raytak Mx4 红外测温仪
- (5) 单车试验器及测力闸瓦 (片)
- (6) 标准压力表 (0.4 级)

4.2.1.3 试验内容

试验时测试下列参数: 制动初速度、制动距离、时间、减速度、列车管压力、二动一拖制动缸压力, 停车时制动盘、闸片的瞬时温度

4.2.1.3.1 微机控制的直通电空制动试验

试验时切除动力制动 (再生制动)。

(1) 紧急制动试验

制动初速分别为 200km/h、180km/h、160km/h、140km/h、120km/h, 每速度级各作三次。

(2) 常用制动停车试验

制动初速度 200km/h, 常用制动 10 位停车; 制动初速度 180km/h, 常用制动 8 位停车; 制动初速度 160km/h, 常用制动 6 位停车; 制动初速度 140km/h, 常用制动 4 位停车; 制动初速度 120km/h, 常用制动 2 位停车, 每种工况各作三次。

4.2.1.3.2 动力制动 (再生制动) 与电空制动的配合试验

恢复动力制动功能, 动车再生制动, 拖车电空制动。

(1) 复合制动试验

① 紧急制动试验

制动初速分别为 200km/h、180km/h、160km/h、140km/h、120km/h, 每速度级各作三次。

② 常用制动停车试验

制动初速度 200km/h, 常用制动 10 位停车; 制动初速度 180km/h, 常用制动 8 位停车; 制动初速度 160km/h, 常用制动 6 位停车; 制动初速度 140km/h, 常用制动 4 位停车; 制动初速度 120km/h, 常用制动 2 位停车, 每种工况各作三次。

## (2) 再生制动故障时的配合试验

## ① 紧急制动试验

制动初速度分别为 200km/h、160km/h，复合紧急制动，当运行速度分别降为 180km/h、140km/h 时，动车退出再生制动，要求电空制动作出相应变化，每种速度各作一次。

## ② 常用制动停车试验

制动初速度分别为 200km/h、160km/h，复合常用制动 10 位停车，当运行速度分别降为 180km/h、140km/h 时，动车退出再生制动，要求电空制动作出相应变化，每种速度各作一次。

## (3) 各种安全防护联锁运行试验

制动初速度分别为 200km/h、160km/h 二种速度工况分别施行，非常制动按钮、车长阀、模拟过分相以及电空制动指令直通传输线故障，上述四种工况各作一次。

## 4.2.2 微机控制直通电空制动系统运行试验及结论

## 4.2.2.1 电动车组运行试验

电动车组运行试验分两阶段进行，首先在北京环行试验中心完成电动车组运行前的静置制动试验，以及 160km/h 以下的各种运行试验，然后在秦沈客运专线山海关~绥中区间完成制动系统 160km/h 以上的紧急制动性能试验。

电动车组为重车工况

由司机控制器手柄操作记录动车组制动初速度、制动距离、制动时间、平均减速度、动车制动缸压力、拖车制动缸压力以及完全停车后动车 (XYZ003) 制动盘、片和拖车 (XYZ002) 制动盘、片的瞬时温度。

## 4.2.2.1.1 空电联合制动性能试验

试验结果见表 4.5。

表4.5 复合制动运行试验 (速度160 km/h)

制动 工况	车辆 编号	制动初始阶段		制动速度 30~100km/h		速度<30km/h
		电制力 (kN)	闸缸压力 (kPa)	电制力 (kN)	闸缸压力 (kPa)	制动缸压力 (kPa)
常用 2 级	XYZ001	15.2	20	19.5	25	105
	XYZ002	—	100	—	30	110
	XYZ003	16.0	20	19.3	30	115
	XYZ001	20.0	30	33.8	30	195

常用4级	XYZ002	—	100	—	40	190
	XYZ003	23.8	30	33.8	30	190
常用6级	XYZ001	22.0	100	43.0	30	266
	XYZ002	—	150	—	160	272
	XYZ003	23.0	150	42.0	30	270
常用8级	XYZ001	23.0	100	43.0	40	342
	XYZ002	—	300	—	300	341
	XYZ003	24.0	100	42.0	40	342
常用10级	XYZ001	23.0	120	43.0	120	416
	XYZ002	—	390	—	412	412
	XYZ003	24.0	120	42.0	120	422

#### 4.2.2.1.2 电动车组紧急制动运行试验

试验时，由于试验仪器占用 XYZ002 车 4 轴速度传感器，为安全起见，该轴单元制动器制动支管切除，单元制动器不动作。

试验结果见表 4.6~表 4.7。

#### 4.2.2.1.3 电动车组复合常用制动运行试验

试验结果见表 4.8。

表4.8 复合常用8级制动测试结果（秦沈客运专线）

序号	试验数据				制动缸压力 (kPa)			温度 (°C)			
	制动初速度 (km/h)	制动距离 (m)	制动时间 (s)	平均减速度 (m/s <sup>2</sup> )	XYZ001	XYZ002	XYZ003	XYZ002		XYZ003	
								制动盘	闸片	制动盘	闸片
1	201.8	2415.4	76.2	0.65	20	302	20	275.0	272.7	39.8	37.3
2	201.1	2315.3	74.3	0.67	20	300	312	280.4	235.7	37.0	34.9

#### 4.2.2.2 运行试验结论

(1) 根据相关技术条件，电动车组在整列车密试验、直通电空制动机性能试验、F8 型制动机性能试验以及电子防滑器、单元制动器等主要部件的性能和作用基本符合验收技术条件。

(2) 紧急制动距离均达到《铁路技术管理规程》第 189 条的要求。由于基础制动装置制动闸片材质由半金属改为粉末冶金，试验过程中制动盘面未见明显热斑以及车轮擦伤和抱死现象。

表4.6 紧急制动测试结果 (环形铁道试验中心)

序号	制动工况	试验数据				制动缸压力 (kPa)				温度 (°C)			
		制动初速度 (km/h)	制动距离 (m)	制动时间 (s)	平均减速度 (m/s <sup>2</sup> )	XYZ 001	XYZ 002	XYZ 003	XYZ 000	制动盘	闸片	制动盘	闸片
1	备用制动	120.0	446.7	24.6	1.24	441	468	478	478	164.8	132.4	139.5	148.2
2		119.3	435.1	23.9	1.26	356	478	468	468	169.6	175.1	101.0	176.6
3		119.0	433.0	27.1	1.26	450	463	460	460	173.1	152.7	72.8	169.6
4	电空制动	119.3	409.3	23.4	1.34	489	482	480	480	158.3	134.6	89.7	121.0
5		120.0	411.4	23.3	1.35	472	486	470	470	164.2	136.8	110.5	125.0
6		119.8	413.2	23.4	1.34	476	483	480	480	142.6	163.9	104.7	116.8
7	复合制动	120.8	431.4	26.5	1.31	350	490	490	220\0	148.9	160.1	71.4	107.2
8		121.3	426.6	25.7	1.33	370	477	250\0	250\0	138.2	139.4	71.3	114.5
9		120.3	423.2	26.1	1.32	320	480	245\0	245\0	157.1	140.6	61.9	82.3
10	备用制动	158.8	816.5	34.5	1.19	455	474	460	460	—	—	114.0	157.6
11		160.6	828.2	34.5	1.20	457	479	479	479	—	—	123.4	133.2
12		161.1	837.0	34.6	1.20	460	478	460	460	—	—	134.8	172.9
13	电空制动	161.9	812.1	34.5	1.25	481	480	480	480	219.4	208.2	248.4	195.5
14		160.3	802.2	34.3	1.24	491	484	480	480	147.8	141.2	151.3	181.4
15		161.6	812.4	34.1	1.24	486	491	480	480	214.4	228.8	157.7	137.1
16	复合制动	160.8	711.1	33.5	1.40	230	487	300	300	197.3	169.8	107.4	153.3
17		159.8	762.2	32.8	1.29	256	477	310	310	162.1	163.1	87.2	125.1

18		160.3	753.7	33.8	1.32	240	480	310	200.5	185.2	82.3	132.1
19	非常按钮	161.6	818.7	34.1	1.23	456	483	480	154.4	163.4	123.2	127.5
20	车长阀	159.5	819.6	34.2	1.20	463	472	470	215.2	182.5	110.9	193.5

表4.7 紧急制动测试结果(秦沈客运专线)

序号	制动工况	试验数据				制动缸压力(kPa)			温度(°C)			
		制动初速度(km/h)	制动距离(m)	制动时间(s)	平均减速度(m/s <sup>2</sup> )	XYZ001	XYZ002	XYZ003	XYZ002		XYZ003	
									闸片	制动盘	闸片	制动盘
1	备用制动	200.3	1480.4	49.6	1.05	460	471	481	272.1	191.1	171.3	232.7
2		196.9	1418.3	48.1	1.05	470	468	477	186.0	259.8	453.8	132.0
3		200.3	1476.2	49.7	1.05	460	470	480	282.7	254.8	219.8	185.6
4	电空制动	199.2	1457.1	49.4	1.05	465	476	482	260.4	282.9	391.7	209.8
5		200.0	1501.7	50.0	1.03	470	478	477	347.6	205.6	250.3	268.0
6	复合制动	201.8	1386.0	46.6	1.13	255	472	274	275.9	275.1	138.9	186.5
7		199.8	1399.0	47.0	1.10	275	475	195	318.0	248.0	153.9	142.9
8	备用制动	200.8	1384.5	46.4	1.12	270	477	265	207.2	245.4	186.6	149.8
9		220.8	1835.9	55.8	1.02	460	466	478	281.3	322.8	305.4	221.5
10		220.5	1888.4	57.7	0.99	480	467	479	275.3	298.9	284.2	221.2
11	电空制动	221.0	1841.1	55.2	1.02	480	465	477	289.6	273.7	302.8	265.4
12		220.8	1893.9	57.3	0.99	475	475	486	243.0	271.6	210.2	192.3
13	219.7	1866.6	56.4	1.00	480	476	483	310.6	225.0	368.1	277.3	
14	复合制动	220.5	1720.0	52.8	1.09	220	474	281	270.4	186.6	121.6	138.8
15		221.5	1759.1	53.3	1.08	300	471	260	217.2	273.1	190.0	146.8
16	220.5	1776.2	53.6	1.06	260	476	480	341.2	184.3	156.4	162.2	

### 4.3 结论

从地面系统试验和运行试验结果，可以认为：

(1) 微机控制直通电空制动系统由于采用了智能化控制，具有良好的动力制动和空气制动配合性能，并能充分发挥动力制动能力。完全能满足动车组，尤其是动力分散型电动车组制动性能的要求。

(2) 微机控制直通电空制动系统的误差控制已达到甚至超过了国外同类模拟式制动系统的水平。

(3) 微机控制直通电空制动系统采用模糊控制方式进行 EP 单元控制，解决了一般控制方式存在的问题，使制动、缓解响应灵敏，制动缸压力控制精度较高。

(4) 各部件试验及综合试验的良好性能，说明微机控制直通电空制动系统的基本参数设计是合理的，设计思路是正确的。

## 第5章 微机控制直通电空制动系统可靠性研究

可靠性工程做为是一门独立的工程学科,发端于美国,1957年美国国防部电子设备可靠性顾问团(AGREE)报告发表以来,可靠性工程经历了萌生、发展、成熟的过程。1965年国际电工委员会(IEC)可靠性专业委员会的成立,标志着可靠性工程成为一门国际化的技术。

目前在可靠性理论体系中,比较实用,运用较多的有故障模式影响分析(FMEA)和故障树分析(FTA)两种方法。FMEA法是分析系统中每一产品所有可能产生的故障模式及其对系统造成的所有可能影响的一种归纳分析方法。它具有方法简单、实用、费用低、效果明显、适用于各种产品的全寿命周期,因此受到了工程界的广泛重视。目前在先进发达的国家中,FMEA技术已经广泛应用在宇航、核工业、机械、电力、造船等领域。并且在发达国家均有明文规定,FMEA资料是不可缺少的设计资料之一。FMEA方法虽然有诸多优点,但是由于它是逐部件进行的,因此它对两种或两种以上故障模式组合产生的系统故障显得力不从心。而微机控制直通电空制动系统是一个机电结合的复杂系统,为了更加全面准确的分析其各种组合故障,我们需要借助FTA分析法。FTA法采用图形化的方法逐级对系统的各种故障模式进行分析,具有巨大的工程实用性和强大的生命力。他可以让人们知道哪些事件的组合可以导致危及系统安全的故障,并计算它们的概率,然后通过设计改进和有效的故障监测、维修等措施,设法减小他们的发生概率。对系统的故障树既可以定性分析,找出导致系统安全性故障的最小割集,也可以进行定量计算求系统的可靠性指标。

我国从60年代,首先在航天、电子部门,而后在机械、冶金、化工等部门成立了相应的机构,制定了可靠性方面的标准和文件,进行了有关的研究,已取得了明显的成效。但是我国的可靠性研究工作较多的还是应用于国防工业,在普通民用工业中实施可靠性设计,进行可靠性分析的工作还比较少。我国铁路部门可靠性工程的研究起步较晚,应用较少。就机车车辆而言,有许多可靠性工程方面的问题需要解决,许多课题值得研究。

国内自主研发的微机控制直通电空制动系统的可靠性一直是个备受争议的问题,但这些争议大多停留在主观推测和想象上。运用可靠性工程的理论对微机控制直通电空制动系统进行可靠性分析,不但可以得到其可靠性的定量指标,便于与国外同类产品进行比较;而且还可以具体分析对系统可靠性造成影响的薄弱环节,提出合理的改进方案。进行可靠性研究的首要问题就是要建立所研究系统的可靠性模型。本节将以2.2所述的微机控制直通电空制动系统为原型,分别运

用故障模式影响分析法 FMEA 和故障树法 FTA 对该制动系统的可靠性进行定性和定量分析。

## 5.1 故障模式影响分析 FMEA

要进行 FMEA 分析, 首先必须明确分析对象和分析范围。我们这里主要考查微机控制直通电空制动系统的可靠性, 因此分析的对象就是包括电路部件、气路部件在内的制动系统部件。气路部分中我们的研究对象为从制动风缸开始, 一直到制动摩擦片结束的气路部件。电路部分为自司控器和控制台开关开始, 直到各车的微机制动控制单元 (MBCU) 和气制动控制单元 (PBCU) 的电器部分的制动元件, 如图 5.1 所示。

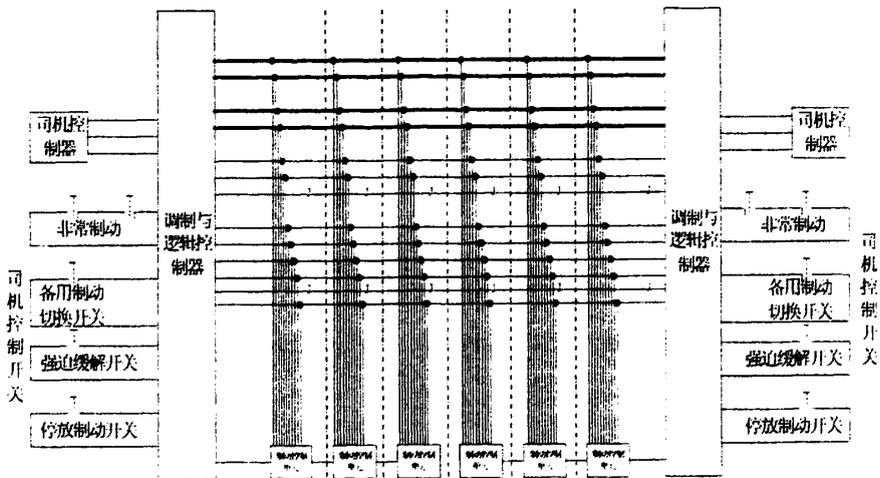


图 5.1 FMEA 电路部分分析范围

确定了分析范围后需要进行系统的任务分析。系统的任务主要有常用和紧急制动、非常制动和停放制动四个任务剖面组成。通常情况下使用常用制动, 在紧急情况下实施紧急制动, 上述两个制动过程都经过微机制动控制单元进行动力制动力和气制动力的分配。当司机施行常用制动和紧急制动系统时, 发现该系统发生故障, 则由司机通过非常制动按钮实施非常制动; 或者遇到列车车厢起火等司机无法察觉的故障时可由列车员通过车长阀实施非常制动; 当列车断钩或总风欠压时, 非常制动系统自动起非常制动。停放制动为车辆停放后随着制动系统压缩空气的泄漏, 当气体排净时自动实施。

进行 FMEA 分析, 还必须对系统状态有一个明确的故障判据。在这里我们定义, 制动系统故障是指当司控器或其它指令开关发出制动指令后导致摩擦片与制动盘不能产生相应大小制动力的事件为故障事件。常用/紧急制动、非常制动和停放制动系统故障分别是指该相应系统无法动作或动作后无法使摩擦片和制动

盘之间产生相应大小的制动力的事件。

在选用硬件法绘制 FMEA 分析表格前, 首先对故障严酷等级做表 5.1 的定义。同时对故障模式发生概率等级做表 5.2 的。

表5.1 故障严酷度等级定义

故障分级	故障类型	故障特征描述
I级	致命故障	导致制动系统某一项制动或缓解的整体功能丧失的故障
II级	严重故障	导致制动系统某一项制动或缓解的整体功能降低的故障
III级	一般故障	导致部分车辆制动或缓解性能下降, 但对车辆整体的制动与缓解影响不大的故障
IV级	轻微故障	导致部分零部件损坏, 但是不影响制动系统性能的故障

表5.2 故障模式发生概率等级定义

概率等级	发生概率	发生概率描述
A	很可能发生	在产品工作期间, 某一故障模式发生的概率大于产品在该期间总的故障率的 10%, 但小于 20%
B	可能发生	在产品工作期间, 某一故障模式发生的概率大于产品在该期间总的故障率的 1%, 但小于 10%
C	很少发生	在产品工作期间, 某一故障模式发生的概率大于产品在该期间总的故障率的 0.1%, 但小于 1%
D	极少发生	在产品工作期间, 某一故障模式发生的概率小于产品在该期间总的故障率的 0.1%

有了以上定义我们就可以设计 FMEA 分析表进行故障模式后果分析了。对系统可靠度影响不大的气路部件, 以及故障率数据可以通过国内外相关标准查阅得到, 可以直接计算的电器部件只分解到部件层, 对那些关键部件进一步细分。具体分析表格如 5.3 所示。

表5.3 微机控制直通电空制动系统FMEA分析表

代码	产品或功能标志	功能	故障模式	故障原因	故障影响			严酷等级	概率等级
					局部影响	高一层次影响	最终影响		
A	制动风缸								
B	截断塞门 I								
C	制动电磁阀								
C1	阀芯	执行部件	无法动作	线圈短/断路	不能实现功能	气路无法导通	常用制动无法实现	II	A
C2	气路	控制气路	泄漏	密封不良	空气泄漏	下游供气不足	微机控制自动纠正影响不大	IV	B
D	缓解电磁阀								

D1	阀芯	执行部件	无法动作	电路故障	气体不能排大气	无法排气	常用/紧急制动制动力偏大且不能缓解	III	A
D2	气路	控制气路	泄漏	密封不良	空气泄漏	下游供气不足	微机控制自动纠正故影响不大	IV	B
E	双向阀								
E1_1	阀芯	常用、非常制动切换	卡死于非常制动位	空气有杂质或质量原因	双向阀阀芯不能自由移动	常用制动压缩空气不能流经双向阀	常用制动瘫痪	II	C
E1_2	阀芯	常用、非常制动切换	卡死于常用制动位	空气有杂质或质量原因	双向阀阀芯不能自由移动	非常制动压缩空气不能流经双向阀	非常制动瘫痪	II	C
E1_3	阀芯	常用、非常制动切换	两侧窜气	磨耗	两侧窜气	双向阀下游压力下降	常用/紧急制动时压力上升缓慢或非常制动时压力降低	III	B
E2	气路接口	气路对外连接	泄漏	密封不良	空气泄漏	下游供气不足	微机控制自动纠正故影响不大	IV	B
F	空电切换电磁阀								
F1	电插头	电路对外连接	插头松脱	震动	器件不能发挥作用	气压不能降低	丧失电空制动功能	II	C
F2	阀芯	执行部件	故障于备用制动位	质量因素或电路故障	不能实现功能	无法接通电空制动通路	丧失电空制动功能	II	A
F3	气路接口	气路对外连接	泄漏	密封不良	空气泄漏	下游供气不足	气制动力不够	III	B
F4	触点	通、断电路	脱落、粘结	磨耗	触点不能闭合	电磁阀失灵	无法切换到电空制动	II	A
G	容积室								
H	中继阀								
H1	管座	固定中继阀	固定处松脱	震动	中继阀随车体震动	短期无影响	短期无影响	IV	B
H2_1	主鞣鞣膜板	实现阀芯动作	膜板破裂	橡胶膜板老化	主鞣鞣上下窜气	无输出压力	常用/紧急制动无制动力	II	C
H2_2	主鞣鞣	实现阀芯动作	鞣鞣四周泄漏	O型圈老化	主鞣鞣两侧窜气	主鞣鞣运动不到位	常用/紧急制动力上升缓慢	III	C
H3	气路接口	气路对外连接	漏气	密封不良	空气泄漏	气路泄漏	气制动力降低或无气制动力	II	B
H4	阀杆	传递推力	卡死	磨耗	阀杆不能动作	中继阀不起作用	制动系统无压力	I	A
H5	排气口密封垫	防止泄漏	所在处泄漏	老化	排气口泄漏	中继阀输出压力降低	制动缸压力偏低	III	B
I	截断塞门 2								
J	制动缸							HI	
J1	吊耳	支撑缸体	吊耳破裂	震动、冲击	缸体震动加剧	短期无影响	短期无影响	IV	B

J2	进气口	气路对外连接	漏气	密封不良	空气泄漏	气路泄漏	气制动力降低或无气制动力	III	B
J3	缸体	贮存气体	破裂	冲击、温度应力	空气泄漏	气制动力低或无气制动力	气制动力低或无气制动力	III	A
J4	活塞	实现气压力转换为制动力	四周泄漏	磨损	制动缸内气体泄漏	制动推杆推出乏力	气制动力上升缓慢	III	B
J5	推杆	传递制动力	断裂	应力超限	推杆无作用	无法使制动副接触	无法产生气制动力	II	A
K	调压阀 1								
K1	压力调节旋钮	调整压力	滑丝	质量原因或旋紧力太大	操作无响应	调压阀设定压力无法改变	调压阀性能下降后无法调整压力	IV	D
K2	阀体支座	安装调压阀	松脱	震动、冲击	阀体活动	短期无影响	短期无影响	IV	B
K3	压力调节弹簧	平衡压力	丧失弹性	材料老化	膜片不能压缩弹簧	压力调定值不准	非常制动/停放制动压力偏小	III	B
K4	隔膜	压力平衡介质	泄漏	材料老化	上下窜气	调压阀调定压力过高	制动时制动力偏大	III	C
K5	气路接口	对外气路连接	泄漏	密封不良	下游压力不足	下游压力不足	调定压力过低	III	B
K6	排大气口	调压时排大气	堵塞	固体杂质	无法排出气体	调压阀无法调整至标定值	非常制动压力不准	III	A
L	调压阀 2								
L1	压力调节旋钮	调整压力	滑丝	质量原因或旋紧力太大	操作无响应	调压阀设定压力无法改变	调压阀性能下降后无法调整压力	IV	D
L2	阀体支座	安装调压阀	松脱	震动、冲击	阀体活动	短期无影响	短期无影响	IV	B
L3	压力调节弹簧	平衡压力	丧失弹性	材料老化	膜片不能压缩弹簧	压力调定值不准	非常制动/停放制动压力偏小	III	B
L4	隔膜	压力平衡介质	泄漏	材料老化	上下窜气	调压阀调定压力过高	制动时制动力偏大	III	C
L5	气路接口	对外气路连接	泄漏	密封不良	下游压力不足	下游压力不足	制动时调定压力过低	III	B
L6	排大气口	调压时排大气	堵塞	固体杂质	无法排出气体	调压阀无法调整至标定值	非常制动压力不准	III	A
M	速度切换电磁阀								
M1	电插头	电路对外连接	插头松脱	震动	器件不能发挥作用	无法选择调压阀	非常制动压力不准	III	C
M2	阀芯	执行部件	无法动作	质量因素	不能实现功能	无法选择调压阀	非常制动压力不准	III	A
M3	气路接口	气路对外连接	泄漏	密封不良	空气泄漏	下游供气不足	非常制动气制动力不精确	III	B
M4	触点	通、断电路	脱落、粘结	磨损	触点不能闭合	电磁阀失灵	非常制动气制动力不精确	II	A
N	非常制动电磁阀								

N1	电插头	电路对外连接	插头松脱	震动	器件不能发挥作用	非常制动气路无法导通	无法实施非常制动	II	C
N2_1	阀芯	执行部件	故障于排大气位	质量因素或电路原因	不能实现功能	非常制动气路无法导通	无法实施非常制动	II	A
N2_2	阀芯	执行部件	故障于不能排大气位	质量因素或电路原因	不能实现功能	非常制动气路无法缓解	非常制动无法缓解	II	A
N3	气路接口	气路对外连接	泄漏	密封不良	空气泄漏	下游供气不足	非常制动气制动力不精确	III	B
N4	触点	通、断电路	脱落、粘结	磨损	触点不能闭合	电磁阀失灵	无法实施非常制动	II	A
O	强迫缓解电磁阀								
O1	电插头	电路对外连接	插头松脱	震动	器件不能发挥作用	非常制动气路无法切断	对非常制动无影响	IV	C
O2	阀芯	执行部件	无法动作	质量因素	不能实现功能	非常制动气路无法排大气	非常制动无法强迫缓解	III	A
O3	气路接口	气路对外连接	泄漏	密封不良	空气泄漏	下游供气不足	非常制动气制动力不精确	III	B
O4	触点	通、断电路	脱落、粘结	磨损	触点不能闭合	电磁阀失灵	无法实施强迫缓解	II	A
P	停放制动电磁阀								
P1	电插头	电路对外连接	插头松脱	震动	器件不能发挥作用	停放制动气路无法接通	丧失停放制动能力	II	C
P2_1	阀芯	执行部件	故障于不能排大气位	质量因素或电路故障	不能实现功能	停放制动电磁阀故障于不能排大气位	丧失停放制动执行能力	II	A
P2_2	阀芯	执行部件	故障于排大气位	质量因素或电路故障	不能实现功能	停放制动电磁阀故障于排大气位	丧失停放制动缓解能力	II	A
P3	气路接口	气路对外连接	泄漏	密封不良	空气泄漏	下游供气不足	停放制动气制动力不够	III	B
P4	触点	通、断电路	脱落、粘结	磨损	触点不能闭合	电磁阀失灵	无法实施停放制动	II	A
Q	截断塞门3								
R	停放制动缸								
R1	吊耳	支撑缸体	吊耳破裂	震动、冲击	缸体震动加剧	短期无影响	短期无影响	IV	B
R2	进气口	气路对外连接	漏气	密封不良	空气泄漏	气路泄漏	气制动力降低或无气制动力	III	B
R3	制动缸体	贮存气体	破裂	冲击、温度应力	空气泄漏	气制动力低或无气制动力	气制动力低或无气制动力	III	A
R4	活塞	实现气动力转换为制动力	四周泄漏	O型圈老化	活塞两侧窜气	活塞推杆退回乏力	停放制动缓解乏力	II	B
R5	推杆	传递制动力	断裂	应力超限	推杆无作用	无法使制动副接触	无法产生气制动力	II	A
S	司机控制器								

S1	手柄	操纵部件	卡死	润滑不良	制动时手柄拉不下来	制动电信号、气信号均无法发出	丧失制动能力	I	A
S2	电位器触点	产生制动级位信号	松动	压紧弹簧老化	电位器触点接触不良	可控器发出的制动级位信号断断续续	常用/紧急制动断断续续	II	B
S3	电位器线圈	产生制动级位信号	烧断	瞬时电压过大	无电位信号	可控器无电压信号输出	制动力控制不精确	II	B
S4	常用制动微动开关	产生常用制动开关信号	失效	疲劳	常用制动开关电路无法通断	常用制动开关电路无法通断	常用制动指令少了一路冗余信号	III	B
S5	紧急制动微动开关	产生紧急制动开关信号	失效	疲劳	紧急制动开关电路无法通断	紧急制动开关电路无法通断	紧急制动指令少了一路冗余信号	III	B
T	调制与逻辑控制器								
U	微机制动控制单元 MBCU								
U1	MBCU 软件	实现控制思路	功能漏洞	程序员疏忽	控制思路错误	MBCU 输出不理想	常用/紧急制动控制出错	II	C
U2	MBCU 硬件	实现控制功能	元件损坏	元件损坏	控制电路故障	MBCU 输出不理想	常用/紧急制动控制出错	II	C
V	载重传感器								
V1_1	前载重压力传感器	提供前载重压力信号	前载重压力示数偏大	传感器老化	提供给 MBCU 的前载重压力偏大	提供给 MBCU 的前载重压力偏大	常用/紧急制动气制动力不足	III	C
V1_2	前载重压力传感器	提供前载重压力信号	前载重压力示数偏小	传感器老化	提供给 MBCU 的前载重压力偏小	提供给 MBCU 的前载重压力偏小	常用/紧急制动气制动力过大	III	C
V2_1	后载重压力传感器	提供后载重压力信号	后载重压力示数偏大	传感器老化	提供给 MBCU 的后载重压力偏大	提供给 MBCU 的后载重压力偏大	常用/紧急制动气制动力不足	III	C
V2_2	后载重压力传感器	提供后载重压力信号	后载重压力示数偏小	传感器老化	提供给 MBCU 的后载重压力偏小	提供给 MBCU 的后载重压力偏小	常用/紧急制动气制动力过大	III	C
W	反馈传感器								
W1_1	容积室压力传感器	向微机制动控制单元提供容积室压力信号	示数偏大	传感器老化	提供给 MBCU 的容积室压力偏大	提供给 MBCU 的容积室压力偏大	气制动力不足	III	C
W1_2	容积室压力传感器	向微机制动控制单元提供容积室压力信号	示数偏小	传感器老化	提供给 MBCU 的容积室压力偏小	提供给 MBCU 的容积室压力偏小	气制动力过大	III	C

W2_1	制动缸压力传感器	向微机制动控制单元提供制动缸压力信号	示数偏大	传感器老化	提供给MBCU的制动缸压力偏大	提供给MBCU的制动缸压力偏大	气制动力不足	III	C
W2_2	制动缸压力传感器	向微机制动控制单元提供制动缸压力信号	示数偏小	传感器老化	提供给MBCU的制动缸压力偏小	提供给MBCU的制动缸压力偏小	气制动力过大	III	C
X	非常制动压力开关	提供非常制动电磁阀处压力的开关量信号	电路故障	触点松脱	错误通断	给出错误的非常制动电磁阀的状态信号	使系统误进行非常制动的风险加大	IV	C
Y	控制台开关								
Y1_1	非常制动开关	通/断非常制动控制电路	接触不良	老化	触点不能闭合或断开	电路不能接通或断开	下达非常制动指令错误	II	C
Y1_2	非常制动按钮	供司机操纵非常制动开关	卡死	疲劳松动	无法操纵非常制动开关	司机生成非常制动/缓解指令故障	下达非常制动指令错误	II	C
Y2	强迫缓解开关	通/断强迫缓解控制电路	接触不良	老化	触点不能闭合或断开	电路不能接通或断开	下达强迫缓解指令错误	II	C
Y3	空电切换开关	通/断空电切换控制电路	接触不良	老化	触点不能闭合或断开	电路不能接通或断开	下达空电切换指令错误	II	C
Y4	停放制动开关	通/断停放制动控制电路	接触不良	老化	触点不能闭合或断开	电路不能接通或断开	下达停放制动指令错误	II	C
Z	车长阀	供列车员实施非常制动							
Z1	1车车长阀开关	提供非常制动车辆控制信号	电路故障	触点松脱	错误通断	给出错误的车长阀信号	因有其它车车长阀做冗余,影响不大	IV	C
Z2	2车车长阀开关	提供非常制动车辆控制信号	电路故障	触点松脱	错误通断	给出错误的车长阀信号	因有其它车车长阀做冗余,影响不大	IV	C
Z3	3车车长阀开关	提供非常制动车辆控制信号	电路故障	触点松脱	错误通断	给出错误的车长阀信号	因有其它车车长阀做冗余,影响不大	IV	C
Z4	4车车长阀开关	提供非常制动车辆控制信号	电路故障	触点松脱	错误通断	给出错误的车长阀信号	因有其它车车长阀做冗余,影响不大	IV	C
Z5	5车车长阀开关	提供非常制动车辆控制信号	电路故障	触点松脱	错误通断	给出错误的车长阀信号	因有其它车车长阀做冗余,影响不大	IV	C
Z6	6车车长阀开关	提供非常制动车辆控制信号	电路故障	触点松脱	错误通断	给出错误的车长阀信号	因有其它车车长阀做冗余,影响不大	IV	C

a		管路							
a1	硬管	构成气路	泄漏	人为原因或密封层老化	气体泄漏	下游气压不够	空气制动力不足或压力上升缓慢	III	C
a2	软管	构成气路	泄漏	人为原因或密封层老化	气体泄漏	下游气压不够	空气制动力不足或压力上升缓慢	III	C
a3	管接头	构成气路	泄漏	人为原因或密封层老化	气体泄漏	下游气压不够	空气制动力不足或压力上升缓慢	III	C
β		电路传输							
β <sub>1_1</sub>	调制指令1传输信号	调制指令1的电路传输	干扰失真	屏蔽层破裂	调制信号1有谐波干扰	调制信号1失真	该指令控制的制动力不准	II	C
β <sub>1_2</sub>	调制指令1传输导线	调制指令1的电路传输介质	断裂	应力或质量原因	调制信号1丧失	调制信号1无法到达下游	该指令控制的制动功能丧失	I	C
β <sub>2_1</sub>	调制指令2传输信号	调制指令2的电路传输	干扰失真	屏蔽层破裂	调制信号1有谐波干扰	调制信号2失真	该指令控制的制动力不准	II	C
β <sub>2_2</sub>	调制指令2传输导线	调制指令2的电路传输介质	断裂	应力或质量原因	调制信号2丧失	调制信号2无法到达下游	该指令所控制的制动功能丧失	I	C
β <sub>3</sub>	常用制动开关信号传输导线	常用制动开关信号传输介质	断裂	应力或质量原因	常用制动开关信号丧失	常用制动开关信号无法到达下游	该指令所控制的制动功能丧失	I	C
β <sub>4</sub>	非常制动开关信号传输导线	非常制动开关信号传输介质	断裂	应力或质量原因	非常制动开关信号丧失	非常制动开关信号无法到达下游	该指令所控制的制动功能丧失	I	C
β <sub>5</sub>	申请电制动信号	申请电制动信号的电路传输	干扰失真	屏蔽层破裂	申请电制动信号有谐波干扰	申请电制动信号失真	不能申请到合适的电制动力	III	C
β <sub>6</sub>	申请电制动导线	申请电制动信号的电路传输介质	断裂	应力或质量原因	申请电制动信号丧失	申请电制动信号无法到达下游	电制动系统瘫痪	II	C
β <sub>7</sub>	实际电制动信号	申请电制动信号的电路传输	干扰失真	屏蔽层破裂	实际电制动信号有谐波干扰	实际电制动信号失真	气制动匹配不当	III	C
β <sub>8</sub>	实际电制动导线	申请电制动信号的电路传输介质	断裂	应力或质量原因	实际电制动信号丧失	实际电制动信号无法到达下游	电制动系统瘫痪	III	C

β 9	强迫缓解开关信号传输导线	强迫缓解开关信号传输介质	断裂	应力或质量原因	强迫缓解开关信号丧失	强迫缓解开关信号无法到达下游	强迫缓解功能丧失	I	C
β 10	停放制动开关信号传输导线	停放制动开关信号传输介质	断裂	应力或质量原因	停放制动开关信号丧失	停放制动开关信号无法到达下游	停放制动无法缓解	I	C
β 11	空电切换开关信号传输导线	空电切换开关信号传输介质	断裂	应力或质量原因	空电切换开关信号丧失	空电切换开关信号无法到达下游	无法实现空电切换功能	I	C
γ	F8	备用制动执行阀							
δ	基础制动装置								
δ 1_1	连杆装置	约束制动夹钳的运动	制动阻力过大	润滑不良	制动时连杆运动阻力过大	制动时基础制动装置动作乏力	制动力不足	III	C
δ 1_2	连杆装置	约束制动夹钳的运动	缓解阻力过大	润滑不良	缓解时连杆运动阻力过大	缓解时基础制动装置动作乏力	缓解不良	III	C
δ 2	制动夹钳	产生夹紧力	闸瓦间隙过大	复原弹簧丧失弹性	制动后夹钳无法复位	制动后夹钳无法复位	缓解不良	III	C
δ 3	摩擦片	产生摩擦力	无法接触制动盘/踏面	闸瓦间隙过大	摩擦片无法接触制动盘/踏面	无法产生摩擦力	该制动钳无法产生空气制动力	II	C

## 5.2 故障树分析 FTA

FMEA 分析使我们明确了微机控制直通电空制动系统各个零部件可能产生的故障模式和该故障对整个制动系统构成的影响,但是它还不能反映零部件故障之间的关系。借助故障树分析 FTA 我们可以找出哪些零部件故障的组合可以最终导致系统的故障,找出这些含有零部件最少的这种组合,它们就是导致系统故障的最小割集。找出了各个任务剖面的所有最小割集我们就可以据此对系统进行定性分析,并据此对系统进行定量计算,计算出系统的可靠性指标。

从 5.1 的 FMEA 分析,结合前面对系统整体任务剖面的分析,我们可以画出系统级的故障树,如图 5.2 所示。

由故障树定量计算理论,在计算系统故障率时我们可以略去对系统故障率影响不大的割集之间的两重和更高层重合部分,结果仍能满足工程需要,在以下计算中都据此理论略去高阶重合子集故障概率。首先我们计算子系统级的故障树发生概率,为:

$$P_{Z(t)} = P_{Z_1(t)}P_{Z_2(t)} + P_{Z_3(t)} \quad (5.1)$$

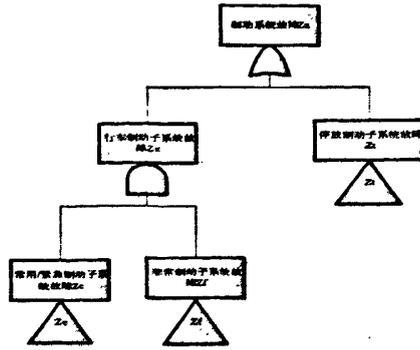


图 5.2 系统级故障树

绘制常用/紧急制动力系统故障树如图 5.3 所示。

根据故障树简化原则进行逻辑门合并简化后得常用/紧急制动力系统简化故障树如图 5.4。

由图 5.4 常用/紧急制动的简化故障树运用故障树的下行法求常用/紧急制动力系统故障树的最小割集，具体算法如表 5.4。

表 5.4 的最后一列为引起常用/紧急制动力系统故障的最小割集，它们的故障将导致子系统制动或缓解功能的故障。根据可靠性理论，低阶最小割集的元部件对系统的影响较大，因此 Y3：空电切换开关故障；S1：手柄卡死；T：调制与逻辑控制器故障；U：MBCU 故障；C1：制动电磁阀不动作；D1：缓解电磁阀不动作；E1\_1：双向阀阀芯卡死非常制动位；H2\_1：中继阀鞣鞣膜板破裂；V1\_2、V2\_2、V1\_1、V2\_1：载重传感器示数偏大或偏小；δ 2：摩擦片磨损量超限；δ 1\_1，δ 1\_2：基础制动装置的连杆机构运动摩擦过大；H5：中继阀排气口垫片变形；δ 2：制动夹钳回复弹簧断裂；这几个故障将导致常用/紧急制动系统的性能降低或丧失常用/紧急制动能力。因此对上述故障要特别注意，加强日常维护时对它们的监测力度。同时，根据可靠性理论我们还可以利用以上求得的最小割集计算常用/紧急制动系统的不可靠度。假定系统的零部件和各个系统、子系统的故障率符合指数分布。则常用/紧急制动力系统发生故障的概率为：

$$\begin{aligned}
 P_{Zc(t)} = & P_{Y3(t)} + P_{S1(t)} + P_{T(t)} + P_{U(t)} + P_{C1(t)} + P_{D1(t)} + P_{E1_1(t)} + P_{H2(t)} \\
 & + P_{V1_2(t)} + P_{V2_2(t)} + P_{\delta 2(t)} + P_{\delta 1_1(t)} + P_{V1_1(t)} + P_{V2_1(t)} + P_{H5(t)} \\
 & + P_{\delta 2(t)} + P_{\delta 1_2(t)} + P_{S2(t)}P_{S4(t)} + P_{S2(t)}P_{S5(t)} + P_{\beta 1_1(t)}P_{\beta 2_1(t)}P_{\beta 3(t)} \\
 & + P_{\beta 1_1(t)}P_{\beta 2_1(t)}P_{\beta 4(t)} + P_{\beta 1_1(t)}P_{\beta 2_2(t)}P_{\beta 3(t)} + P_{\beta 1_1(t)}P_{\beta 2_2(t)}P_{\beta 4(t)} \\
 & + P_{\beta 1_2(t)}P_{\beta 2_1(t)}P_{\beta 3(t)} + P_{\beta 1_2(t)}P_{\beta 2_1(t)}P_{\beta 4(t)} + P_{W1_1(t)}P_{W2_1(t)} \\
 & + P_{W1_2(t)}P_{W2_2(t)}
 \end{aligned} \tag{5.2}$$

对非常制动力系统建立故障树如图 5.5 所示。

将其按故障树逻辑门简化原则简化后的非常制动力系统简化故障树如图 5.6

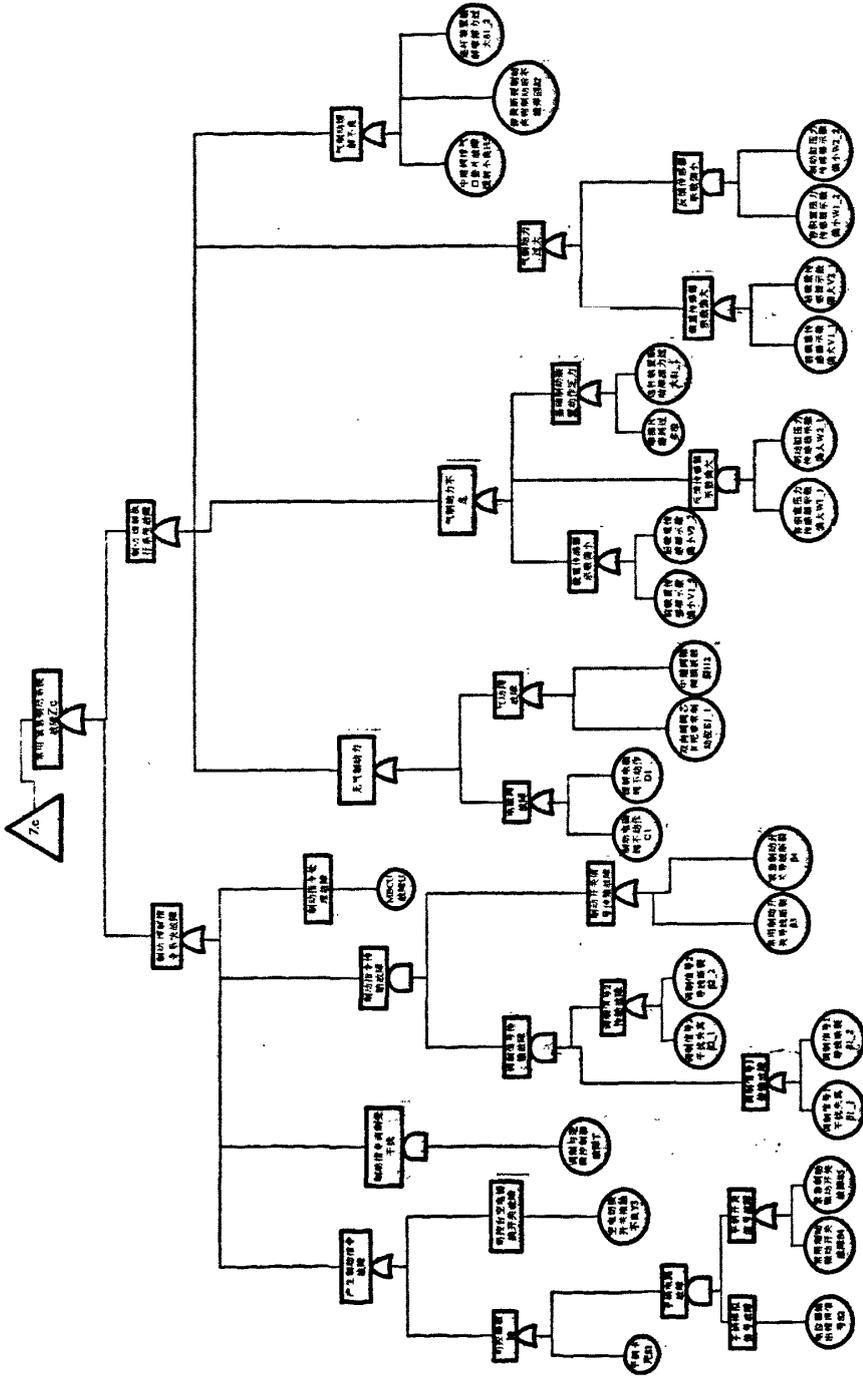


图 5.3 常用/紧急制动子系统故障树

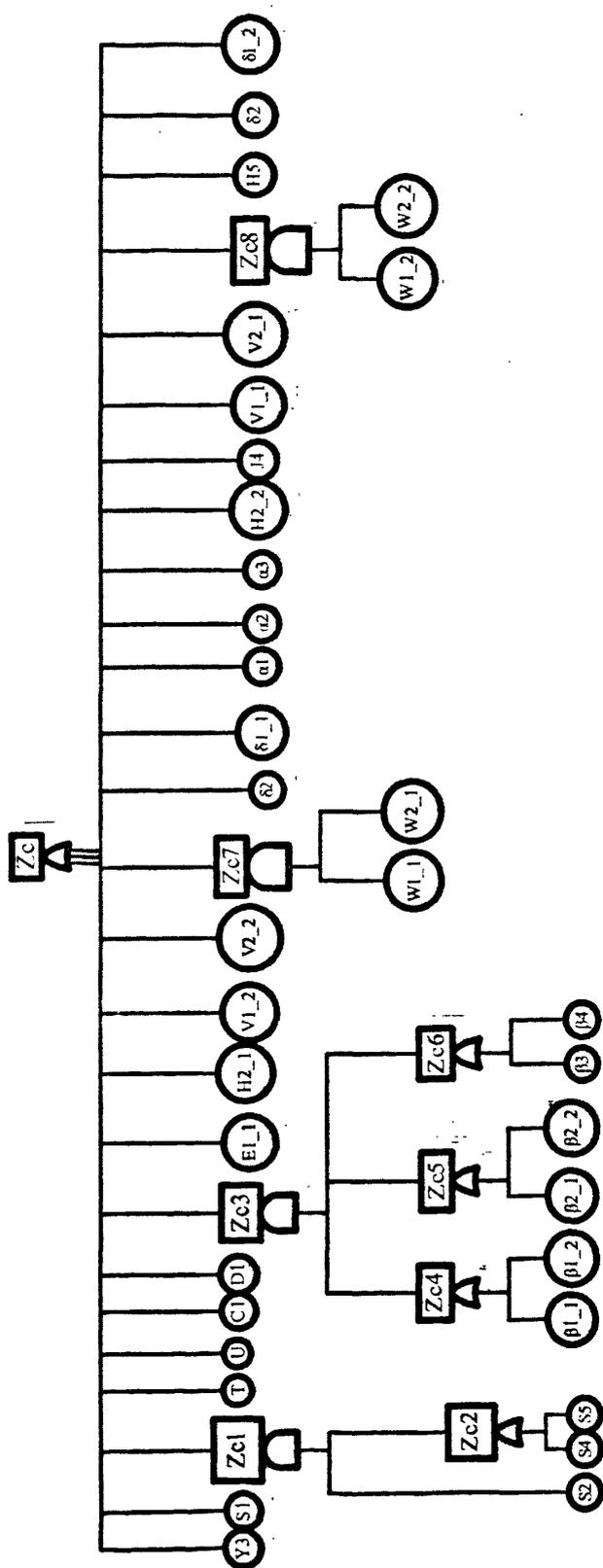


图 5.4 常用/紧急制动子系统简化后故障树图

表 5.4 常用/紧急制动子系统下行法推算表

步骤 1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Y3							
								Y3



				W1_2,W2_2	$\beta 1_2, \beta 2_2, Zc6$	$\beta 1_1, \beta 2_2, \beta 4$
					W1_1,W2_1	$\beta 1_2, \beta 2_1, \beta 3$
					W1_2,W2_2	$\beta 1_2, \beta 2_1, \beta 4$
						W1_1,W2_1
						W1_2,W2_2

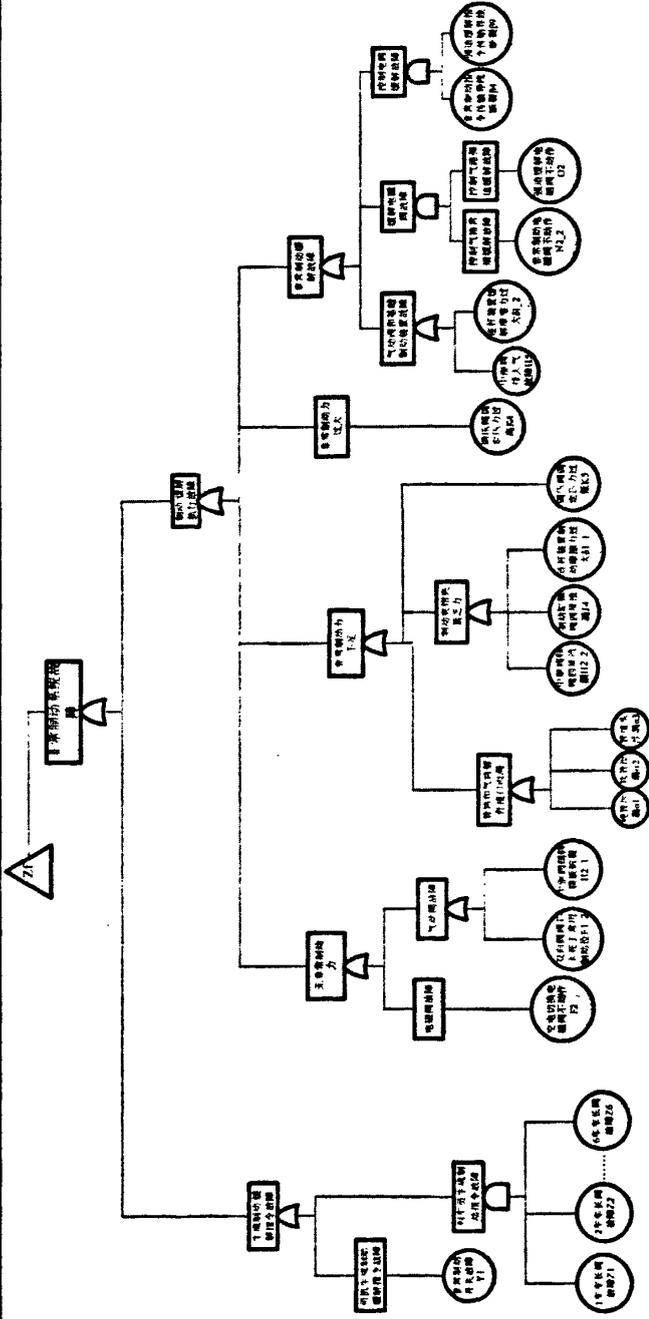


图 5.5 非常制动了系统故障树



所示。对其运用下行法进行分析，如表 5.5 所示。

表5.5 非常制动子系统下行法推算表

步骤	1	2
	Y1	Y1
	F2	F2
	E1_2	E1_2
	H2_1	H2_1
	a 1	a 1
	a 2	a 2
	a 3	a 3
	J4	J4
	δ 1_1	δ 1_1
	H2_2	H2_2
	K5	K5
	K4	K4
	H5	H5
	δ 1_2	δ 1_2
	Zf1	Z1,Z2,Z3,Z4,Z5,Z6
	Zf2	N2_2,O2
	Zf3	β 4, β 9

上表的最后一列为引起非常制动子系统故障的最小割集，它们的故障将导致子系统制动或缓解功能的故障。而根据可靠性理论，其中的一阶割集为系统的薄弱环节。故 Y1：非常制动开关故障；F2：空电切换电磁阀不动作；E1\_2：双向阀阀芯卡死于常用制动位；H2\_1：中继阀鞣鞣膜板破裂；a 1、a 2、a 3：硬管、软管、管接头处泄漏；H2\_2：中继阀鞣鞣四周泄漏；J4：制动缸鞣鞣四周泄漏；K4、K5：调压阀调定压力过高或过低；H5：中继阀排气口垫片变形排气故障；δ 1\_1、δ 1\_2：连杆装置制动或缓解摩擦力过大。这几个故障将导致非常制动系统的性能降低或丧失非常制动能力，因此对上述故障要特别注意，加强日常维护时对它们的监测力度。同时，根据可靠性理论我们还可以利用以上求得的最小割集计算非常制动子系统的故障概率。假定系统的零部件故障率符合指数分布，则非常制动子系统发生故障的概率为：

$$\begin{aligned}
 P_{Z(t)} = & P_{Y1(t)} + P_{F2(t)} + P_{E1\_2(t)} + P_{H2\_1(t)} + P_{a1(t)} + P_{a2(t)} + P_{a3(t)} + P_{J4(t)} + P_{\delta1\_1(t)} \\
 & + P_{H2\_2(t)} + P_{K5(t)} + P_{K4(t)} + P_{H5(t)} + P_{\delta1\_2(t)} + P_{Z1(t)} P_{Z2(t)} P_{Z3(t)} P_{Z4(t)} P_{Z5(t)} P_{Z6(t)} \\
 & + P_{N2\_2(t)} P_{O2(t)} + P_{\beta4(t)} P_{\beta9(t)}
 \end{aligned} \tag{5.3}$$

停放制动子系统故障树如图 5.7 所示。将其按故障树简化原则简化后得停放制动子系统简化故障树如图 5.8。简化后故障树比较简单,无需用下行法即可看出其最小割集为:  $Y_4$ : 司控台停放制动开关故障;  $\beta 10$ : 停放制动指令传输导线断裂;  $\alpha 1$ 、 $\alpha 2$ 、 $\alpha 3$ : 硬管、软管、管接头处泄漏;  $R_4$ : 停放缸鞣鞣四周泄漏;  $\delta 1_1$ :

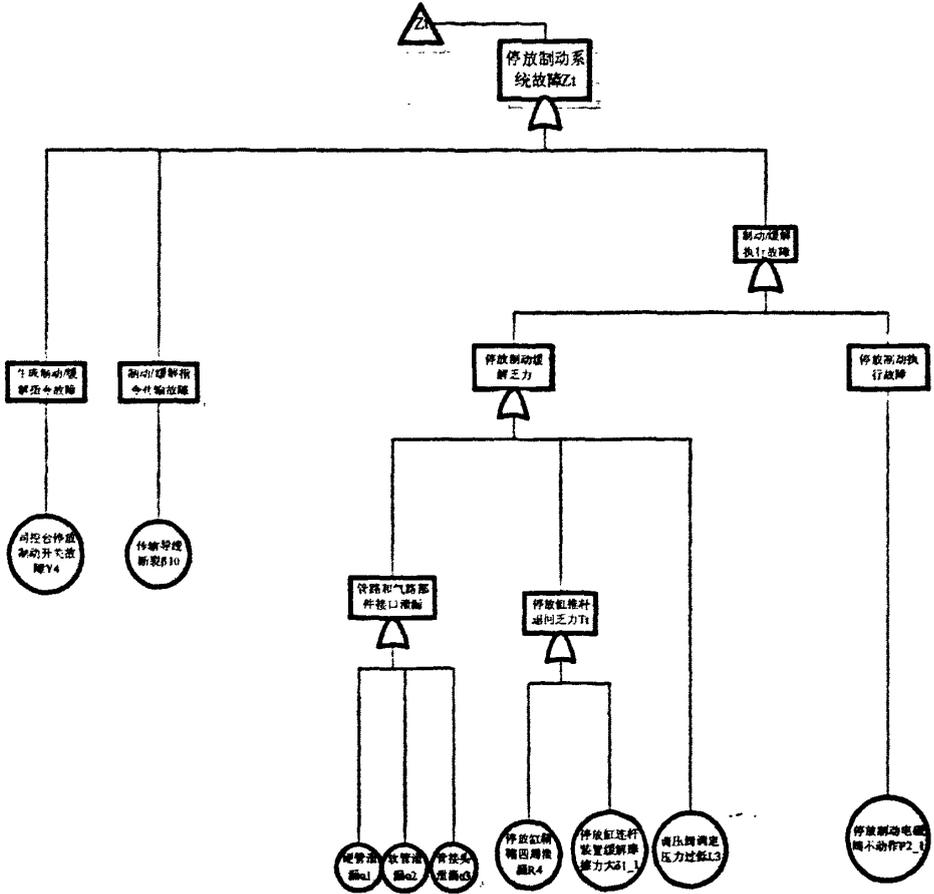


图 5.7 停放制动子系统故障树

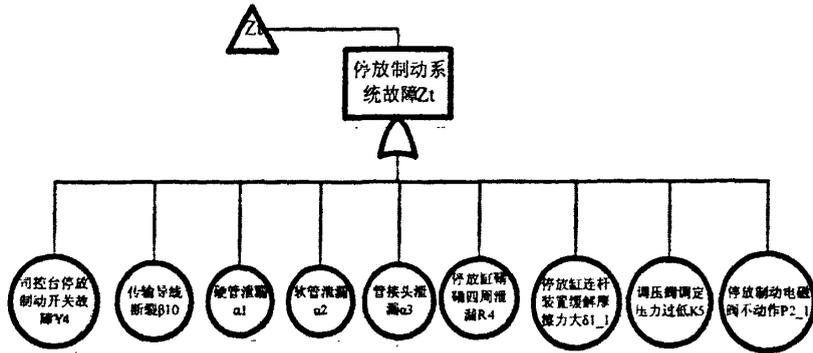


图 5.8 停放制动子系统简化后故障树图

停放缸连杆装置缓解摩擦力过大；L3：调压阀调定压力过低；P2\_1：停放制动电磁阀不动作。对上述故障要注意加强日常维护时对它们的监测，同时，根据可靠性理论我们还可以利用以上最小割集计算停放制动子系统的故障概率。假定系统的零部件故障率符合指数分布，则停放制动子系统发生故障的概率为：

$$P_{Zt(t)} = P_{Y4(t)} + P_{B10(t)} + P_{a1(t)} + P_{a2(t)} + P_{a3(t)} + P_{R4(t)} + P_{\delta1_1(t)} + P_{L3(t)} + P_{P2_1(t)} \quad (5.4)$$

上述可靠性模型中用到的故障树基础数据按两种渠道得到。一是对照国外器件可靠性军方标准 MIL-HDBK-217F 进行计算，同时借鉴国内地铁系统使用的进口器件在运营中积累的可靠性数据；二是电路部件故障率数据根据 GJB/Z299B-98 计算，其余借鉴国内车辆运营中积累的可靠性数据。这些数据折算成零部件故障率后如表 5.6 所示。

表5.6 零部件故障率数据

零部件代码	进口零部件故障率 (1/h)	国产零部件故障率 (1/h)
C1	4.41E-07	4.41E-07
D1	4.41E-07	4.41E-07
E1_1	2.77E-07	1.00E-07
E1_2	2.77E-07	1.00E-07
F2	4.41E-07	4.41E-07
F3	4.41E-07	4.41E-07
H2_1	5.53E-07	6.67E-07
H2_2	5.53E-07	6.67E-07
H5	3.00E-07	6.67E-07
J4	9.30E-08	2.00E-08
K4	2.00E-07	4.00E-07

K5	2.00E-07	3.00E-07
N2_1	4.41E-07	1.25E-06
O2_1	4.41E-07	4.41E-07
P2_1	4.41E-07	4.41E-07
P2_2	4.41E-07	4.41E-07
R4	9.30E-08	2.00E-08
S1	3.00E-07	2.70E-07
S2	2.20E-07	2.07E-07
S4	1.30E-07	6.67E-07
S5	1.30E-07	6.67E-07
T	6.00E-06	2.00E-05
U	6.00E-06	2.00E-05
V1_1	2.00E-06	2.00E-06
V1_2	2.00E-06	2.00E-06
V2_1	2.00E-06	2.00E-06
V2_2	2.00E-06	2.00E-06
W1_1	2.00E-06	2.00E-06
W1_2	2.00E-06	2.00E-06
W2_1	2.00E-06	2.00E-06
W2_2	2.00E-06	2.00E-06
Y1	4.00E-07	2.80E-08
Y2	4.00E-07	8.40E-08
Y3	4.00E-07	4.20E-08
Y4	4.00E-07	8.40E-08
Z1	1.00E-06	8.40E-08
Z2	1.00E-06	8.40E-08
Z3	1.00E-06	8.40E-08
Z4	1.00E-06	8.40E-08
Z5	1.00E-06	8.40E-08
Z6	1.00E-06	8.40E-08
$\alpha$ 1	4.50E-07	5.56E-06
$\alpha$ 2	1.55E-07	1.85E-06
$\alpha$ 3	9.30E-08	1.85E-07
$\beta$ 1_1	5.60E-07	6.00E-09
$\beta$ 1_2	2.50E-08	5.56E-07
$\beta$ 2_1	5.60E-07	6.00E-09
$\beta$ 2_2	2.50E-08	5.56E-07
$\beta$ 3	2.50E-08	5.56E-07
$\beta$ 4	2.50E-08	5.56E-07
$\beta$ 5	5.60E-07	6.67E-08
$\beta$ 6	2.50E-08	5.56E-07
$\beta$ 7	5.60E-07	6.67E-08

$\beta_8$	2.50E-08	5.56E-07
$\beta_9$	2.50E-08	5.56E-07
$\beta_{10}$	2.50E-08	5.56E-07
$\beta_{11}$	2.50E-08	5.56E-07
$\delta_{1\_1}$	1.50E-07	2.00E-07
$\delta_{1\_2}$	1.50E-07	2.00E-07
$\delta_2$	5.00E-07	2.00E-06
$\delta_3$	5.00E-09	3.64E-08

由可靠性理论,假定系统中的零部件故障率服从指数分布,则某零部件  $X$  的故障概率  $P_{X(t)}$  与其失效率  $\lambda_x$  有如下关系:

$$P_{X(t)} = 1 - e^{-\lambda_x t} \quad (5.5)$$

且系统或零部件的可靠度  $R_{X(t)}$  与故障概率  $P_{X(t)}$  有以下关系:

$$R_{X(t)} = 1 - P_{X(t)} \quad (5.6)$$

将表 5.6 中第三列国产零部件故障率数据代入上述公式进行计算可分别得出现有微机控制直通电空制动系统全部安装国产零部件使用  $t$  年后系统的可靠度,如表 5.7 所示。

表5.7 全部安装国产零部件后制动系统的可靠度

使用年限	常用/紧急制动	非常制动	停放制动	制动系统
1	83.85%	96.61%	97.26%	96.61%
3	53.57%	89.91%	91.87%	89.88%
5	25.73%	83.34%	86.59%	83.15%
7	0.05%	76.88%	81.44%	76.27%
9	0.00%	70.54%	76.40%	69.38%
11	0.00%	64.31%	71.46%	62.44%
13	0.00%	58.18%	66.64%	55.48%
15	0.00%	52.16%	61.92%	48.55%
17	0.00%	46.25%	57.29%	41.71%
19	0.00%	40.43%	52.77%	35.05%
21	0.00%	34.70%	48.34%	28.65%

将其以时间为变量用曲线进行拟合后得到系统可靠度的变化曲线如图 5.9 所示。

将表 5.6 中第二列进口零部件故障率数据代入前述公式进行计算可分别得出现有微机控制直通电空制动系统全部安装进口零部件使用  $t$  年后系统的可靠度,如表 5.8 所示。

将其以时间为横坐标用曲线进行拟合后得到系统可靠度的变化曲线如图

5.10 所示。

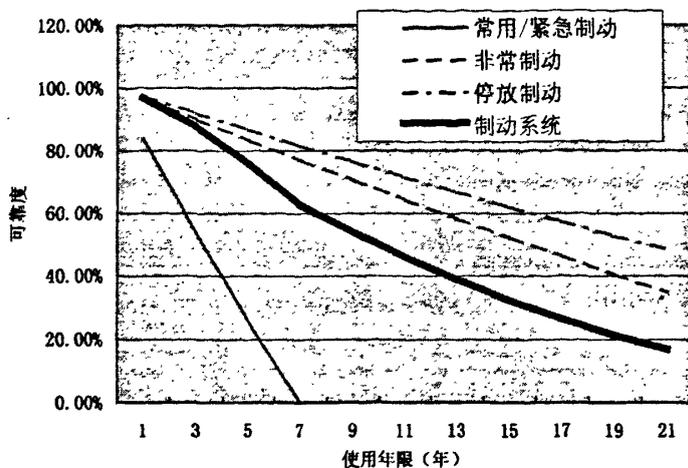


图 5.9 使用国产件的制动系统可靠度

表 5.8 全部安装进口零部件后制动系统的可靠度

使用年限	常用/紧急制动	非常制动	停放制动	制动系统
1	92.83%	98.80%	99.40%	98.75%
3	78.68%	96.39%	98.20%	96.02%
5	64.79%	92.50%	97.00%	91.52%
7	51.14%	89.51%	95.80%	87.68%
9	37.73%	86.54%	94.61%	83.63%
11	24.55%	83.56%	93.41%	79.41%
13	11.60%	80.60%	92.22%	75.06%
15	0.00%	77.64%	91.04%	70.68%
17	0.00%	74.70%	89.85%	67.11%
19	0.00%	71.75%	88.67%	63.62%
21	0.00%	68.82%	87.49%	60.21%

根据平均无故障工作时间的近似计算公式：

$$MTBF \approx \frac{-T}{\ln R_{T(t)}} \quad (5.7)$$

将国内自行研制的微机控制直通电空制动系统的数据代入可以得到该系统的平均无故障间隔时间随维修周期的变化关系，如图 5.11 所示。

### 5.3 结论

从图 5.9 和图 5.10 我们可以直观的看到：

(1) 从子系统的可靠度来说, 子系统的可靠度与系统的复杂程度成反比。常用/紧急制动子系统、非常制动子系统和停放制动子系统三者的复杂程度为递减的关系, 而在可靠度曲线上则是同一使用年限下停放制动的可靠度大于非常制动, 非常制动的可靠度大于常用/紧急制动。因此我们在以后的设计改进中要贯彻满足功能要求的情况下尽量简化系统结构的原则。

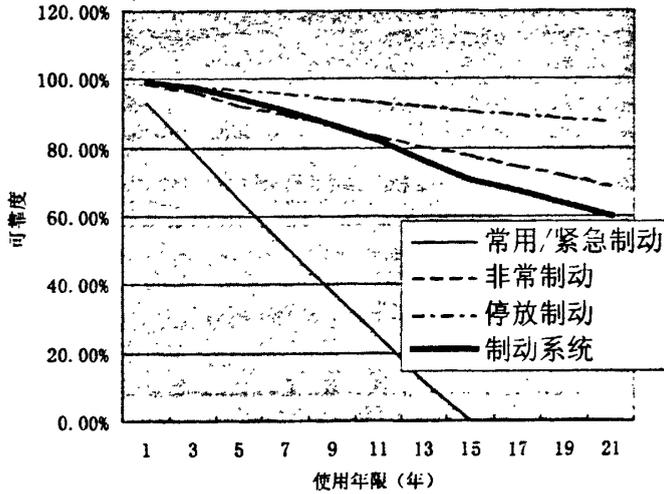


图 5.10 使用国产件的制动系统可靠度

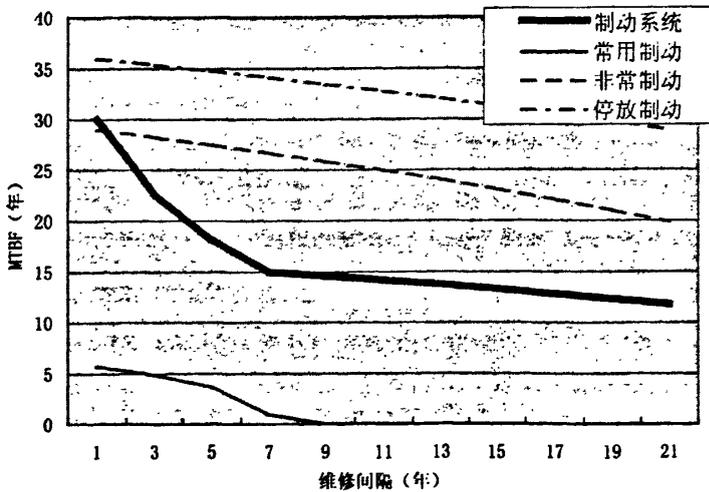


图 5.11 国产微机控制直通电空制动系统的 MTBF

(2) 从制动系统可靠度随使用年限的变化趋势来说,随着使用年限的推移,制动系统的可靠度都呈下降趋势。但是无论是整个制动系统还是某个子系统的可靠度在使用国产化的零部件后与全部用进口零部件相比,可靠度随时间下降的幅度都会加快,说明国内目前的零部件制造工艺与国外相比还有一定差距。

(3) 从系统平均无故障工作时间 MTBF 随维修间隔的变化来说,MTBF 与维修间隔成反比,因此为提高系统的可靠度和使用寿命,应该制定适当的维护周期。国产的制动系统采用国产件的无故障间隔时间虽然低于采用进口件的,但是维修间隔在 5~6 年左右时,按最薄弱的环节(常用/紧急制动)考虑其 MTBF 也能达到 2.3~3.2 年。目前国内地铁采用全进口制动系统,厂商提供的 MTBF 为 7712 小时。按每年 3000 小时运营时间折算,其 MTBF 为 2.57 年。因此,国产微机控制直通电空制动系统基本能够达到国外同类产品水平,能够满足实际运用的要求。

(4) 从系统满足安全停车的要求来说,采用国产零部件的微机控制直通电空制动系统的 MTBF 可以达到 15 年以上,因此完全能满足使用要求。

## 第6章 城市轨道交通车辆制动系统国产化方案研究

### 6.1 自主开发研究城市轨道交通车辆制动系统的基础

在目前的新型城市轨道交通车辆中见不到国产制动系统的踪影(参见 4.4 节),这是令人遗憾和尴尬的。但国内并非没有研究基础。同济大学、铁道科学研究院等单位作为先锋号、中华之星高速动车组的联合研制单位,分别研制了微机控制直通电空制动系统。由于先锋号为动力分散型电动车组(二动一拖为一个编组单元,试制列车由两个单元六辆车组成),而中华之星为动力集中型电动车组(试验车二动九拖,十一辆车组成),因此在制动系统上有所区别。但基本原理均为微机控制直通电空制动。为便于与目前城市轨道交通车辆制动系统比较,现将这两种制动系统的主要特点列于表 6.1。

表6.1 国产微机控制直通电空制动系统特点

序号	内容	先锋号 MDB-1 型制动系统	中华之星制动系统
1	特征	微机控制模拟式直通电空制动系统	微机控制数字式直通电空制动系统
2	指令方式	模拟式: PWM	数字式: 三线编码七级指令
3	动力与空气制动配合	充分利用动力制动能力,一个编组单元内连续配合	动车(机车)配合 配合方式: 切换
4	制动控制方式	模拟式直通式电空 根据高速特点,采用速度粘着控制	模拟式直通式电空 制动率控制
5	常用制动 EP 方式	制动、缓解各一个开关阀闭环控制	制动、缓解各二个开关阀闭环控制
6	空重车调整	常用制动: 空簧采样, 微机计算 紧急制动: 限压阀限压	常用制动: 空簧采样, 微机计算 紧急制动: 限压阀根据空簧压力限压
7	紧急制动	单独回路控制, 失电制动, 纯空气制动	
8	防滑控制	动力制动与空气制动分别控制	有空气制动防滑
9	系统结构	微机控制制动单元安装于车厢内 气制动控制单元集成化 今后车上准备开始模块化设计	微机控制制动单元安装于车厢内 气制动控制单元集成化
10	故障检测	车辆控制系统具有故障诊断、故障存储、故障显示和应急处理功能, 同时通过网络或总线进行集中监控	

比较表 6.1 与表 1.3, 可以看出我国自行研发的微机控制直通电空制动系统的特点与国外产品基本相同。国产的制动系统已分别进行了 50 多万公里, 历时

5 年左右的运行考核（由于其它原因使列车未能长期连续运行），尤其是先锋号列车 2002 年曾在广（州）深（圳）线连续载客运行近半年。因此，我国自行研发适用于新型城市轨道交通车辆的制动系统是有技术基础的。

## 6.2 国产地铁列车制动系统方案设计

### 6.2.1 主要设计原则及基本参数

#### 6.2.1.1 列车组成

列车由两个独立的基本单元组成，每个单元车组由两动一拖三节车辆组成。编组型式为：

$$T_c + Mp + M + M + Mp + T_c$$

#### 6.2.1.2 轴重

$$\leq 16t$$

#### 6.2.1.3 设计时速

最高试验速度  
运行速度

100km/h  
80km/h

#### 6.2.1.4 制动减速度

常用制动平均减速度( $v=80-0\text{km/h}$ )  
紧急制动平均减速度( $v=80-0\text{km/h}$ )

$1.0\text{m/s}^2$   
 $1.3\text{m/s}^2$

#### 6.2.1.5 列车运行阻力

$$W_0 = 1.66 + 0.0075V + 0.000155V^2$$

N/kN

式中  $V$ —列车运行速度 (km/h)

#### 6.2.1.6 轮轨粘着系数

$$\mu = 0.0486 + \frac{16.26}{V + 120}$$

式中  $V$ —列车运行速度 (km/h)

### 6.2.1.7 动力制动

动力制动包括再生制动与电阻制动，以再生制动为主，动力制动制动力包络线如图 6.1 示。

当网压 $\geq 1500\text{V}$ 时，列车动力制动在  $80\sim 12\text{ km/h}$  范围内保持恒动力制动力  $B=407.04\text{kN}$ 。当网压等于  $1000\text{V}$  时，则在  $53\sim 12\text{ km/h}$  内保持恒动力制动力，在  $80\sim 53\text{ km/h}$  范围内呈电机自然特性。

### 6.2.2 制动系统方案设计

国产地铁列车制动系统采用微机控制的模拟式直通电空制动系统（如图 6.2 示）。它具有如下功能：

(1)常用制动。动力制动（再生制动和电阻制动）与空气制动一起作用。充分利用动力制动能力；制动力无级调整；具有防冲动控制。

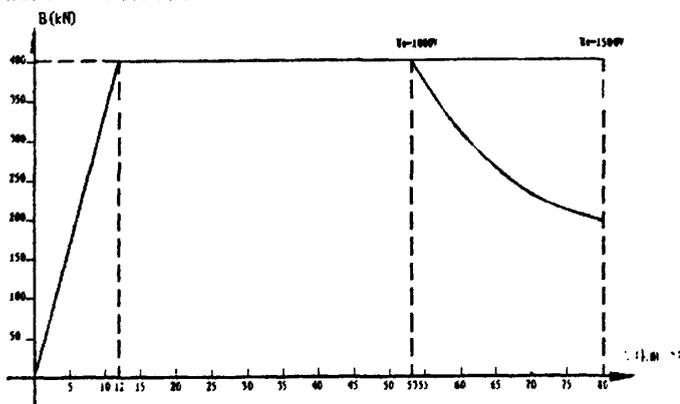


图 6.1 动力制动特性曲线

(2)快速制动。动力制动（再生制动和电阻制动）与空气制动一起作用。制动减速度达到紧急制动要求。充分利用动力制动能力。

(3)紧急制动。仅由空气制动作用。

(4)适应 ATC 或 ATP 操作。

(5)进行动力制动与空气制动配合，空气制动力=所需制动力-动力制动力。

(6)防滑功能。

(7)空重车自动调整。

(8)充分利用动力制动的滞后充气功能。

(9)系统自检并显示。

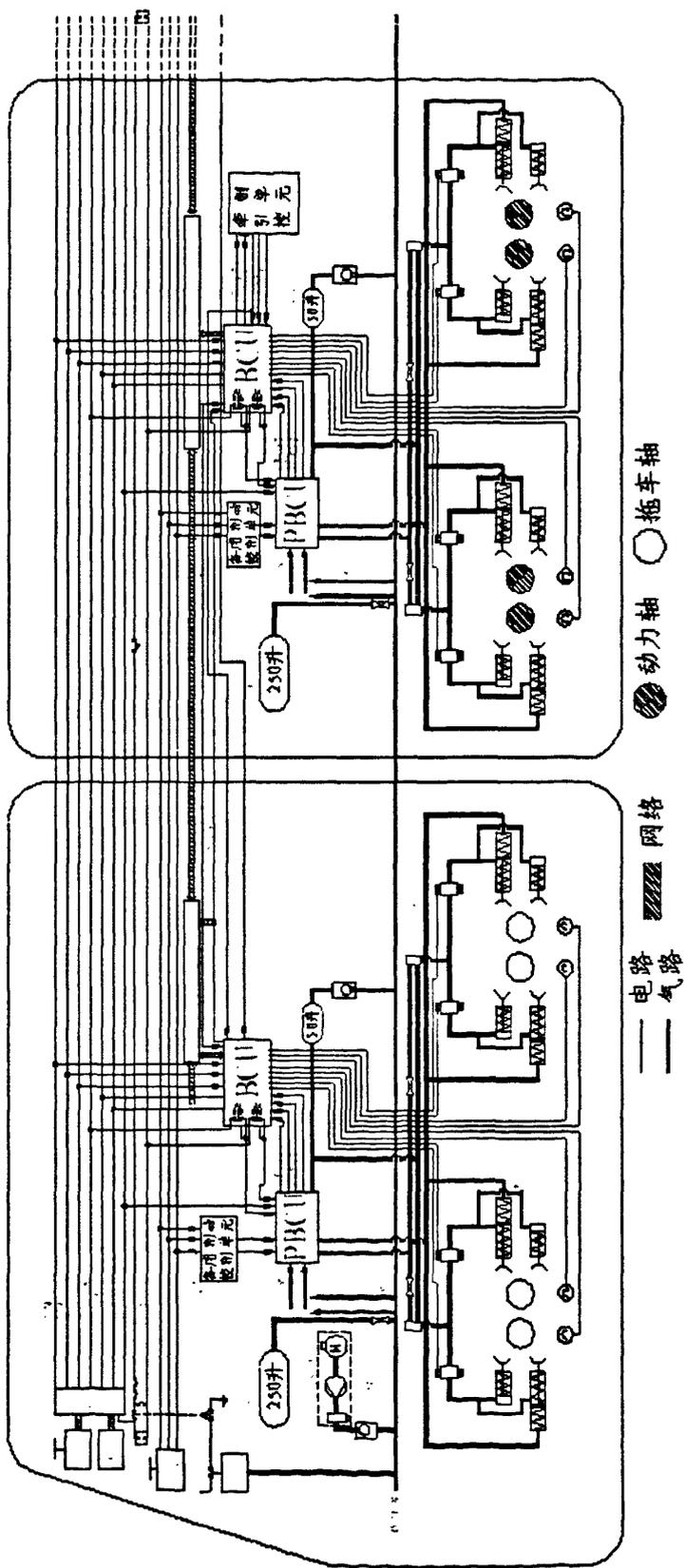


图 6.2 微机控制直通电空制动系统

(10)故障导向安全。

(11)备用制动控制。

(12)停放制动。

### 6.2.2.1 制动系统组成

该系统由制动控制系统，基础制动装置及备用制动控制系统组成。

#### 6.2.2.1.1 制动控制系统

制动控制系统由制动信号发生与传输部分、微机制动控制单元（BCU）、气制动控制单元（PBCU）和转向架制动单元组成。

##### 6.2.2.1.1.1 制动信号发生与传输部分

该部分的主要任务是产生制动信号并将信号传递到各车辆的 MBCU 或 PBCU。主要由制动控制器、调制及逻辑控制器、制动指令线等组成。

###### (1)制动控制器

受司机控制产生常用或紧急制动指令。根据总体设计要求，也可与牵引控制器合二为一。

在司机室，另有紧急制动按钮开关，停放制动开关和备用制动控制器等。

###### (2)调制及逻辑控制器(图 6.3)

调制器用于将制动控制器的指令转换成相应的脉宽调制信号。逻辑控制器根据司机的操作，通过逻辑电路，使指令线在相应的工况下发出相应的指令信号。调制及逻辑控制器同时接收 ATC 或 ATP 发出的指令。

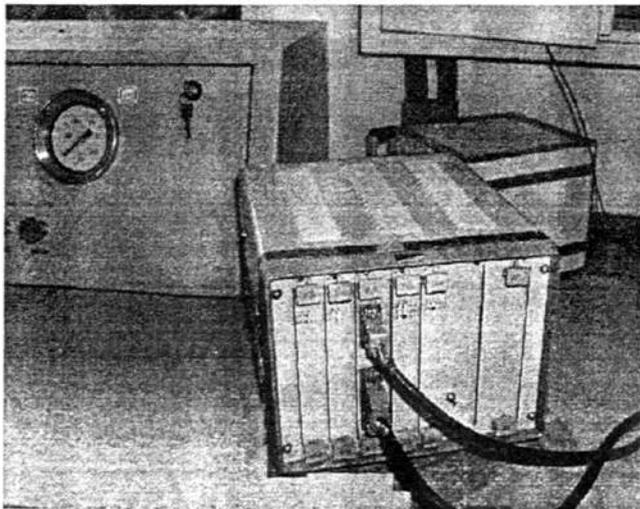


图 6.3 调制器

###### (3)制动指令线

- ① PWM 线。传递常用制动信号模拟量至各车的 BCU。
- ② 快速制动指令线。传递快速制动指令。
- ③ 紧急制动线。其中一根为开关线，另一根为回线。前者串接了各个控制紧急制动的开关，如司机紧急制动按钮开关、总风欠压开关等；后者将紧急制动指令送至各 BCU。紧急制动为失电制动。
- ④ 制动/运行信号线。列车处于制动状态时为 DC110V 高电平，运行状态时低电平。
- ⑤ 停放制动指令线。当需要施行停放制动时，受司机控制，处于 DC110V 高电平。
- ⑥ 强迫缓解指令线。司机控制列车强迫缓解时，处于 DC110V 高电平。
- ⑦ 牵引制动连锁线。当某辆车的制动缸缓解不良时，通过该车的 BCU 使指令线处于 DC110V 高电平，供牵引控制单元进行连锁控制，以防擦轮。
- ⑧ 制动故障信号线。当 MBCU 检测到本车制动系统故障时，通过本线发出故障信号。
- ⑨ 备用制动系统指令线。传递备用制动指令。

另有部分单元组内的信号线，用以在拖车和动车的 BCU 之间传递动力制动的有关信息，以便拖车利用动车的动力制动能力。

#### 6.2.2.1.1.2 微机制动控制单元 (BCU)

微机制动控制单元 (BCU) (如图 6.4 示)，主要有 9 个功能块组成：

- (1) CPU 功能块。CPU 是 MBCU 的心脏，用于逻辑及控制。
- (2) 防滑功能块。用于防滑检测及控制。
- (3) 电源功能块。为 DC/DC 隔离电源，提供微机制动控制单元 (BCU) 所需的电源。

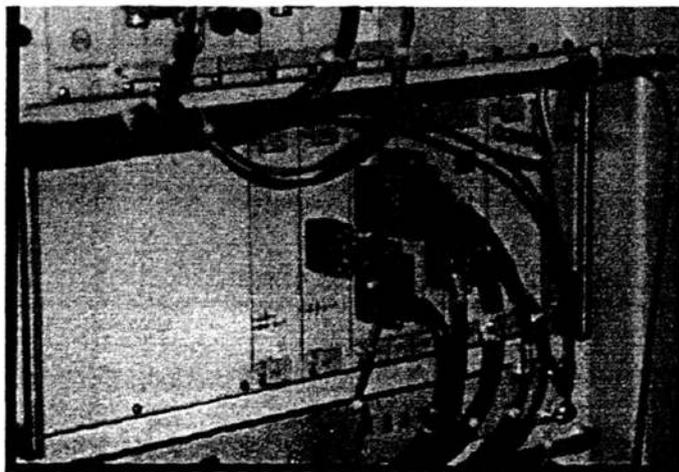


图 6.4 微机制动控制单元 (BCU)

- (4) 解调功能块。将常用制动指令 (PWM) 信号解调。
- (5) EP 控制功能块。控制 EP 单元, 将电信号变为相应的空气压力信号。
- (6) 网卡。用于同列车计算机网络交换信息。
- (7) 数字信号输入输出模块。监视和控制相应开关量的变化。
- (8) 模拟信号采样模块。将载重信号, 动力制动力等模拟量转换成数字量, 供 CPU 计算、控制。
- (9) 模拟信号输出模块。用来与动力制动控制单元和动车与拖车的微机制动控制单元 (BCU) 间传递相应的模拟信号。

微机制动控制单元 (BCU) 是微机控制直通电空制动系统的关键部件, 其主要功能如下:

- (1) 接受制动指令、空重车信号和速度信号。
- (2) 根据列车运行速度、车重和常用制动制动指令计算所需的常用制动力。
- (3) 按充分发挥动力制动能力的原则, 进行动力制动与空气制动的配合控制。

控制模式见图 6.5 所示。

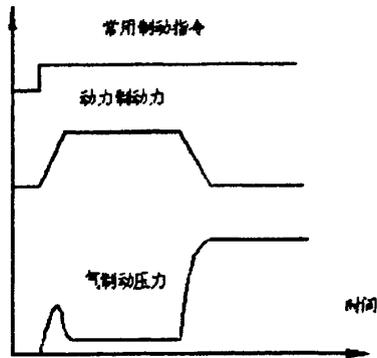


图 6.5 动力制动与空气制动配合指令

- (4) 进行防冲动控制, 常用制动时控制减速度的变化, 提高舒适性。
- (5) 实现拖车利用动车动力制动能力的滞后充气控制。由于采用 VVVF 控制交流电机产生动力制动, 因此常用制动时可以最大限度的利用动力制动能力。整个单元车组的制动力首先由两辆动车的动力制动承担。动力制动力不足时, 不足部分先由拖车的空气制动补足, 然后再由动车的空气制动补充。图 6.6 为滞后充气控制的两个典型工况。
- (6) 检测轮对速度, 进行防滑控制。
- (7) 检测制动系统状态, 并将有关信号向列车计算机网络报告, 自动记录并显示故障信息。

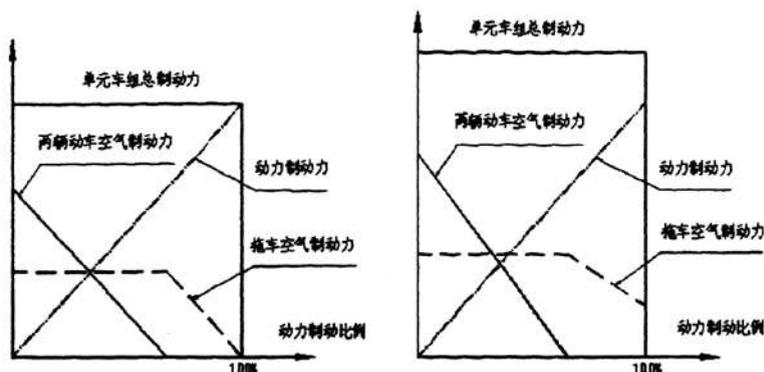


图 6.6 滞后充气控制的两个典型工况

### 6.2.2.1.1.3 PBCU

PBCU 是由 EP 阀、紧急电磁阀、空重车限压阀、中继阀、强迫缓解电磁阀、传感器等组成的集成箱 (如图 6.7 示)。它与 MBCU 一起构成微机控制模拟式直通电空制动系统的制动缸压力控制。确切的说,它是将制动指令由电信号转变为相应的空气压力信号的部分。其工作原理如图 6.8 所示。

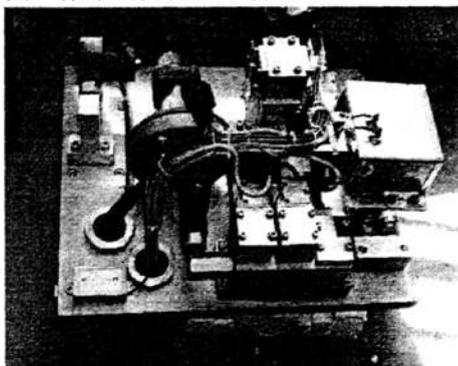


图 6.7 PBCU

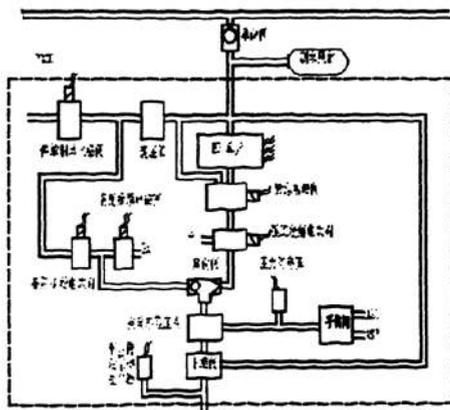


图 6.8 PBCU 原理

## 6.2.2.1.1.4 转向架制动控制单元

由防滑电磁阀和速度传感器组成。

速度传感器用于检测轮轴转速，以便 MBCU 进行防滑控制。当 MBCU 检测到某轴发生滑行时，控制该轴的防滑电磁阀适当减小制动缸压力空气，以降低该轴的制动缸压力，防止车轮擦伤。

## 6.2.2.1.2 基础制动装置

根据国产地铁列车制动系统的要求，确定了基础制动模式如下：

动车转向架和拖车转向架均采用踏面制动，即对应每个车轮安装一套单元制动缸和闸瓦。单元制动缸带有间隙自动调整装置。为满足停放制动的要求，在转向架每根车轴上还加装一个停放制动缸，停放制动缸与单元制动缸组合成一体。

基础制动有关参数如下：

单元制动缸有效直径	$\phi 190\text{mm}$
工作行程	12mm
最大行程	20mm
间隙调整量	
每次	$4\sim 6\text{mm}$
最大	$>65\text{mm}$
内置传动杠杆倍率	2.85
制动缸承受最大空气压力	600kPa
闸瓦厚度	42mm
闸瓦磨耗到极限厚度	10 mm
停放制动力	22kN

单元制动缸结构尺寸见图 6.9，分带停放制动单元制动缸（见图 6.9a）和不带停放制动的单元制动缸（见图 6.9b），对应车轮位置直接安装在转向架构架上。

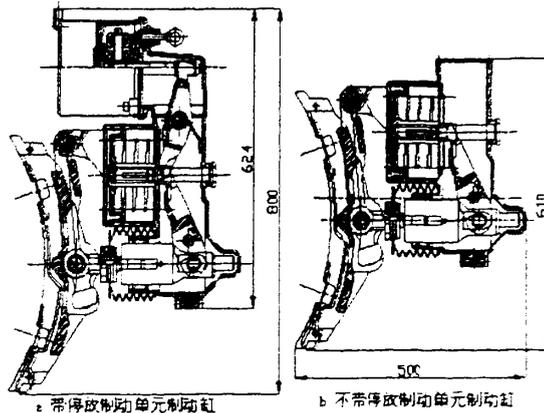


图 6.9 单元制动缸

### 6.2.2.1.3 备用制动控制系统

由备用控制器、备用制动指令线和备用制动控制单元等组成（其工作原理见图 6.8）。备用制动系统为简单的直通电空制动系统。当前面所述的直通电空制动系统发生故障后，司机可利用该备用制动控制系统使列车低速运行，以便将旅客运送到下一车站或将列车开回车辆段。

备用控制器由司机操纵可产生三个制动级别指令，该指令为 DC110V 高电平信号，通过备用制动指令线，将指令传至各车的备用制动控制单元；通过硬件电路控制备用电磁阀的开闭，从而实现制动或缓解。

备用制动为纯空气制动，制动力仅考虑空重车限压。

### 6.2.2.2 制动计算

列车最大轴重 16t，列车总重  $m=384t$ 。由运行阻力公式可计算 80km/h 制动初速时距离平均单位基本运行阻力  $w_{01}=2.481N/kN$ 。

#### 6.2.2.2.1 列车所需减速度

$$\text{紧急制动: } F_i = ma = 529.15kN$$

$$\text{平均每轴: } f_i = \frac{F_i}{24} = 22.05 kN$$

$$\text{常用制动: } F_c = 407.04 kN$$

$$\text{平均每轴: } f_c = \frac{F_c}{24} = 16.96 kN$$

#### 6.2.2.2.2 列车所需制动力

$$\text{紧急制动: } B_j = F_i - W_K = 519.80kN$$

$$\text{平均每轴所需制动力: } b_j = \frac{B_j}{24} = 21.66 kN$$

$$\text{常用制动: } B_c = F_c - W_K = 397.69kN$$

$$\text{平均每轴所需制动力: } b_c = \frac{B_c}{24} = 16.57 kN$$

## 6.2.2.2.3 单侧踏面制动参数选择

设制动缸直径  $d=0.19\text{m}$

单元制动倍率  $n=2.85$

单元制动效率  $\eta = 0.9$

闸瓦平均磨擦系数  $\varphi_{KPS} = 0.35$

紧急制动时制动缸压力  $p_y = 478.62\text{kPa}$

取  $p_z = 480\text{kPa}$

常用制动时制动缸压力:  $p_{zc} = 378.59\text{kPa}$

取  $p_{zc} = 380\text{kPa}$

## 6.2.5.2.4 全紧急制动距离计算

$$S = \frac{V_H \times t_n}{3.6} + \frac{4.17^2}{1000\delta \times \varphi_{KPS} + w_0} = 211.39\text{m}$$

## 6.2.2.2.5 滑行校核

由于地铁列车采用减速度标准设计,因此,滑行校核应按粘着允许的减速度与实际减速度进行校核。

## 6.2.2.2.5.1 按平均减速度校核

根据粘着系数公式,列车在  $80\sim 0\text{km/h}$  的平均粘着系数为  $0.1428$ 。允许的平均减速度为:

$$a = 0.1428 \times 9.81 = 1.40\text{m/s}^2 > 1.3\text{m/s}^2$$

因此能满足粘着条件。

## 6.2.2.2.5.2 按瞬时减速度校核

根据粘着特性,速度越高,粘着系数越低。因此,  $80\text{km/h}$  时粘着所允许的减速度最低:

$$a_{\text{min}} = \varphi \times g = 1.274\text{m/s}^2$$

由于上述值略小于设计的平均减速度,因此需要考虑紧急制动的粘着问题。紧急制动时,计算中采用的是平均摩擦系数,考虑瞬时摩擦系数的变化,只

要选择合适的摩擦系数，可以保证瞬时减速度满足粘着条件。

### 6.3 我国城市轨道交通车辆制动技术现状的思考和展望

自主开发出适用于新型城市轨道交通车辆的制动系统产品，将有利于提高目前城市轨道交通车辆的国产化率，降低整车成本（包括新车购置和维修成本），消除运用维护的后顾之忧。然而现在尚未出现这样的产品。

究其原因有多种多样，但总结起来主要有两个方面。一是技术；二是观念。二者又是互相影响的，技术制约了观念的提升；反过来观念又限制了技术的发展。

(1) 技术方面主要有两个问题。首先是系统理念和经验。从高速列车的实践看，系统理念与国外比较有差距，但不大。尤其对城市轨道交通车辆，已有十几年国外产品的运用经验，达到国外九十年代末的水平不是大问题。但开发新型城市轨道交通车辆制动系统的经验却是我们所没有的，需要从实践中培养。当然借鉴国外经验将使我们少走弯路。

其次，比较我国现有产品（用于高速列车）与国外产品的差距，主要的问题并不在于性能，或由速度引起的变化。而是在于零部件的可靠性，并由零部件可靠性引起的系统可靠性问题。但这一问题也是可以解决的，方法一是努力提高零部件的可靠性，可以通过零部件的全球采购和国内零部件厂家的技术提升来实现。方法二是利用系统设计完善和冗余来提高整个系统的可靠性。

(2) 国内技术力量的分散，造成低水平的重复竞争和有限资源（人才、财力、物力）的极大浪费。目前国内制动技术方面的主要研究人员和试验设备主要集中在研究所（铁科院机辆所、四方车辆研究所等）、工厂（四川制动科技股份有限公司等）和高校（同济大学、西南交大等）等单位。由于管理体制所限，难以联合。

根据 Knorr 公司统计，2003 年来全世界铁路制动系统市场 Knorr 占 44%，SAB Wabco 占 15%，Wabtec 占 14%，日本 Nabco 占 6%，三菱占 4%，其余占 17%。因此国内的力量应联合与这些对手竞争，这样的竞争才能促进技术进步。

(3) 国内在这方面的科研投入严重不足，并分散。研究单位由于研究经费捉襟见肘，因此在研发过程中不得不省略许多基础试验和研究。由此导致技术的粗糙和可靠性下降。

(4) 由于制动系统涉及列车安全，因此地铁公司在考虑采用国产化系统时较为慎重。事实上制动系统在研发过程中，经过充分的试验，达到相关标准，应该说是安全的。广州地铁敢于全球第一家采用 KNORR 公司的 EP2002 制动系统就是例证。

根据当前的实际情况,建议有关部门或有志于城市轨道交通车辆制动技术的实力企业,以项目形式,联合国内主要研发力量,自主开发适用于新型城市轨道交通车辆的制动系统,以满足我国日益增长的轨道交通的需求。同时使我国的制动技术得到新的发展。

## 第7章 微机控制直通电空制动系统在低速磁浮车上的应用研究

低速磁浮交通系统是一种常导悬浮交通。具有噪音低、爬坡能力强、线路曲线半径小的特点，特别适用于必须穿行于高层建筑之间的城市高架公共交通系统。日本曾经先后研制了HSST01~05型的试验型磁浮车辆。日本低速磁浮车辆的制动系统采用的是电控液压制动系统。

目前，在上海科教兴市计划中有一个发展低速磁浮产业的试验计划。为此，根据日本资料和国内现有技术水平，在进行了详细计算、研究后，提出了采用空液转换技术的低速磁浮制动系统方案。

### 7.1 主要设计原则及基本参数

#### (1) 列车组成

列车为全动车编组，两头为带司机室的动车。近期由三辆动车组成，编组型式为：

E车+M车+E车

远期可6辆或8辆编组。

#### (2) 车重：

空车  $\leq 20\text{t}$

重车  $\leq 31\text{t}$

列车总重（近期）  $\leq 93\text{t}$

#### (3) 设计时速

最高设计速度 110km/h

试验速度 100km/h

#### (4) 制动减速度

常用全制动实平均减速度 ( $v=100\sim 0\text{km/h}$ )  $1.0\text{m/s}^2$

紧急制动实平均减速度 ( $v=100\sim 0\text{km/h}$ )  $1.3\text{m/s}^2$

#### (5) 列车运行阻力

在初步方案中暂不考虑（将其作为制动能力的安全余量）。

#### (6) 闸片及滑撬与轨道的摩擦系数

经与摩擦材料生产研发单位联系，确认摩擦系数 $\phi$ 为0.4。其理论磨耗量为 $0.02\text{cm}^3/\text{MJ}$ 。

#### (7) 动力制动

动力制动包括再生制动与反牵制动。在正常情况下,动力制动能力将能满足列车从 100km/h~10km/h 的常用制动需求,从 10km/h~5km/h 动力制动能力逐步减小至零。

## 7.2 低速磁浮制动系统方案

制动系统采用微机控制的模拟式直通电空制动系统,基础制动采用气液转换器及液压夹钳单元组成的摩擦制动。备用制动采用滑橇摩擦制动。它具有如下功能:

(1) 常用制动。动力制动与摩擦制动一起作用。在正常情况下,100km/h~10km/h 为动力制动;10km/h~5km/h 混合制动;5km/h 以下全部摩擦制动。当动力制动不能充分发挥或故障的情况下,采用混合制动或摩擦制动;并充分利用动力制动能力(包括邻车借用)。制动力无级调整。具有防冲动控制。

(2) 快速制动。制动减速度达到紧急制动要求。动力制动与摩擦制动混合作用,充分利用动力制动能力;制动力无级调整。

(3) 紧急制动。仅有摩擦制动作用。制动力无级调整。紧急制动为“失电制动,得电缓解”模式,紧急制动命令不可逆,直到列车停车。

紧急制动可由以下系统或元件触发:警惕按钮、ATP 系统、110 控制电源失电、司机台上紧急按钮按下、紧急制动回路失电、列车脱钩等。

(4) 停放制动。停放制动采用滑橇制动。保证列车在最大负载的情况下能够在 70%的坡道上停放。

(5) 备用制动。滑橇制动作为其他制动形式失效时的制动形式。

(6) 适应 ATC 或 ATP 操作。

(7) 系统自检并显示。

(8) 故障导向安全。

### 7.2.1 制动系统组成

该系统由制动控制系统,基础制动装置及备用制动系统组成。

#### 7.2.1.1 制动控制系统

制动控制系统由制动信号发生与传输部分、微机制动控制单元(MBCU)、气制动控制单元(PBCU)组成。如图 7.1 所示。

##### 7.2.1.1.1 制动信号发生与传输部分

该部分的主要任务是产生制动信号并将信号传递到各车辆的 MBCU 或 PBCU。主要由制动控制器及控制开关、调制及逻辑控制器、制动指令线等组成。

### (1) 制动控制器及控制开关

受司机控制产生常用或紧急制动指令。该控制器与牵引控制器合二为一。在司机室，另有制动控制开关：

- ① 警惕按钮。确保列车在司机的控制下。
- ② 紧急制动按钮。用于产生紧急制动信号。
- ③ 紧急制动复位按钮。列车紧急制动停车后或者列车开始上电时，对紧急制动进行复位。
- ④ 救援轮施加按钮。控制救援轮伸出。
- ⑤ 救援轮复位按钮。控制救援轮复位。

### (2) 调制及逻辑控制器

用于将制动控制器和 ATP 的指令转换成相应的脉宽调制信号；并通过逻辑电路，使指令线在相应的工况下发出相应的指令信号。

### (3) 制动指令线

PWM 线。传递常用制动、快速制动和缓解指令。为提高指令传输的可靠性，调制器内设置了两套 PWM 调制电路，每套调制电路用一对双绞屏蔽线传递 PWM 信号。

快速制动指令线。传递快速制动指令。该线为 on/off 信号，作为 PWM 快速制动指令的冗余。

③ 紧急制动线。紧急制动为失电制动。因此紧急制动线为常带电回路。其中一根为开关线，另一根为回线。前者串接了各个控制紧急制动的开关，如司机紧急制动按钮开关、总风欠压开关等；后者将紧急制动指令送至各 PBCU 的紧急制动电磁阀。

④ 制动/运行信号线。列车处于制动状态时为 DC110V 高电平，运行状态时低电平。

⑤ 牵引制动连锁线。为一常带电回路，开关线上串接了各车制动压力开关，因此检测信号线电平可知道是否全列车缓解。

⑥ 停车制动指令线。该指令线传递列车停车指令。将根据动力制动控制方式确定是否设置。也可由网络传递此信号。

- ⑦ 救援轮施加信号线。
- ⑧ 救援轮复位信号线。
- ⑨ 坡停启动信号线。

#### 7.2.1.1.2 MBCU

MBCU 是一个控制制动的微机，主要有 9 个功能块组成：

(1) CPU 功能块。CPU 是 MBCU 的心脏，用于逻辑及控制。

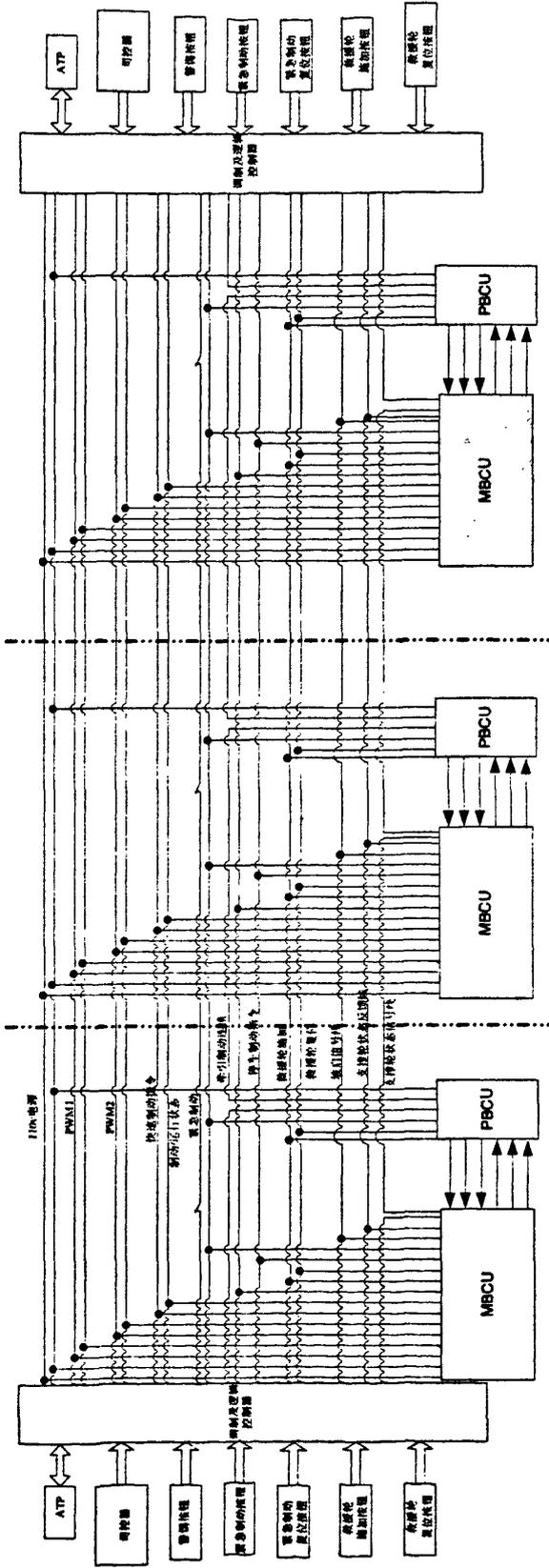


图 7.1 制动控制系统原理

- (2) 解调功能块。将常用制动指令 (PWM) 信号解调。
- (3) 电源功能块。为 DC/DC 隔离电源, 提供 MBCU 所需的电源。
- (4) EP 控制功能块。控制 EP 单元, 将电信号变为相应的空气压力信号。
- (5) 网卡。用于同列车计算机网络交换信息。
- (6) 数字信号输入模块。监视相应开关量的变化。
- (7) 数字信号输出模块。控制相应开关量的变化。
- (8) 模拟信号采样模块。将载重信号, 动力制动力等模拟量转换成数字量, 供 CPU 计算、控制。
- (9) 模拟信号输出模块。用来与动力制动控制单元和动车与拖车的 MBCU 间传递相应的模拟信号。

MBCU 是微机控制直通电空制动系统的关键部件, 其主要功能如下:

- (1) 接受制动指令、空重车信号和速度信号。
- (2) 根据列车运行速度、车重和常用制动指令计算所需的常用制动力。
- (3) 按充分发挥动力制动能力的原则, 进行动力制动与空气制动的配合控制。
- (4) 进行防冲动控制, 常用制动时控制减速度的变化, 提高舒适性。
- (5) 检测制动系统状态, 并将有关信号向列车计算机网络报告, 自动记录并显示故障信息。

#### 7.2.1.1.3 PBCU

PBCU 是由 EP 阀、紧急电磁阀、空重车限压阀、中继阀、救援轮控制电磁阀、传感器、压力开关等组成的集成箱。确切的说, 它是将制动指令由电信号转变为相应的空气压力信号的部分。

其工作原理如图 7.2 所示。

#### 7.2.1.2 基础制动装置

低速磁浮的基础制动装置由气液转换器和液压夹钳组成。

来自 PBCU 的制动预控空气压力由气液转换器转换成液压, 并将压力增压十几倍, 通过液压夹钳, 使闸瓦与 F 轨磨擦产生制动力。气液转换器每套夹钳一个。

每节车第二、第三和第四个转向架的左右模块各安装一套液压夹钳, 每车共 6 套。液压夹钳安装于转向架第二和第三个磁极之间, 与电磁铁极板之间采用绝缘连接。

每套液压夹钳带两个制动缸和两块闸片。制动缸直径  $d_1$  为 32mm, 最大行程不超过 30mm。闸片有效面积  $45 \times 90$ , 有效磨耗为 2.5m m。

考虑列车制动后停放及停放后启动时, 液压夹钳制动中列车有下降或浮起的过程, 为此将利用极板上安装制动夹钳的腰形孔, 设计夹钳的浮动支撑。这样夹

钳将不随车辆相对 F 轨上下相对移动。该支撑力将远小于闸片摩擦力，因此对悬浮力的要求较小（每车约 3kN）。

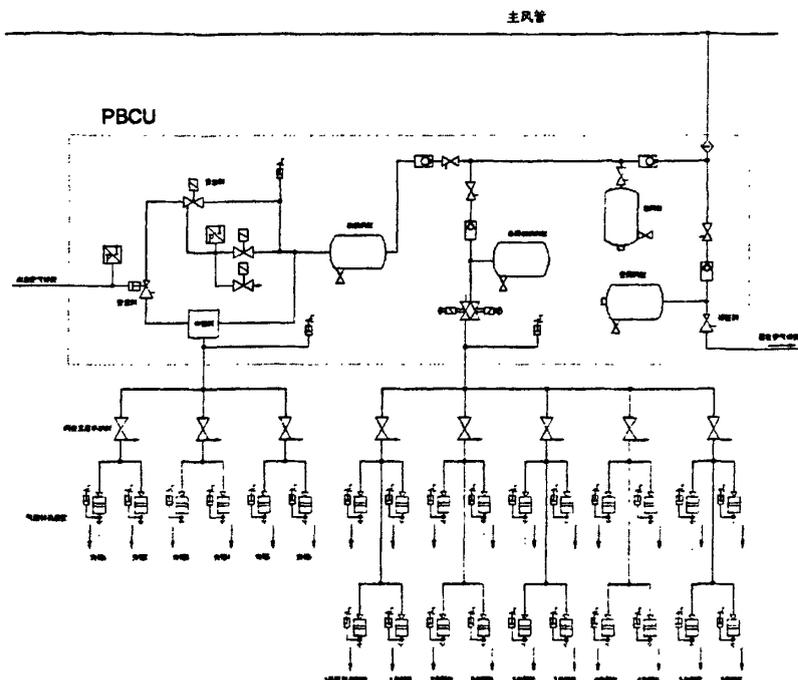


图 7.2 PBCU 原理

### 7.2.1.3 备用制动

备用制动为滑橇摩擦制动。一旦转向架失去悬浮力，滑橇摩擦块将与 F 轨接触产生摩擦，该摩擦力将取决于车重和摩擦系数。摩擦块材料选用闸瓦同类材料，但摩擦系数  $\phi_{k2}$  为 0.2 左右比较合适。

每个转向架安装 4 个滑橇，每个滑橇有三块摩擦块。因此全车共有 60 块摩擦块。每块摩擦块的有效摩擦面积  $40 \times 40$ 。摩擦块有效磨耗为 2mm。

备用制动还做停放制动用。将保证列车在 70‰坡道上安全停放。

### 7.2.1.4 救援轮

为了列车故障牵引的需要，每车设有 40 个救援轮。当需要使用时，每个车轮由一个液压缸支撑。液压缸直径  $d_2$  为 32mm，行程约 10mm。

在不考虑车轮磨耗情况下，支撑轮支撑高度在新滑橇板时为 6mm，滑橇板磨耗到限时 8mm。

液压缸的支撑压力来源于气液转换器，考虑每两个液压支撑缸配一个气液转

换器。

救援轮的施加或复位由一个带手动的双电控制阀控制。该电控制阀受司机控制，在必要时，工作人员，亦可用手动方式使救援轮施加或复位。

## 7.2.2 制动计算

### 7.2.2.1 紧急制动距离

$$\text{实制动距离: } S_k = \frac{V_H^2}{2a} = 296.77(m)$$

空走距离：根据我们在直通电控制制动系统研究中取得的经验，空走时间 $t_n$ 可定为1秒。所以 $S_n = \frac{V_H}{3.6} \cdot t_n = 27.78(m)$

$$\text{紧急制动距离: } S = S_k + S_n = 324.55(m)$$

$$\text{紧急制动平均减速度: } a_j = \frac{V_H^2}{2S} = 1.19(m/s^2)$$

### 7.2.2.2 列车所需制动力

$$\text{紧急制动: } F_j = ma = 120.9(kN)$$

$$\text{平均每套夹钳: } f_j = \frac{F_j}{18} = 6.72(kN)$$

$$\text{常用制动: } F_c = 93(kN)$$

$$\text{平均每轴: } f_c = \frac{F_c}{18} = 5.17(kN)$$

### 7.2.2.3 制动缸压力

取液压夹钳效率 $\eta$ 为0.9。

$$\text{紧急制动: } p_j = \frac{f_j}{\pi d_1^2 \eta \varphi} = 5805.47(kPa)$$

$$\text{常用制动: } p_c = 4466.41(kPa)$$

设紧急制动时,空气预控压力为  $400\text{ kPa}$ ,则气液转换器的增压比为 11.51 倍。考虑效率等因数,取增压比 15 倍。

#### 7.2.2.4 闸片磨耗计算

紧急制动时每套夹钳所作的制动功:  $W_j = f_j \times S_k \approx 2(\text{MJ})$

每次紧急制动( $v=100\sim 0\text{ km/h}$ )闸片理论磨耗为  $0.0099\text{ mm}$ 。

#### 7.2.2.5 备用制动距离计算

减速度  $a_{Bz} = g \times \varphi_{k2} = 1.96(\text{m/s}^2)$

制动距离:  $S_{Bz} = \frac{V_H^2}{2a_{Bz}} = 196.84(\text{m})$

每次备用制动每个磨耗块的理论磨耗量为:  $0.0025\text{ mm}$ 。

#### 7.2.2.6 停放制动校核

安全停放条件:  $i \leq \varphi_{k2}$

根据上述条件,该列车在 70%的坡道上能安全停放。

#### 7.2.2.7 救援轮计算

每个轮承受的车重:  $775\text{ kg}$ 。取液压缸效率  $\eta_2$  为 0.95,则液压缸压力

$$p_2 = \frac{0.775 \times 4 \times g}{0.95 \times \pi \times d_2^2} = 9955.83(\text{kPa})。$$

考虑 10%的支撑轮故障,则液压缸压力需增至约  $10952\text{ kPa}$ 。

系统压缩空气最高压力为  $900\text{ kPa}$ ,考虑余量,取  $750\text{ kPa}$ 。则该气液转换器增压比为 14.6,考虑效率等因数,取增压比 15 倍。

### 7.3 风源

列车设两套空气压缩机、干燥器及其控制系统。试验列车设两套风源,似乎有些浪费,但出于备用需要,仍建议设两套。对今后六辆编组列车,设两套风源也应能满足需要。

### 7.4 结论

- (1) 采用气液转换方式,从方案上可行。压力源简化。
- (2) 由于我校研制的微机控制直通电空制动系统运用于先锋号高速电动车组,并经过 5 年多,54 万公里考核。因此采用气液转换方案具有研制周期短,成功把握人的优点。

## 第 8 章 300km/h 动车组制动参数研究

根据国内外对高速列车探索的经验,我国未来的 300km/h 动车组将以动力分散交流传动电动车组为主。在编组形式上以全动车或 3 动 1 拖最为可能,但后者在造价等方面较前者有一定优势,故本文以后者作为制动系统的研究对象。

### 8.1 系统设计基本参数研究

运行阻力、粘着系数和闸片摩擦系数是制动系统设计的基础,也是本文需要首先确定的参数。

#### 8.1.1 运行阻力 $w_0$

准确的运行阻力是在列车试制后通过试验得到的,但它也是制动设计时必不可少的参数。为此我们用先锋号设计、实测和 ICE3 的运行阻力作为参考:

$$\textcircled{1} \text{ 先锋号设计: } w_{01} = 1.29 + 0.00495v + 0.000153v^2 \text{ N/kN} \quad (1)$$

$$\textcircled{2} \text{ 先锋号实测: } w_{02} = 1.65 + 0.0001v + 0.000179v^2 \text{ N/kN} \quad (2)$$

$$\textcircled{3} \text{ 德国 ICE: } w_{03} = 1.162 + 0.0103v + 0.0001294v^2 \text{ N/kN} \quad (3)$$

式中:  $v$ ——速度 (km/h)。

上述三个运行阻力与速度的关系曲线如图 8.1 所示。从图中可以看出先锋号实测的运行阻力稍稍偏大;在 220km/h 以下先锋号设计所用的运行阻力与 ICE 的基本接近,在 220km/h 以上 ICE 的运行阻力略小。未来的 300km/h 动车组在先锋号的基础上进一步改进动车组外体的流线型和密封性,其运行阻力将会得到改善。但考虑到我国自行设计制造高速动车组的经验尚不丰富,达到国外水平需要一个过程,因此我们认为先锋号的设计运行阻力公式作为 300km/h 电动车组的设计依据较为合适。

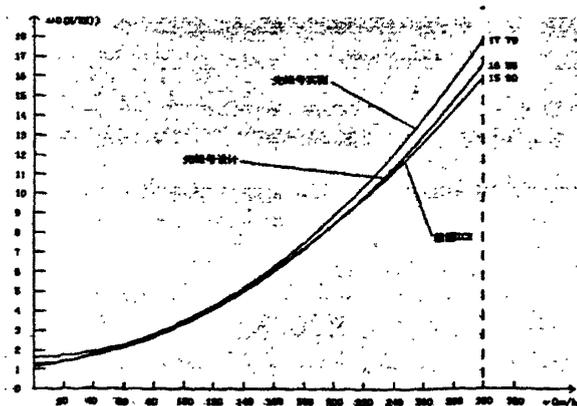


图 8.1 运行阻力曲线

### 8.1.2 闸片摩擦系数 $\varphi$

先锋号动车组在试用了多种闸片后,最终采用的是粉末冶金闸片。粉末冶金闸片也是目前国外高速动车组普遍采用的闸片。国内的粉末冶金闸片性能与设计要求尚有一点距离,也未试验和总结出相应的公式。因此在本设计中,借鉴国外粉末冶金闸瓦的摩擦系数公式:

$$\varphi = 0.418 \frac{2v+150}{3v+150} \quad (4)$$

式中:  $v$ ——速度 (km/h)。

上述公式在 300km/h 制动初速时的距离平均摩擦系数为 0.3095。考虑到国内的实际情况,略微保守一些,取 300km/h 时的距离平均摩擦系数为 0.28。故对原计算公式进行修正如下:

$$\varphi = 0.378 \cdot \frac{2v+150}{3v+150} \quad (5)$$

式中:  $v$ ——速度 (km/h)。

### 8.1.3 粘着系数

目前国内还没有真正速度达 300km/h 的铁路,因此更不可能试验并总结出高速铁路的粘着系数,仅有适用于 120km/h 以下的粘着系数:

$$\psi = 0.0405 + \frac{13.55}{v+120} \quad (\text{湿轨}) \quad (6)$$

式中:  $v$ ——速度 (km/h)。

ICE 和 TGV 采用的粘着系数较高,而日本新干线的粘着系数则相对较低。先锋号制动系统设计时采用的是以式 (6) 为基础,参照 UIC 的相关标准增加 20% 后的粘着系数,即

$$\psi = 0.0486 + \frac{16.26}{v+120} \quad (7)$$

该粘着系数较欧洲低,但比日本的高,在 180km/h 以上甚至比新干线干轨的粘着系数还高。从先锋号运行两年多的实际效果看,该粘着系数还是比较可行的。相反,我国研制的另一列高速列车由于粘着利用过于相急于欧洲,而使列车多次出现擦轮现象,危及行车安全。因此未来的 300km/h 高速列车的粘着系数在尚未取得试验数据的前提下,以公式 (7) 为依据还是合适的。

### 8.1.4 制动盘热功限值

根据国内外的经验,动车每套制动盘热功限值取 24MJ;拖车每套制动盘取 18MJ。

## 8.2 摩擦制动方案选择

速度提高后,列车动能增加,因此对基础制动装置是一个考验。初步考虑在安装防滑器的基础上,增加安装小型的踏面清扫器。在不采用非粘制动的情况下,摩擦制动可有以下三种方案供进一步研究。

方案一,动车每轴采用两套轮盘式盘型制动装置;拖车每轴采用四套盘型制动装置。

方案二,动车每轴采用两套轮盘式盘型制动装置加一套轴盘式盘型制动装置;拖车每轴采用四套轴盘式盘型制动装置。

方案三,动车每轴采用两套轮盘式盘型制动装置;拖车每轴也采用两套轴盘式盘型制动装置再加两套圆盘涡流制动装置。

方案三类似新干线的模式,在正常运用过程中能充分利用电制动的优势,将制动引起的损耗降到最小。但是在非常制动时,该方案对制动盘和闸片承受制动功率的要求也非常高,目前的国产件要达到这个要求还需要一定的研究时间。并且国内的圆盘涡流制动装置的研究尚未成熟,所以我们不建议将其作为首选方案。相对来说方案二对制动盘和闸片承受制动功率的要求低些,但问题是动车转向架不一定有空间布置轴盘。因此,最可能的方案是方案一。

## 8.3 设计参数研究

### 8.3.1 制动距离

300 km/h 电动车组紧急制动和非常制动时的制动距离以多少为合适,这是制动系统设计的基本问题。

#### 8.3.1.1 紧急制动工况

紧急制动是紧急情况下通过司机发出制动指令,在微机制动控制单元的控制下,充分利用动力制动能力的一种制动工况。为了尽可能的缩短制动距离,必须充分利用粘着。如图 8.2 所示,曲线 1 是不考虑运行阻力情况下的紧急制动减速度曲线,曲线 2 则考虑了运行阻力。两者的制动距离和减速度见表 8.1。

表 8.1 紧急制动和非常制动的制动距离及减速度

		实制动距离 (m)	实平均减速度 (m/s <sup>2</sup> )	制动距离(m)	平均减速度 (m/s <sup>2</sup> )
紧急 制动	曲线 1	3731.32	0.931	4005.38	0.867
	曲线 2	3428.53	1.013	3687.45	0.942
非常 制动	曲线 1	3491.56	0.994	3753.63	0.925
	曲线 2	3438.99	1.01	3698.44	0.939

注: 制动距离指实制动距离加上空走距离并考虑约 5%的余量后的距离。

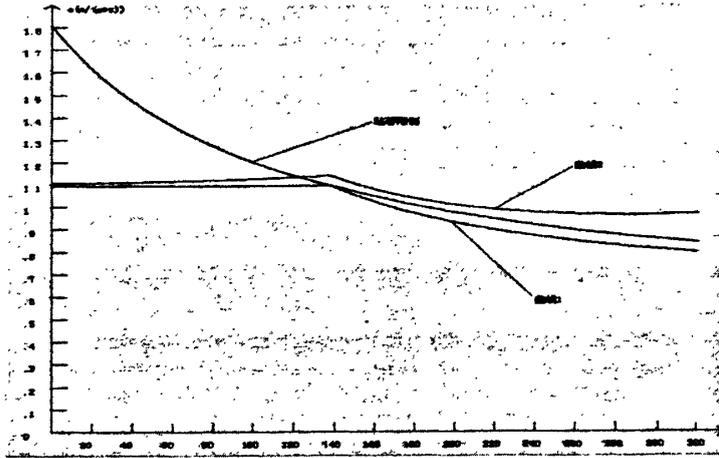


图 8.2 紧急制动设计减速度曲线

### 8.3.1.2 非常制动工况

非常制动是列车在意外紧急情况下实施的一种制动工况，其制动方式为盘型制动。在大多情况下它是由安全检测系统或 ATP 系统发出指令的，因此为了提高可靠性，往往采用非常制动指令线控制非常制动电磁阀实施。这样制动过程中制动缸压力保持不变，不利于粘着的利用，导致制动距离较长。根据先锋号及国外的经验，可在非常制动过程中采用两级制动缸压力，其减速度曲线如图 8.3 所示。图中曲线 1 没有考虑运行阻力，曲线 2 则考虑了运行阻力。两者的制动距离和减速度见表 8.1。根据计算，在 300km/h 实施非常制动时，采用两级制动缸压力可缩短近 7%的制动距离。

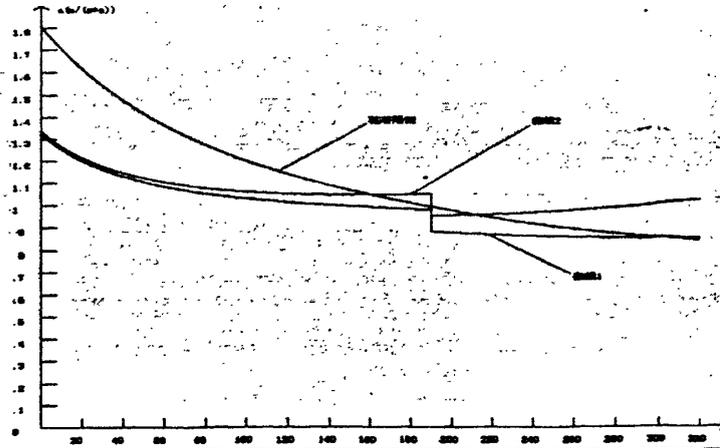


图 3 非常制动设计减速度曲线

从表 8.1 考虑 5%余量后的制动距离看，300km/h 制动初速下的紧急制动和非常制动距离标准可以定为 3700 米。

### 8.3.2 制动盘功率

根据上述设计,显然非常制动时制动盘承担的制动功率和热负荷最大,制动过程中制动盘承受的制动功率如图 8.4。其最大瞬时制动功率和平均功率见表 8.2。

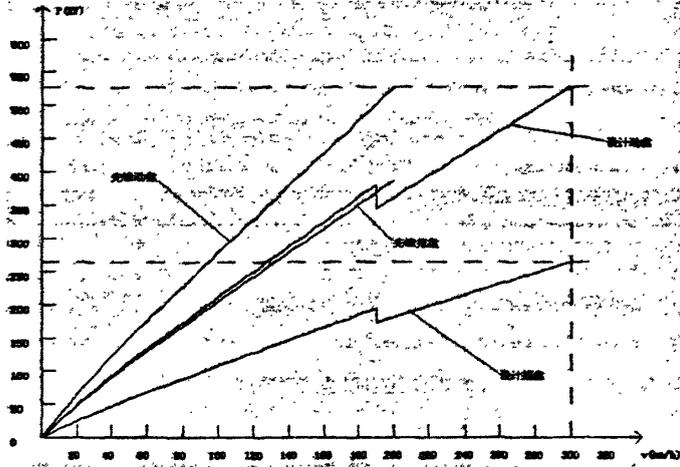


图 8.4 制动盘功率曲线

表8.2 每个制动盘承受的制动功率与制动功

		最大瞬时功率 (KW)	平均制动功率 (kw)	制动功 (kJ)
300km/h	动车盘	527.54	285.06	23.52
	拖车盘	264.15	143.74	11.86
先锋号	动车盘	526.85	274.95	11.29
	拖车盘	387.44	202.13	8.30

先锋号动车组曾由于盘型制动的摩擦系数比设计值大了 37.5%，导致制动距离过短，在 200.3km/h 制动初速下，实制动距离为 1163.89 米。据此计算的制动盘制动功率参见图 8.4 和表 8.2。

可见先锋号动车制动盘的最大制动功率已达到 300km/h 动车制动盘的设计值。先锋号的动车盘平均功率也已接近 300km/h 的设计值，拖车盘的平均功率则已超过了 300km/h 的设计值。由于先锋号制动初速低，每个制动盘承受的制动功较小。但 300km/h 动车组制动盘所要承受制动功的设计值仍小于其热功限值，因而本文的设计方案可行。

### 8.3.3 常用制动工况

300km/h 电动车组常用制动应采用模拟式制动控制，常用全制动的平均减速度以  $0.8m/s^2$  左右较为合适，由此设计的常用制动减速度曲线如图 8.5。在不同的常用制动指令下，再生制动、盘型制动和运行阻力所承担的列车动能比例如表 8.3 所示。

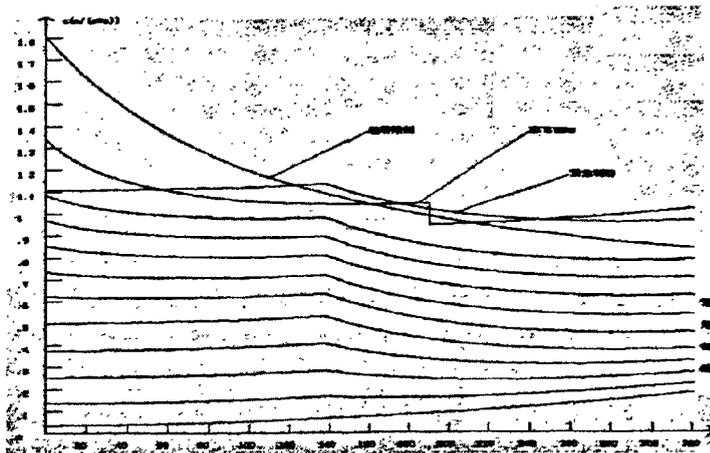


图 8.5 制动盘功率曲线

表 8.3 制动距离、制动减速度与热功分配

制 动 级 别	制动距离 (m)	平均减速度 ( $m/s^2$ )	制动功分配 (%)			每套盘承担的制动功 (MJ)		
			再生	运行阻力	空气制动	动盘	拖盘	
常 用 制 动	10%	43194.35	0.080	19.49	80.51	0	0	0
	20%	21712.63	0.160	52.03	47.97	0	0	0
	30%	14469.14	0.240	66.22	33.78	0	0	0
	40%	10855.95	0.320	74.00	26.00	0	0	0
	50%	8686.65	0.400	78.90	21.10	0	0	0
	60%	7199.18	0.482	71.72	17.77	10.51	0	5.42
	70%	6201.77	0.560	63.01	15.50	21.49	0	11.07
	80%	5392.28	0.644	56.71	13.87	29.42	0.63	14.21
	90%	4808.16	0.722	53.78	13.12	33.10	2.39	13.46
100%	4340.28	0.800	51.14	12.45	36.41	3.98	12.79	
紧 急	3687.45	0.942	35.92	8.52	55.56	—		
非 常	3698.44	0.939	0	8.53	91.47	23.52	11.86	

## 8.4 结论

(1) 从以上的参数分析可以看出,按 3 动 1 拖编组的 300km/h 动车组的制动系统采用再生制动和盘型制动两种制动方式已能满足要求。采用圆盘涡流或电阻制动等,虽然可在常用全制动(平时较少采用)或再生制动故障时更多的利用电制动。但其设备会增加不少重量,不利于减重。况且,按本文的设计,在 65% 常用制动以下,制动功率可由再生制动和运行阻力全部承担;在 65%~80% 之间的常用制动,仅拖车采用了少量的盘型制动。

(2) 300km/h 动车组制动系统应采用先锋号的控制模式,即常用制动采用模拟式控制;紧急制动采用粘着控制技术;非常制动运用分级控制,以利用粘着。因而紧急制动和非常制动的限制距离可定为 3700 米。

(3) 从图 8.4 和表 8.2 可以看出,300km/h 动车组对制动盘(特别是动车盘)

承受制动功率的要求是比较高的,需要做进一步的研制工作,但由于有先锋号制动盘的基础和国外的经验,研制出该盘型制动摩擦副还是可能的。

## 第9章 结束语

### 9.1 主要工作及结论

高速和城市轨道交通是我国正在和将要大力发展的公共交通方式,为此将投入几千亿资金购买和更新轨道交通车辆。然而现实是目前这些轨道车辆的设计技术均掌握在国外厂商手中。虽然我国采取了以市场换技术制动技术的方法,试图通过引进来快速提高国内研制开发能力,实现高新技术的国产化。但是事实并不太如人意,实践表明,用市场换技术可以得到部分的制造技术,使我们在装备上、部分工艺水平上有了提高。而在设计技术、尤其是核心技术的掌握上并没有明显提高。针对这种情况,本研究试图从制动系统,这一普遍被认为难以国产的系统入手,探索原创之路。

制动系统之所以被认为难以国产,原因之一是国外在高速和城市轨道交通车辆上普遍采用微机控制的制动系统。这与传统的纯机械的空气制动方式有明显的区别。那末为什么要采用微机控制呢?当然微机技术本身的发展成熟使得能被应用于制动系统,但更为重要的原因是由于环保、节能等理念使得高速和城市轨道交通车辆必须采用多种制动方式施行制动。为了能比较好的发挥各种制动方式的特点,使不同制动方式在制动过程中的配合趋于完善,所以采用微机这种能在短时间内进行大量计算并发出控制指令的装置。

因此本文首先分析了高速和城市轨道交通车辆常用制动方式和制动控制系统原理及其特点、我国目前机车车辆和城市轨道交通车辆制动控制系统的原理和特点以及国外高速和新型城市轨道交通车辆制动控制系统及特点,从而认为高速和新型城市轨道交通车辆的发展需要微机控制直通电空制动系统;并且开发微机控制直通电空制动系统是可能的和有基础的。

其次以 200km/h 动力分散电动车组的研制为契机,设计和开发了具有自主知识产权的微机控制直通电空制动系统。通过对该制动系统的试验研究,表明其各项指标已达到了设计要求。从实践上表明国内完全有能力自主开发微机控制直通电空制动系统。

为了进一步提高国产微机控制直通电空制动系统的可靠性,对该系统作了初步的可靠性分析。目的是通过理论分析,找出影响可靠性的关键因素,使今后的设计不但在功能上达到国外先进水平,在系统的可靠性、使用寿命上也同样达到先进水平。

最后还对地铁、低速磁浮和 300km/h 高速动车组应用微机控制直通电空制动系统作了些探索性的研究。

通过研究可以得到如下结论:

(1) 对高速和城市轨道车辆来说,采用微机控制直通电空制动系统是个较好的选择,是目前发展的方向。

(2) 国内有能力自主研制微机控制直通电空制动系统。

(3) 为了使国产的微机控制直通电空制动系统达到较高的可靠性,还需在部件可靠性上下功夫。

(4) 低速磁浮也可采用微机控制直通电空制动系统。

## 9.2 论文的创新点

本文对自主研发微机控制直通电空制动系统作了探索性研究。在国内率先自主研制成功了微机控制直通电空制动系统。并在研发的基础上作了一些拓展性的研究。研究成果丰富了国内制动技术的相关内容和理论。主要对以下内容进行了创新性的研究:

(1) 微机控制直通电空制动系统的研发。以 200km/h 动力分散电动车组研制为契机,提出了以采用微机控制直通电空制动系统为基础的技术条件,并以此为技术依据设计了微机控制直通电空制动系统。在设计过程中,对制动指令传输方式、电空信号转换、速度粘着控制等作了深入研究,确认用脉宽调制方式传递制动指令可以保证制动力控制精度;采用开关阀借用模糊控制技术闭环控制方式将电信号转换为相应的空气压力信号;制动力高速区段沿粘着限制控制,既能防止高速滑行,又使制动时的舒适性得到改善。

(2) 研制成功了 1:1 微机控制直通电空制动系统静置试验台。

(3) 在国内首次运用可靠性理论对微机控制直通电空制动系统进行可靠性的研究,为改善或提高系统的可靠性提供了理论依据。

(4) 探索低速磁浮车辆采用微机控制直通电空制动系统的可能性,并作出了切实可行的方案设计。

(5) 对国内研发 300km/h 高速动车组的制动系统研发的基本参数和设计参数进行了研究,为进一步进行系统研发打下了基础。

## 9.3 有待进一步研究的问题

由于资料掌握得不够全面,以及时间和能力所限,对微机控制直通电空制动系统的理论问题还需要作深化研究,对该系统的实践还需进一步拓展,在下列相关问题上还需作进一步的研究:

(1) 可靠性理论运用于制动系统的分析研究工作刚刚起步,因此尚有许多工作可做。比如:与国外同类系统的可靠性分析比较;进一步提高系统可靠性的方法研究;关键部件的可靠性研究等。

(2) 微机控制直通电空制动系统运用于低速磁浮车辆的实践需进一步深入。尤其是在气液转换装置的研究、再生制动和反牵制动与摩擦制动的配合控制等问题上均需详细研究,以使方案能得以实现。

(3) 在微机控制直通电空制动系统的控制方式上,采用减速度控制的可能性探索。一旦减速度控制得以实现,将大大提高列车的控制精度、列车制动时的舒适度和防止车轮擦伤的可靠度。

(4) 系统部件的小型化、轻量化研究;适应转向架牵引控制的加控技术研究。

以上内容有些是由于时间的原因,有的是受到论文篇幅的限制,有的是对本论文研究内容的拓展。我们有理由相信,随着党和国家对自主知识产权和原创性的重视,真正国产化的高速动车组、新型城市轨道交通车辆必将驰骋在我们广袤的大地、穿行于美丽的城市中。

## 致 谢

论文终于临近尾声了，同时也意味着博士研究生的学习阶段已接近结束。心情也随之激动起来。再次查看全文，几年的艰辛努力仿佛走马灯似地在脑海中一幕幕的再现。一路走来，是那些期待和关注的目光鼓励我去迎接一次又一次的挑战，是无数热情和无私的双手帮助我克服一个又一个的困难。回想这些，心中充满了感激之情。

首先要特别感谢导师张振森教授。从我进入大学学习，先生就是我的老师，20多年来，无论是在专业知识的学习上，还是在教学教研的工作中，甚至在教材专著的编写上，先生都给予了我许多的关心和指导。导师严谨的治学态度、诲人不倦的风范、谦虚平易的作风、宽容善良的胸襟，深深影响和教育着我，带领并鼓励着我继续努力、不断奋进。在此，谨向恩师致以诚挚的谢意和崇高的敬意。

在研究生学习和论文撰写过程中，得到了杨国桢教授、沈祥林教授、孙刚教授的关心和帮助，特别是杨国桢、沈祥林两位教授对论文给予了重要的指点，提出了建设性的建议和有益的修改意见，使我受益匪浅，在此表示衷心的感谢。感谢多年来在项目研究中曾经和正在合作的课题组成员：夏寅荪教授、姜靖国教授、吴家麟教授、任恒良副教授、匡春生副教授、陈龙安副教授、胡波讲师、郭祥贵工程师、吴海岭工程师、彭再武工程师等。特别感谢周翊民教授在专业发展方向上给予的指点和支 持，以及吴新民处长给予的指导。感谢广州地下铁道总公司严凯军高工、上海地铁运行公司周俊龙高工、印桢民高工在科研中给予的帮助。徐行方教授、赵惠祥副教授是我的学友，他们在攻博期间所起的领头羊作用，给了我很大的示范和激励。此外，还要感谢我的硕士研究生王孝廷、曾宪华、裴玉春、李文桥同学对我真诚的帮助。

论文的完成离不开家人的理解和支持。岳母、岳父多年来一直默默地为我们分担家务；在杭州的父母十分体谅我们“不常回家看看”的原因；妻子罗永玉在精神上有力地支持并鼓励着我，担当了培养和教育孩子的重任，使我能腾出时间来集中精力进行课题研究、撰写论文；这几年女儿吴昱君顺利地小学毕业进入中学，她的健康成长是对我完成此次学业最大的鼓励。

最后，对本文引用文献的所有相识和不相识的作者们表示感谢。

四年多的读博历程，由于身兼教师和学生的双重身份，担负着繁重的教学和科研工作，使得博士生的角色份量有所弱化，论文中因此也留下了许多遗憾，但同时也留下了新的希望。学无止境，我当继续努力，在专业知识领域和人生道路上继续追求、不断进取。

吴萌岭  
2006年2月

## 参考文献

- [1] 张开文. 制动. 北京: 中国铁道出版社, 1981
- [2] 张振森, 吴萌岭, 胡用生. 城市轨道交通车辆结构与设. 上海: 上海科学技术出版社, 2002. 189~214
- [3] 饶忠. 列车制动. 北京: 中国铁道出版社, 2001. 46~125
- [4] 楼修力. 韶山 1 型电力机车. 北京. 中国铁道出版社, 1987. 1~130
- [5] 姜靖国. JZ-7 型空气和电空制动机. 北京: 中国铁道出版社, 2001. 1~151
- [6] 陆绪华, 潘传熙. DK-1 型电空制动机及空气管路系统. 北京: 中国铁道出版社, 1992. 1~170
- [7] 蒋鸿雁. 电力机车 DK 型制动机. 郑州: 郑州铁路机械学校, 1993. 13~98
- [8] 刘豫湘. DK-1 列车电空制动系统. 电力机车技术, 1982, 第二期: 4~9
- [9] 夏寅荪, 吴培元等. 120 空气制动机. 北京. 中国铁道出版社, 1995. 1~120
- [10] 华茂昆, 周翊民, 关吕元. 铁路科技知识, 北京. 中国铁道出版社, 1995. 5~89
- [11] 张治华等. 列车牵引计算规程解释, 北京. 中国铁道出版社, 1992. 10~79
- [12] 黄向盈, 张振鹏. 论列车制动空走时间. 北京. 中国铁道出版社, 1984. 1~140
- [13] 刘金乐. K 型及 L 型三通阀的故障分析与处理. 北京. 中国铁道出版社, 1979. 1~66
- [14] 夏寅荪. 机车车辆及地下铁道车辆制动机. 上海铁道学院, 1994. 1~12
- [15] 吴萌岭. 城市轨道交通车辆制动. 上海铁道大学, 1995. 1~35
- [16] 钱立新. 制动新技术. 上海铁道学院, 1991. 1~76
- [17] 王继增. 电动客车. 北京地铁技工学校, 1994. 1~58
- [18] 史胜军, 黄宪. 制动. 北京: 北京地下铁道总公司, 2000. 1~180
- [19] 张振森. 城市轨道交通车辆. 北京. 中国铁道出版社, 1998. 1~150
- [20] 江淞滋, 黄钟. 地铁概论. 南京. 南京出版社, 1994. 1~110
- [21] Paul Lohmeier. Introduction of Knorr-Bremse.
- [22] 钱立新. 世界高速列车技术. 北京: 中国铁道出版社, 2003. 97~903.-
- [23] 吴新宇. KNORR 模拟式地铁制动系统概述. 铁道车辆, 2000, 第 38 卷增刊: 78~81
- [24] 丁峰. 大连市快速轨道交通 3 号线车辆制动系统. 内燃机车, 2003, 第 7 期: 13~16
- [25] Lina Wang. KBGM-P 型电-气制动系统 Bangkok Airport line. 制动设备 (上海) 公司, 2004. 1~12
- [26] 国家发展和改革委员会文件, 发改交运[2004]159 号
- [27] 吴萌岭等. 微机控制直通电空制动系统研究与试验. 铁道学报, 2000, 22(2): 99~103.
- [28] 吴萌岭等. 我国高速电动车组制动系统的研究. 铁道车辆, 1999, 37(4): 45~49.
- [29] 制动技术研究中心. 200km/h 电动车组制动系统技术设计. 上海: 同济大学机车车辆工程系, 1997.

## 参考文献

- [30] 黄官升等. 高速响应电磁阀可靠性实验研究. 北京理工大学学报. 1998. 第 18 卷第 3 期.
- [31] 李新会. MH45 型空气压缩机干燥器梭阀的改进. 压缩机技术. 1998. 第 3 期.
- [32] 尚景华、于兆华. 机车车辆制动缸、单元制动缸(器)型式试验的探讨. 铁道机车车辆. 2004. 1224 卷增刊.
- [33] 张玉斌等. 钻井泵活塞寿命可靠性研究. 石油机械. 1998. 第 26 卷第 6 期.
- [34] 唐尧福. 司机控制器的故障分析与处理. 电力机车技术. 2001. 第 2 卷第 2 期.
- [35] 薛剑宇. 工控机的可靠性浅析. 河南化工. 2001. 第 10 卷.
- [36] 徐天宝. 也谈称重传感器的可靠性. 经验点滴. 2004. 4.
- [37] 程军. 硅压力传感器的可靠性测试. 电子产品可靠性与环境实验. 2003. 4.
- [38] 袁晓峰等. 正弦信号失真度测量方法述评. 航空计测技术. 2004. 第 241 卷.
- [39] 李静波等. 6105 柴油机连杆疲劳强度试验及工作可靠性研究实验研究. 1996. 第 3 卷.
- [40] 陆凤仪、徐格宁. 平面连杆机构运动误差及可靠性分析. 起重运输机械. 2004 (4) .
- [41] 马青. 汽车门锁弹簧的可靠性计算. 机械设计与制造工程. 1998. 11. 第 27 卷第 6 期.
- [42] 罗庆生、韩宝玲. 汽车制动摩擦片工作寿命与可靠性研究. 润滑与密封. 2003. 第 1 卷.
- [43] 张景波. 周期性维修系统 MTBF 的算法分析. 山西电子技术. 2003 年第 3 期.
- [44] 吴萌岭. 200km/h 电动车组制动系统研制报告. 上海: 同济大学机车车辆工程系, 2000.
- [45] Answers to Technical Questions from the World Bank on the Beijing -shanghai Dedicated Passenger High Speed Railway. Japan Ministry of Transport:1994.10
- [46] Hiroshi Okada. Features and Economic and Social Effects off The Shinkansen. Japan Railway and Transport Review. 1994(10)
- [47] Akira Isozaki.The Tokaido Shinkansen Current Staus and Prospects. Congress Proceedings of 3rd World Congress on High-speed Rail. Rail International. 1998(10)
- [48] Kengo Iwamoto. Why does JR West Focus on Increasing Speed? Congress Proceedings of 3td World Congress on High-speed Rail. Rail International, 1998(10)
- [49] Hiromasa Tanaka. The Socio-economic Effects of the Tokaido Shinkansen. Congress Proceedings of 3td World Congress on High-speed Rail. Rail International, 1998(10)
- [50] Akira Ysmamoto. Environment preservation and the shindansen. Rail International, 1998(10)
- [51] Yoshihiko Sato. Development of the Shinksnsen Network.. Rail International, 1998(10)
- [52] Yoishiro Higashijima. Development of Kokura Station. Rail International, 1998(10)
- [53] Hisashi Tarumi. Environmental Aspects in Japanese Railways. Rail International, 1995(8)
- [54] Jun Sawada. Effects of Shindeansen Construction on Regional Development. Rail International, 1995(8)
- [55] Makoto Yamada. Yamagata mini Shinkansen. Rail International, 1995(8)
- [56] Nakamura Hideo. Innovation of Railway Transport and Development of People's Living Condition-The Japanese Experience. Proceedings of ICTT. Beijing : China Railway Publishing House,2002

- [57] Tsutomu Kobayashi. Shinkansen Railway Network in Japan. Proceedings of ICTT. Beijing : China Railway Publishing House,2002
- [58] Peter Semmens. High Speed in Japan. Sheffidld: Platform 5 Publishing Ltd,1997
- [59] Central Japan Railway Company Data Book.2002
- [60] High Speed Struegy Unfolds. Railway Gazette Internaational,1993(2)
- [61] Bread and Butter Line in the Construction Phase. Rly Gaz Intern,1996,152(2)
- [62] Congress Proceedings of 3rd World Congress on High-speed Rail. Berlin,1998(10)
- [63] C.Esveld Uniform Ballast Quality Assessment Criteria. Rail Engineering International, 1993(11)
- [64] Rail International. 1991(12)
- [65] ABB Review. 1991(10)
- [66] Railway Technology International.1992
- [67] Rail Reform Puts DB on Track to Recovery. IRJ 1998(6)
- [68] L Werner. Radio Communication to Play a Greater Role. IRJ, 1999(9)
- [69] New Italian Pendolino. Fiat Ferroviavia.1995
- [70] Rail International,1992(6/7)
- [71] ETR500 High Speed Train. FS, 1995
- [72] Rome-Naples AV. Mod Rlys, 1995,52
- [73] FS Starts Work on HS Project. IRJ, 1994,34
- [74] Project Culture. Fiat Ferroviavia, 1997

## 个人简历 在读期间发表的学术论文与研究成果

### 1. 个人简历:

吴萌岭,男,1959年11月生于云南大理,现为同济大学轨道交通研究院教授,制动技术研究所所长。主要简历如下:

1981年1月毕业于原上海铁道学院铁道车辆专业,获学士学位。

1988年2月毕业于原上海铁道学院机车车辆专业,获硕士学位。

1981年2月原上海铁道学院任教,任助教、讲师。

1995年5月原上海铁道大学任教,任讲师、副教授。

2000年4月同济大学任教,任副教授、教授。

2001年3月同济大学攻读博士学位,学号:01103014。

### 2. 在读期间发表论文(按时间顺序):

[1] 吴萌岭,曾宪华,陈罡.300km/h 电动车组制动参数研究.同济大学学报 2004.32(12):1618-1621.

[2] 吴萌岭,裴玉春,严凯军.我国城市轨道交通车辆制动技术的现状与思考.机车电传动.2006,1:1-5.

### 3. 在读期间编写教材

[1] 张振森,吴萌岭,胡用生.城市轨道交通车辆结构与设计.上海:上海科学技术出版社,2002.189~214

### 4. 待发表论文:

[1] 吴萌岭,王孝延,裴玉春,吴海岭.微机控制直通电空制动系统可靠性模型初探.铁道车辆(已接收)

### 5. 在读期间主持的科研课题:

[1] 新型机车制动机微机制动控制单元研制,中国南车集团公司株洲电力机车厂。

[2] 城市轨道交通车辆制动系统国产化可行性研究,上海市科委。

[3] 地铁列车单元制动器国产化,上海市科委。

[4] 轨道交通直通电空制动系统可靠性研究,上海市科委。

[5] 200km/h 电动车组制动系统产业化,四川制动科技股份有限公司。

[6] 直通制动系统试验台设计,株洲时代电子有限公司。

[7] 200km/h 电动车组制动系统部件改进研发,四川制动科技股份有限公司。