

铁道制动工程设计

[美]空气制动协会编
舒新译 夏寅荪校

中国铁道出版社

1986年·北京

译者的话

这本书原来是应工厂设计人员提出的请求，翻译出来供制动设计人员参考之用。经各方面的建议，认为此书内容比较丰富，很切合实际，而国内这方面的文献又很少，有公开出版的价值，故得到中国铁道出版社的大力支持，予以正式出版，以期对我国“四化”建设，对研究改进我国机车车辆制动机的设计，有所补益。

本译稿初稿完成后，经中国铁道出版社林连照副编审和上海铁道学院夏寅荪副教授花费了大量时间和精力，进行了全面的审校，对原书某些数据上的差错以及叙述不贴切之处做了技术上的订正，同时对原书某些较陈旧的内容做了一些删节，使译稿得以完善，在此谨表谢意。

原书计量单位均采用英制单位，若改为国际制单位，则大部分图、表都不能使用，故仍保留使用英制单位，而在书末附一个换算表，以补不足。

由于译者水平所限，难免有谬误之处，敬请专家及读者们加以指正。

译者

内 容 提 要

本书是美国空气制动协会的一本专著。它主要介绍铁路机车车辆摩擦式制动装置设计的基础理论。书中除对制动系统的机械结构原理和设计程序,参数选择以及计算方法进行了较详细的论述外,对于实际运用方面的问题也有所涉及。故本书除对制动设计人员有参考价值外,对于运用和操作人员亦可用作学习参考。

Engineering and Design of
Railway Brake Systems
The Air Brake Association
Copyright 1975

铁道制动工程设计

〔美〕空气制动协会编

舒新译 夏寅荪校

美国空气制动协会 1975年版

中国铁道出版社出版

责任编辑 林连照 封面设计 刘景山

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本: 787×1092毫米^{1/16}印张: 9.25字数: 227千

1986年11月 第1版 第1次印刷

印数: 000—1,500册 定价: 2.10元

目 录

绪 言	1
第一章 概 论	3
第二章 减速力及减速作用原理	19
第三章 重量转移、性能和实际粘着力	41
第四章 货车制动系统及其装置设计原理	57
第五章 客车和高速运输的制动系统	113
第六章 机车制动系统	133
附 表 英制、米制及国际单位制单位换算表	144

绪 言

这是一本铁路机车车辆摩擦制动设计基础的书，它探讨北美大陆的列车上，起可靠作用的制动系统的一些基本因素，使读者对制动系统的机械结构原理、发展背景、实际运用等方面有基本的理解，以便为现代大容量的铁路运输作出满意的设计。

本书在许多方面与美国空气制动协会 1974 年修订补充的《列车运行与操纵管理》一书是配套的。该书较详细地叙述了列车空气制动、动力制动、空气制动与动力制动协调的运用和特性以及列车实际操作过程。

除空气制动机制造厂的产品目录与说明书之外，最初企图解释制动基础装置原理的出版物是美国空气制动协会 1896 年出版的《问与答》一书中的一小节，内容是一系列问题与答案。以后在 1906 年版的《问与答》中作了补充，该书有点小百科的性质。到 1918 年发觉这个领域已大为扩展，值得出一本专著，并由威斯汀豪斯空气制动机公司编辑出版。1929 年美国空气制动协会获得这本《基础制动装置原理与设计》的版权。多年来这本书成为机车车辆设计人员和空气制动检查人员的主要参考书，以后还多次再版。

二十世纪五十年代中期，美国空气制动协会出版了《货车基础制动装置的基本原理与设计》，它取材于中央制动协会的论文，基本上是货车基础制动装置设计数据及当时通行的美国铁路协会规则与标准的汇编。这使 1929 年版的《基础制动装置原理与设计》中的货车部分适应于当时的需要。但是在以后十五年，在货车和客车制动系统方面都发生了较大的变化，如：

高摩合成闸瓦成为常规摩擦材料；

装在转向架上的单元制动机，在货车上得到应用；

每一车轮单独装一个小型制动单元的制动形式，广泛用于客运和高速运输的车辆上；

整个牵引动力领域，基本上都被多机重联的电传动内燃机车所取代，动力制动已普遍使用；

具有保压性能的制动装置成为控制列车空气制动机的标准装备；

所有自己供电的电气化高速车组及市郊车组，实际上都安装新式的高级性能的动力制动和空气制动装置。

由于这些变化和改进，可以看出，仅只对《基础制动装置设计原理》加以修订，已经不能适应需要了，因此，协会出版委员会组织编辑了这本书。委员会在此向各空气制动机制造厂、基础制动、制动梁、闸瓦间隙调整器和手制动机各制造厂的合作和赞助表示感谢，特别是对机车车辆制造厂的帮助（尤其是美国通用汽车公司电磁部和普尔曼标准）表示感谢。

主席：H·H·琼斯，太平洋联合铁路，空气制动维护工程师。

编辑：D·G·布莱恩，威斯汀豪斯空气制动机公司总段高级工程师。

C·W·帕克，加拿大太平洋铁路，原动力及铁道车辆副主任。

D·F·德尔加德，芝加哥及西北运输公司专用设备负责人。

F·R·埃利斯，读物公司，机械部副主任。

R·E·温特，芝加哥，米尔沃基，圣保罗及太平洋铁路空气制动负责人。

感谢下列单位和人员提供的稿件：

1. 空气制动机制造工厂

纽约空气制动机公司，J·J·卡内，

威斯汀豪斯空气制动机公司，D·G·布莱恩，

斯隆制动阀公司，J·W·怀特。

2. 美国铁道车辆协会

工程委员会，D·B·耶蒂斯。

3. 间隙调整器制造厂

工程委员会，汤姆斯·巴比士。

4. 手制动机制造厂

工程委员会，弗兰克·布雷兹。

5. 基础制动装置

研究委员会，弗兰克·贝兹莱。

6. 制动梁制造厂

工程组，理查德·拜尔福特。

协会还对花费了大量时间，对手稿进行评审的下列人员表示特别的感谢：

C·W·帕克，加拿大太平洋铁路，原动力及铁道车辆副主任，

R·E·威尔逊，威斯汀豪斯空气制动机公司，铁道制品工程部经理，

G·M·卡布尔，威斯汀豪斯空气制动机公司，高级生产专家，

D·G·布莱恩，威斯汀豪斯空气制动机公司，总段高级工程师，

H·H·琼斯，太平洋联合铁路，空气制动维护工程师。

第一章 概 论

为了深入了解和评价近代高速发展的列车制动装置，我们先回顾一下近百年来铁路建设事业的发生和发展。

制动工程的设计和施工原则，是为了解决长大列车运行过程中所出现的许多困难问题的，例如：

- 这些车辆属于不同的车主；
- 车辆的型式多种多样；
- 空车与装载重量不同的车辆的混编；
- 实际的最高运行速度；
- 安全；
- 经济。

制动装置的主要作用是控制机车、车辆和列车的运行速度，使它们减慢、停止或者以限定速度驶下坡道；其次是当列车或车辆在平道或坡道上停止时，保持静止不动。速度控制是保证铁路能够完成运输任务的基本条件，列车与列车之间必须保持一个安全的间隔距离。列车能够在第二个信号机（可能为红灯）前停下的最高速度，决定了信号机的间隔距离，也决定了在一定时间内能够通过该区段的列车数。这个原则和一百年前一样，至今仍然适用。

因此，列车制动装置及其部件的研究和设计是非常重要的，其重要性至少和牵引动力的设计相同。铁路车辆之所以能够运行，不但因为有合适的牵引功率，还因为有合适的制动功率。

现在，用来说明铁路车辆状态的动力学和静力学常用公式，与十九世纪七十年代和八十年代所用的完全相同，如：

1. 力 F 等于质量 m 乘以加速度 a ； $F=ma$ 。因为质量等于重量 w 除以重力加速度 g ，故此式常亦可写作 $F = \frac{w}{g} a$ 。

2. 机车、车辆或列车在运动中所产生的动能 KE 等于质量 m 乘以速度 V 平方的一半，即 $KE = \frac{mv^2}{2}$ ，通常写作 $KE = \frac{wv^2}{2g}$ 。

3. 由负载产生的单位面积上的拉伸（或压缩）力，即应力，等于力矩 M （负载乘以负载至支点的距离）乘以零件或梁的断面外层纤维至中性轴的距离 c ，再除以该断面对于中性轴的惯性矩 I 。断面惯性矩 I 表征零件梁或组件横断面的形状和面积的独特特性。应力的公式可表示为： $s = \frac{Mc}{I}$ 。

4. 马力（单位时间所做的功）等于作用于机车、车辆或列车上的力乘以速度，再除以

一马力在单位时间内所做的功，通常表示为：

$$HP = \frac{Fv}{W/t} \text{ 或 } \frac{Fv}{550}$$

如果速度的单位为英里/小时，则

$$HP = \frac{FV \times 1.467}{550} = \frac{FV}{375}$$

按北美习惯，上式中，力 F 和重量 w 的单位均为磅；功 W 的单位的为英尺·磅；重力加速度 g 和加速度 a 的单位均为英尺/秒²；速度 v 的单位为英尺/秒。

在铁路工程中，加速度常用 A 表示，其单位为英里/小时·秒；速度常用 V 表示，其单位为英里/小时；于是 $A = 1.467 a$ 和 $V = 1.467 v$ 。

另外，力矩 M 的单位为磅·英寸，距离 c 的单位为英寸；断面惯性矩 I 的单位为英寸⁴，于是应力 s 的单位为磅/英寸²。

近百年来，只是各种因素的数值或数量级有了变化，即逐步提高了，例如：

1. 车辆的载重增加了约 10 倍；

载重量由 30,000 磅增加到 263,000 至 315,000 磅；

2. 运行速度提高了三至四倍；

由 10 至 20 英里/小时提高到 60 至 80 英里/小时；

3. 牵引马力上升了二十至三十倍；

机车功率由 300 至 500 马力，增长了很多倍，目前每列车编组总功率达到 6000 至 15000 马力，甚至更大。

以上数据说明，每个车轮承担的动能是直线上升的，到现在已达一百年前的一百至一百六十倍。

铁路联运和车辆制造者协会

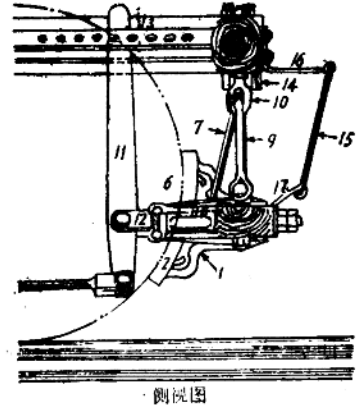
十九世纪六十年代中期，铁路和铁路之间的货车联运得到明显利益，但在联运中产生了一个急待解决的问题，就是对不属于本路货车（外路车）的维护和修理费用结帐时的划一问题。需要有一个统一的计价标准。1867 年，车辆制造者协会（MCB）成立，才开始拟订一些规则，以改善这一非常混乱的局面。

不久，车辆制造者协会就发现，要解决计价标准的统一问题，必须先进行车辆及其零部件的标准化工作。早在 1870 年，就已经提出并进行了用合适的空气制动机改善列车制动问题的研究工作。这项工作是临时性的，一次次组成一个委员会进行着，直到十九世纪九十年代初，才要求成立制动装置验收常设委员会。

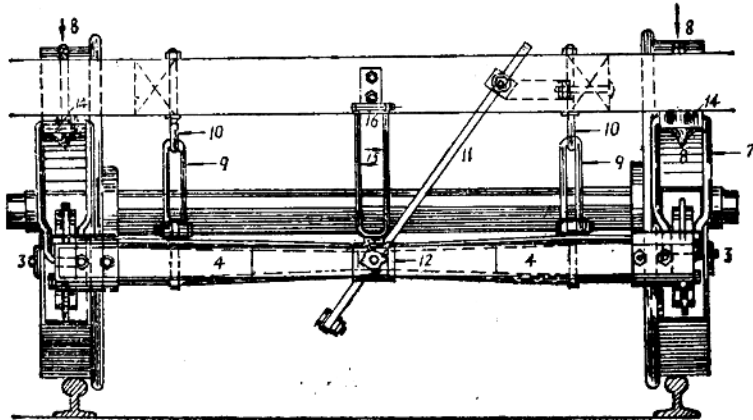
后来，制订了联运车辆验收规则。规则包括车辆必须装备的关键零件，并规定了车钩、轮轴、转向架和中梁等关键零件修理的尺寸限度。规则还规定“损坏”包括那些内容，什么样的修理被认为是正确修理。商定了零件、材料、劳务的平均价格和车辆价格的估算标准，并列出一览表。加入车辆制造者协会和对联运规则的承认都是自愿的。到十九世纪八十年代，包括主要线路在内的大多数铁路都承认了联运规则，这给相互之间的交易提供了合理的实际结算方法。

十九世纪七十年代，大多数北美铁路已在货车上采用了双转向架结构，这与英国和欧洲的习惯不同，英国和欧洲基本上全用的两轴钢架车，只有少数双转向架结构，还有一些客运三轴车。就一般美国习惯来说，一个明显的例外是直到进入十九世纪九十年代好几年，东部地区的煤矿或其他矿场，还在大量使用装煤或矿石的四轮底开门“基米”（Jimmy）车。装有双转向架的货车，对美国大多数起伏不平，接头参差不齐，带小弯道的无道碴线路很适用。此外美国的大货运量、长距离运输，也要求车辆必须具有较大的容积。

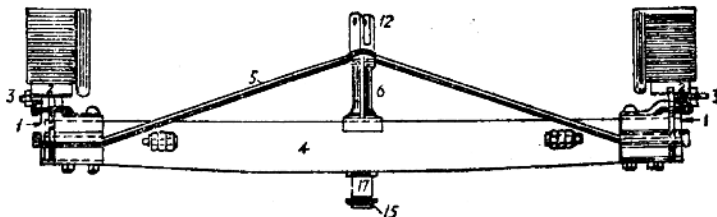
当时，线路上小半径弯道较多，制造车辆所用的材料强度也比较低，因而转向架轴距一般都较短，通常在4至4½英尺之间，这种转向架上若用直径30至33英寸的车轮，就没有安装制动梁的位置了，除非转向架采用长的侧架和端梁，但这样会使转向架结构大为复杂，并使制造成本提高。因而当时货车上的制动梁几乎都用长链悬挂于车体上。制动梁通常都用4×8英寸方木制成，有些制动梁用铁杆或钢杆制成桁架形式，以增加其强度，减少变形，防止开裂，但这种形式在货车上较少采用（图1-1）。



侧视图



端视图



顶视图

图 1-1 19世纪70年代的桁架式制动梁

(1873年获得专利的威斯汀豪斯组合式制动梁)

- 1—闸瓦托；2—闸瓦；3—闸瓦插销；4—桁架式制动梁；5—制动梁桁架杆；6—制动梁支柱；7—闸瓦托吊；8—闸瓦托吊座；9—制动梁安全链；10—制动梁安全链环螺栓；11—制动杠杆；12—制动杠杆中间支点；13—固定杠杆上支承点导座；14—闸瓦托吊支架；15—制动梁吊；16—制动梁吊座；17—制动梁吊销孔。

车是木制的，人是铁打的

十九世纪七十年代中期，那时一点也没有象现在所理解的杠杆、传动件、制动梁、闸瓦、甚至制动率等标准化概念，最普遍的杠杆装置有史蒂文斯 (Stevens)、霍奇 (Hodge)、和埃尔德尔 (Elder) 杠杆装置，但这些都是为手制动设计的，每一个主要的车辆设计师或机械师都按各自铁路特点，设计了自己的杠杆装置。

通常，在平道或中等坡度的铁路上行驶的货车，只在一个转向架上有制动机，这种惯例一直延续到十九世纪八十年代后期，而在大坡度线路上，则几乎在每个车轮上都有制动，并且在车辆的每一端都有一个手制动轮，其传动装置的配置能使每个手制动轮驱动车上所有闸瓦。

手制动形成的列车制动减速力传播得很慢，而且不均匀，因为制动员们必须从这一辆车跑到另一辆车去“拧紧”并“掣住”每一辆车的手制动轮。在当时，由于列车速度很低，列车运行阻力也很高，除非是在接近于停车时，或行驶在大的下坡道时，没有必要要求列车中各辆车同时施行制动作用。

通常使列车最快停车的办法是“鸣下闸笛”。于是制动员们把各人管的几辆车的闸拧紧，司炉也把煤水车的手制动尽量拧紧，常使用铁锹或短的摇炉手把来增加拧紧力，而司机则打倒车并给汽；剧烈地向后空转的动轮或滑行的煤水车轮并不能产生很大的减速力，但至少是机车乘务组也尽其所能了。

在连续式列车空气制动机出现以前，在欧洲，特别是法国，曾广泛应用另一种机车制动方式，就是在欧洲大陆称为反压力制动的“里查蒂里尔”或“水制动”的制动方式，这种制动方法是使阀动装置置于短切断的反向移动位置（反向高手把），然后将具有锅炉压力的热水导入汽室，于是活塞压缩蒸汽，产生负牵引力。实际上，“里查蒂里尔”是第一个真正的动力制动，并且是一种很容易控制的制动方法。但是必须注意，不能使水流入汽缸，否则将使汽缸盖被冲掉，主连杆弯曲。在北美，“里查蒂里尔”或“水制动”没有获得广泛采用，只在长坡道或大坡度线路上使用这种制动方式。在这些地区，有些列车只有少量车辆上设有早期的空气制动，“里查蒂里尔”或“水制动”对于这样的列车来说，是一个很有用的辅助制动。在北美，列车速度超过 20 英里/小时时，很少采用“里查蒂里尔”，因为这种制动将使机车产生剧烈摇摆，而美国的重型列车又需要较大的减速力，这就会使轮缘产生严重磨损。

手制动轮直径一般为 16 至 20 英寸，制动员可以在手制动轮的外圈上施加 100 至 125 磅力，制动轴和制动链使这个力扩大五至七倍，使手制动链上的额定力达 500 至 900 磅力左右。制动轴上装有棘轮和掣子，使之保持制动力。为使列车中任何一辆车——甚至是 25000 磅重的车——的制动率都能接近 100%，制动倍率必须提高。一般都承认，车轮上的闸瓦压力与分摊在该车轮上的车轮自重相等，是使车轮不发生明显滑行的最高制动率。闸瓦通常是铸铁制品，有时也用锻铁制造。制动倍率高达 25:1 也是常见的，要达到这么高的制动倍率，就需要卷紧大量的制动链，才能收拢自由间隙，从而使闸瓦“紧贴”车轮。实际上在大多数情况下这就往往造成闸阻现象。一般都用加力棒进行手制动，因为加力棒是提供一个使手制动轮上的输入力增大二至三倍的简便方法。

许多简单的转向架基础制动结构，未能将力均匀地分配给各个制动梁，往往使一个制动梁上的力可比另一制动梁上的力大 50% 至 100%。显然，这就使得控制车轮不产生滑行发生

了困难，尤其是当线路粘着系数较低时更甚。

空气制动机对制动系统设计的影响

十九世纪七十年代初，空气制动机在北美铁路出现，很快就使作用于基础制动装置上的力比手制动增大二至四倍。其直接影响是对制动倍率的要求降低到 5:1 至 10:1，这对缓解时获得闸瓦与车轮之间的合理间隙是有好处的，但不足之处是当用空气制动配合手制动基础制动装置时，会使手制动链产生很大的反作用力。

基础制动装置结构最主要的改进如下：

1. 空气制动力及手制动力的输入采用软连接

如图 1-2 所示，手制动链连接于制动缸杠杆的外端，可避免在使用空气制动时在手制动装置中产生很大的反作用力。但是，如在施行空气制动之后，又进行手制动，则当空气制动缓解后，手制动链上将保留相当大的力，使手制动掣子松开产生困难；这时在基础制动装置中，可保留所施总制动力的 70% 至 90%。

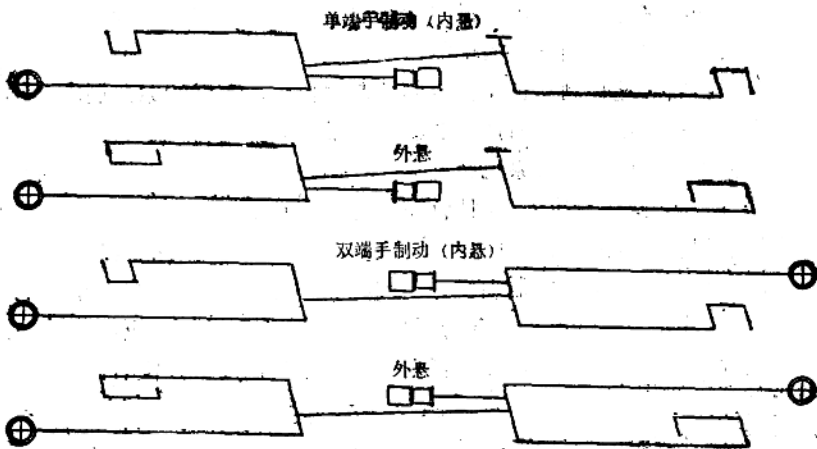


图 1-2 车辆制造者协会标准：具有空气制动机的货车制动杠杆总体布置（1889年）

2. 货车转向架采用内悬制动梁

虽然采用内悬制动梁需要加长转向架轴距，以便安装制动梁和闸瓦，但却可解决车体悬挂制动梁所存在的许多问题。

3. 制动梁受力均衡的对称基础制动装置

如前所述，当时很多基础制动装置都没有进行使各制动梁受力均衡的工作，因而一些制动梁受力可比另一些制动梁高 50% 至 100%，这就很难控制车轮不产生滑行。显然，内悬基础制动装置有利于使各制动梁受力均衡。

4. 采用金属制动梁

以空气制动装置进行制动，可得到高的制动力，促使必须提高制动梁强度。十九世纪七十年代后期，某些煤水车和客车上就采用了锻铁制动梁，而在货车上直到十九世纪八十年代末，还很少采用。

1870 年开始，在客运机车和客车上广泛采用直通空气制动机。对于手制动来说，这是一

个很大的进步，但却存在两个严重的缺点：

(1) 首先，当发生列车分离时(在使用杆销式连结器时期，这是经常发生的)，列车后半部就失去空气制动了，前半部则根据分离点至机车间的制动管长度不同，即使有的车还可能空气制动，但也不会有很多制动力了。直通空气制动机的软管连结器往往装有止回阀，当列车分离时可自动关闭，使意外脱钩时已施制动的空气压力得以保持。

(2) 其次，由于所有制动缸都必须通过列车管(制动管)和司机制动阀(当时的制动阀是一种简单的三通塞门)进行充气 and 排气，因此，当列车长度超过五至六辆车时，其制动和缓解的时间太长，作用太慢。用直通空气制动机时，要获得很好的控制作用，其列车长度最大不能超过十至十二辆五十英尺长的车辆。

鉴于这些明显的缺点和不足，1873年至1875年间，乔治·威斯汀豪斯研制了自动空气制动机。用这种制动机时，制动作用是由制动管减压产生的。而缓解作用则由制动管增压来实现，在缓解的同时，列车中各车辆的副风缸进行充气。

列车中的机车、煤水车和各车辆上都装有控制阀，此控制阀随制动管压力的变化而产生制动，缓解或保持部分制动(保压)等作用，因此称之为三通阀。第一批三通阀是由膜板推动的，但因当时橡胶质量不良，所以没有成功。1875年，威斯汀豪斯研制成功装金属胀圈(环)的三通阀活塞，这种活塞作用可靠，检修周期也比较合理。这种简易三通阀虽然具有制动缸压力分阶段增长(阶段制动)的性能，但仍是一次缓解型的。全制动只是把副风缸和制动缸的压力拉平，当时这种制动机还没有紧急制动作用，它的“紧急制动”不过是大开三通塞门，尽快排出制动管压力空气而产生全制动而已。

在当时，压力和容积的基本关系已经确立，在制动系统充气到70磅/英寸²的情况下，制动管可减压20磅/英寸²，制动缸和副风缸就可获得50磅/英寸²的平衡压力。要获得这个平衡压力，副风缸和制动缸的容积比应为4:1左右，这就是当时确立的规范。这样，一个直径为10英寸、活塞行程为8英寸的制动缸，其容积为630立方英寸，与之相匹配的副风缸容积应在2500立方英寸左右；一个直径和行程均为8英寸的制动缸，应匹配一个容积为1650立方英寸的副风缸；一个直径为6英寸，行程为8英寸的制动缸，需要匹配一个容积为900立方英寸的副风缸。

为了保证所有的制动缸活塞均被推出，从而使所有闸瓦都在8至10磅/英寸²制动缸压力作用下，给车轮一个很小的减速度，制动管的最小有效减压量约为4磅/英寸²；若要推动所有闸瓦紧贴在车轮上，约需5磅/英寸²的制动缸压力。这样，由最小制动力到全制动之间，司机可以使用的制动管减压量控制范围约为15至16磅/英寸²。也就是说，在实用上，其制动强度可分为五级至八级。为使缓解快速，反应灵敏，制动管总的减压量不要超过20磅/英寸²，因为在20磅/英寸²减压量下，制动缸和副风缸就已达到压力平衡。在十九世纪七十年代和八十年代初的短列车上，如果司机所施制动力太大了，就要把它缓解，而后在一定时间之内，再施以较小的制动力。

由于当时紧迫需要的是改进旅客列车运行安全的问题，因此直到十九世纪七十年代末，还没有在货物列车上进行应用空气制动的尝试。1879年，制动缸、副风缸和三通阀联成一体制动机研制成功，才有可能把空气制动应用于货车。一般在客车上，制动缸、副风缸和三通阀是分散安装的，但这种安装方式却不适于货车，因为货车经常承受很大的列车冲动，其车体变形也较大。

由于简易的自动三通阀只能一次缓解，因而使列车在长坡道上很难控制。同时由于制动

管（列车管）的漏泄，制动力会自动增大，甚至有时可使列车中途停车。另外，由于当时制动缸活塞皮碗质量欠佳，不易保持完全密封，常使一些车辆的制动缸压力空气完全漏掉，因此就必须经常进行缓解及再充气。而直通空气制动能随坡度和曲率半径的不同来控制其压力上下变化，并且易于补充制动缸漏泄，显然比较容易使用。因此当列车进入任何较大坡道之前，都要停车，把各辆车改换成直通空气制动，然后再驶下坡。早期的三通阀都有一个四通塞门，使车辆既可由自动空气制动机操纵，也可由直通空气制动机操纵，还可切断空气制动。有一段时期，每辆车都装两套管路系统，一套直通空气制动管路，一套自动空气制动管路，三通阀带一个一体双向止回阀，装在制动缸管中。但是这种双管路系统，因其构造比较复杂，所以一直没有得到广泛应用。

1883年，威斯汀豪斯发明了保压阀（又称压力保持阀）。这种保压阀实际上是装在制动缸排气口的一个弹簧止回阀。这个保压阀可用1/4英寸的截断塞门接入，在正常情况下可让制动缸压力空气直接排入大气。装设保压阀后，可使只装自动空气制动管路的列车，在经常的再充气过程中保持足够的减速力，以防止列车在下坡道上行驶时放扬，从而使列车安全下坡。

保压阀调定于保持15磅/英寸²的压力，此值对1880年至1890年间载重15至30吨的货车运行于各种坡道上都是适用的；1910年前后，进行了保压阀的简化设计，在缓解止回阀上加一个简易的铅重代替弹簧和膜板，如图1-3所示。由于货车的载重量和平均载重量又有提高，就需要一种既能保持10磅/英寸²压力，又能保持20磅/英寸²压力的两压力保压阀；对于运行在大坡道上的特重货车，制造了可保持15/30磅/英寸²压力的保压阀。这一时期的保压阀一直是用黄铜弹簧止回阀式，到近十年来才发展了一种橡胶止回阀式的保压阀。

全部车辆都装有空气制动机的列车，以当时规定的漏泄量使用保压阀驶下长大坡道时，很快就发展了一种称为“短循环”的列车操纵法；这种操纵法是每隔一分半钟左右交替进行一次制动和缓解，这样可以保持较高的副风缸平均压力，从而可改善长列车的压力贮备。由于保压阀的设置，以及缩短了缓解周期，使列车前端的保压阀一般不会排至调定压力；列车前面几辆车的制动缸压力通常可达60磅/英寸²；列车前部1/3的车辆制动缸压力通常可达到列车制动缸平均压力的两倍；而长列车后部2/3的车辆制动缸压力则相应减小。铸铁车轮吸热能力小，使列车每一车轮的平均制动马力限制在8至10马力，以保证长列车的前部车辆不致严重过负荷。

早期推荐的制动率（当时称为“制动力”）在50磅/英寸²制动缸压力下几乎不变，即固定在100%。当时并认为这是在良好线路状态下车轮滑行与否的实际分界线。遗憾的是普通线路状态比良好线路状态要差得多，因此，于1886年至1888年期间，设计所采用的制动率在制动缸压力为50磅/英寸²时降至75%左右。降低制动率的另一个原因，是车辆制造者协会在伯灵顿进行制动机运行试验期间，快动作三通阀研制成功，在紧急制动时，可使制动缸压力增高近20%；因而制动缸压力就必须按60磅/英寸²考虑，即在50磅/英寸²制动缸压力下制动率为75%，则在60磅/英寸²时就是90%。这就给当时货车最大制动率100%这个不可思议的数值留了一点余地。

我们知道，在客运上可以使用相当高的制动率（120%~140%）。因为旅客列车使用高制动率制动后速度降低，这时，可以用缓解再制动的方法来减低制动率，而在制动缸为中等压力情况下停车。这种制动操作，在货物列车上是不能采用的，除非列车很短。对于具有相当长度的任何货物列车（15至25辆车以上），在低速阶段进行缓解再制动，由于严重的列车

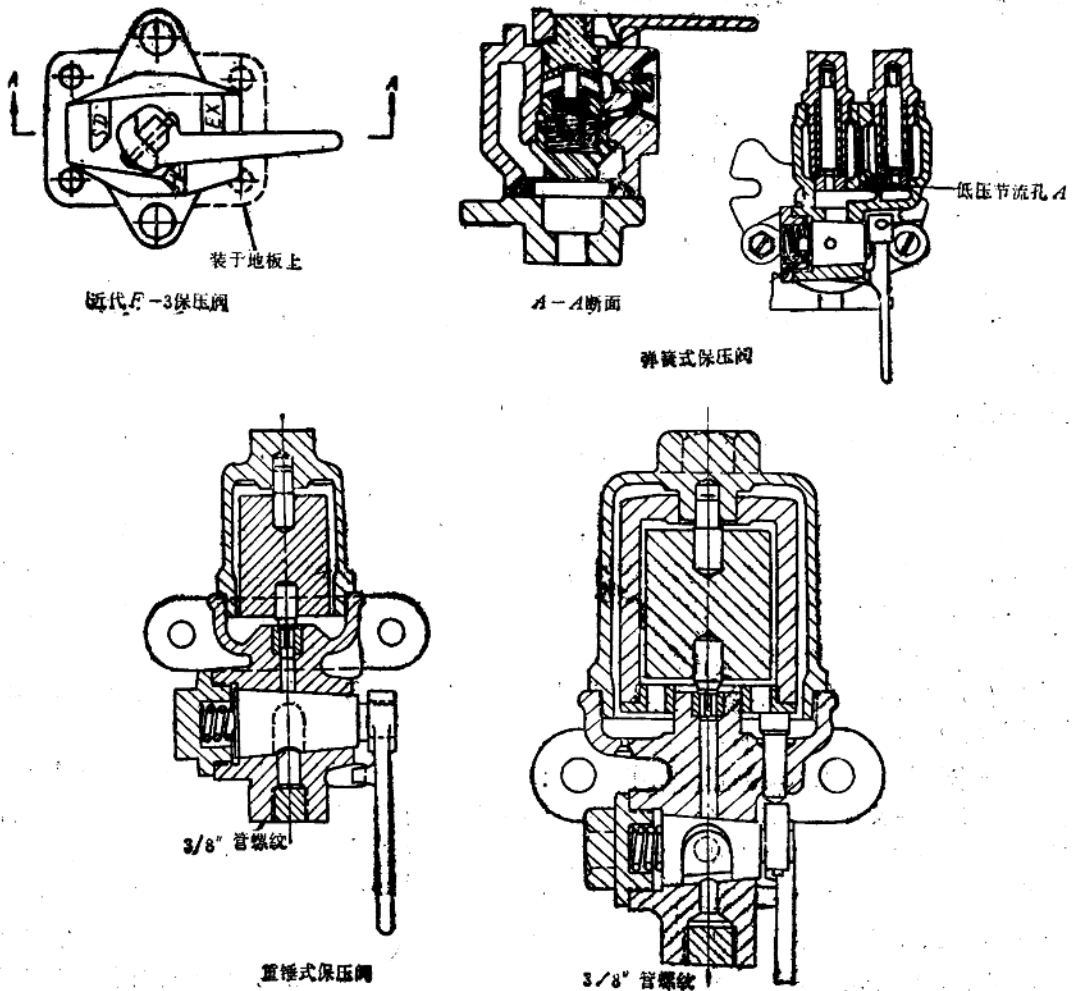


图 1-3 各种保压阀

冲动，几乎肯定会造成列车分离。在采用自动车钩和可以大量吸收能量的缓冲器以前，每辆车都有 6 英寸以上的自由间隙，而且用的是简单的弹簧牵引装置，这些也是促成列车分离的原因。

车辆制造者协会快动作自动空气制动机

1889 年，美国车辆制造者协会以通讯投票方式通过了快动作自动空气制动机，并立即着手制订使用维护规范。因此，当人们看到 1890 年采纳的第一个车辆制造者协会列车空气制动机标准时，并不出乎意外；其内容包括：

1. 制动管压力为 70 磅/英寸²。
2. 制动率（在车辆自重情况下）为 70%。
3. 制动装置的总体布置包括：单端或双端手制动，内悬或外悬制动梁，手制动拉杆及

拉链与空气基础制动装置的软连接，制动缸、副风缸和三通阀组合一体结构， $1\frac{1}{4}$ 英寸制动管，保压阀和 $\frac{3}{8}$ 英寸保压阀管，带防尘堵的端部软管。虽然没有规定杠杆孔的位置，但制动梁受力应是均衡的。

4. 杠杆最小厚度为一英寸，所以拉杆的最小直径为 $\frac{3}{4}$ 英寸，各种叉头和U形接头均采用 $\frac{3}{4} \times 2\frac{1}{2}$ 英寸方铁制造，各种销子直径在1至 $\frac{7}{64}$ 英寸之间变化。

5. 规定了软管、截断塞门和防尘堵的位置。

6. 制动梁在7500磅负荷下，挠度不得超过 $\frac{1}{16}$ 英寸；在必须承受15000磅负荷而挠度不能超过 $\frac{1}{16}$ 英寸的地方，要采用加强制动梁。

7. 1886年采用的克里斯蒂闸瓦托，作为标准闸瓦托予以保留。这是目前使用的最普遍的闸瓦托、插销和闸瓦，因为这些摩擦元件简单、坚固耐用、易于更换。

8. 采用倾斜40度角的转向架制动杠杆。

鉴于十九世纪八十年代后期的自重30000磅、载重量30吨的木构架货车，空车制动率为75%，这样满载制动率约为25%；而载重量20至25吨货车根据其自重不同，满载制动率在30%至35%之间。还有报导说，全部装有空气制动机的列车，在制动缸压力为50磅/英寸²时，列车平均制动率在35%至40%之间。这就给运行于30%至40%坡道上的列车提供了足够的安全系数。木构架车的最大编组为50辆车，机车约牵引2000至2500吨左右。

钢材的采用使车辆尺寸及重量 大幅度增加

大约在十九世纪九十年代中期，货车结构开始大量采用钢材，由于车底架材料基本强度增加了三至四倍，列车组成也产生了一个根本变化。同样的车，采用钢材制造以后，载重量增加一倍，而自重只增加25%，这就使车辆制造者协会规定的空车制动率为70%的货车，满载时制动率降至20%。但是，直到1910年前后，许多列车还只有一部分车辆装有空气制动机。因而在50磅/英寸²制动缸压力下，列车平均有效制动率通常在12%至15%之间。

十九世纪九十年代初期，许多山区铁路和一些其他铁路的大坡度区段，已不再使用无空气制动机的车辆。而用于在长大坡道上控制列车运行、并有适当贮备要求的制动率，在八十年代的中期就已相当完满地制订出来了。使用铸铁闸瓦和当时典型的基础制动装置时，每10%的坡度需要7%至10%的制动率，因而在30%坡道上运行的列车所需平均制动率为21%至30%；在40%坡道上需平均制动率28%至40%。

大多数山区铁路，都严格控制“每一适用制动机的吨位——一般称为“有效（起作用）制动机的吨位”，此有效制动机的吨位已把不起制动作用的车辆、无空气制动机的车辆或空气漏泄太快和保压阀作用不良的车辆考虑进去。尽管如此，到1900年为止，大多数运行于大坡道的列车仍然使用高于70磅/英寸²的制动管压力。在轮番操纵列车空气制动机时，通常都力求获得一个贮备余量，用以使列车速度减慢或停车，这个贮备余量至少要与平衡坡度所需要的制动缸压力相等。到今天这一点仍然是一个有用的规则。常用全制动的制动缸压力应为平衡坡度所需压力的两倍，假如需以30磅/英寸²的制动缸压力来平衡坡度，则全制动的制动管减压量至少应能使制动缸产生60磅/英寸²的压力，这就需要使85至90磅/英寸²的制动管压力，才能保证全制动时制动缸压力达到60磅/英寸²以上。

客货车制动装置的分别发展

就客车方面来说，货车和客车制动装置的区别不过是一个大与小的问题。客车自重较大，一般要用 12 英寸和 14 英寸制动缸，而 P 型三通阀只不过是货车 H 型快动作三通阀的较大型式。1894 年，研制了高速减压阀，使高速旅客列车（60 至 80 英里/小时）在高速区可以用高的制动缸压力和高的制动率，以达到平稳停车的目的。110 磅/英寸²的制动管压力在常用全制动时，可使制动缸压力达到 78 磅/英寸²左右，使制动率达到 110% 至 120%；高速减压阀可使此 78 磅/英寸²的压力在大约 60 秒内降至 60 磅/英寸²，以免在速度降至低速区时产生车轮滑行。此外，还必须在列车即将停车之前施行缓解，否则停车时将产生剧烈冲动。显然，高速减压阀只适用于普通列车的高速状态，但都比手动控制缓解和再制动为好。

1906 年，具有阶段缓解的客车三通阀，即 L 型三通阀研制成功。从此，客货车制动装置就分别发展了，并且阶段缓解已成为各种客车三通阀的基本功能。这一功能曾经在货物列车上试用，但在制动管长度超过 1500 至 2000 英尺时，其作用不可靠；而货物列车的最大长度却已大大超过了上述长度。在很长的货物列车中，后部车辆不能随阶段缓解而缓解，其结果使闸瓦长时间抱紧车轮，使车轮发热，闸瓦很快磨耗，甚至磨损闸瓦托。因此不得不把一次缓解（直接缓解）保留下来，作为货车三通阀或控制阀的基本功能。

钢材的采用也使客车得到很大发展，其长度迅速增至 80 英尺，重量增至 70 至 90 吨，在自重为 160000 磅的客车上，由 100 磅/英寸²制动缸压力产生并作用于制动梁和闸瓦上的力，比自重为 45000 至 60000 磅的货车上的力增加三至四倍，从而使客车制动梁和基础制动装置也与货车区别开来了。第一次世界大战期间，在客车上普遍采用双侧基础制动装置（即每一车轮上有两块闸瓦）和 70 至 80 磅/英寸²制动缸压力，使铸铁闸瓦获得较好性能，客车制动装置的特性与货车制动装置有了很大区别，因此将分别在不同的章节中进行讨论。

至于货车制动装置，1892 年车辆制造者协会制订的三通阀标准，规定适用于由 50 辆货车（每辆制动管长度为 34 英尺）组成的列车，制动管总长为 1700 英尺，但此长度在二十世纪初期就已被突破。1906 年采用的 K 型三通阀，可适用于 80 至 100 辆货车（每辆制动管长度为 41 英尺）组成的列车。1908 年，车辆制造者协会采纳的两种标准制动梁：一号制动梁用于自重 35000 磅以下的货车，可承载 6500 磅的力，挠度不超过 0.07 英寸；二号制动梁用于自重超过 35000 磅的货车，在挠度为 0.07 英寸时，可承载 12000 磅的力。由于货车重量的增加，大吨位列车在大坡道上运行必须采用空重车装置，并且还要使用承载能力大的制动梁。

在 1905 年至 1910 年期间，对制动率与车轮滑行的关系这个问题有很大的争论；许多平原铁路都希望降低制动率；山区铁路则要求增加制动率，或至少希望用较高的空气压力，以使重型货车组成的列车能得到更充足的制动能力。在这期间，载重 40 吨和 50 吨的货车逐渐普遍起来，并且许多货车载重和自重之比（总重/自重）为 4:1，因而在空车制动率为 60% 的情况下，重载制动率只有 15%。1909 年至 1914 年间研制的人工转换的空重车调整装置，没有得到广泛采用，它主要限于在长坡道上运行的长大重型列车，如煤车或矿石车等才使用。而由载重量与自重之比大于 5:1 的货车组成的列车，在 20% 至 30% 坡道上运行时，在 50 磅/英寸²制动缸压力下，空车制动率先前不得不采用 100% 至 125% 的铁路上，为了获得足够的满载制动力，以保证运行的安全，则普遍采用了空重车调整装置。

图 1-4 及图 1-5 表示了美国车辆制动机及列车运行的发展概况。

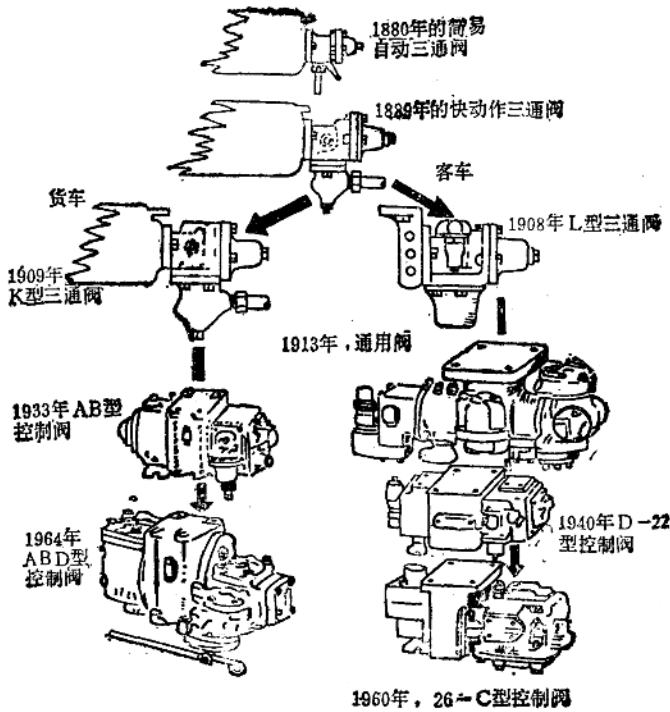
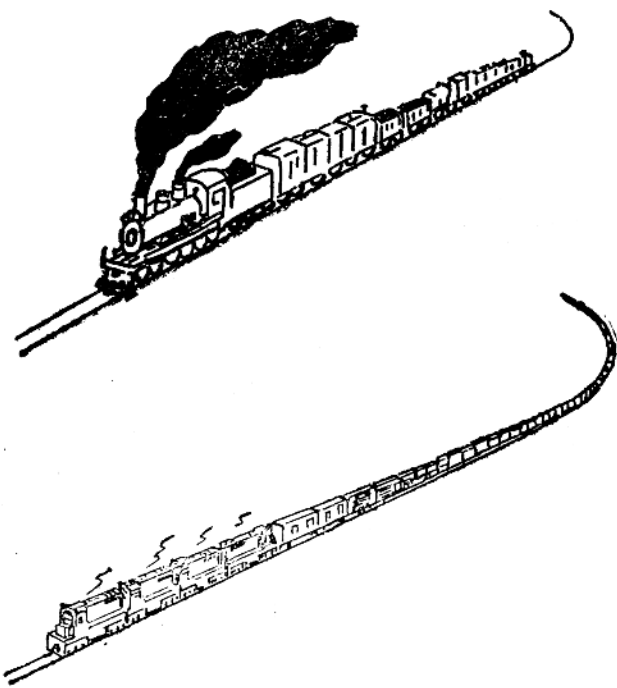


图 1-4 车辆空气制动机的发展概况



19世纪90年代

列车长度2000英尺，货车长度30英尺，载重量20~30吨，牵引总重2000吨，采用快动作空气制动机。

蒸汽机车：

牵引功率1200马力，

采用自动空气制动机，

全部由司机进行制动操纵，速度25英里/小时。

20世纪70年代

列车长度5000~8000英尺，车辆载重量70、

100、125吨，牵引总重400~15000吨，车辆最大

长度90英尺，采用ABD型控制阀、A-1型减压中继

阀，高摩合成闸瓦，装于转向架的直接作用式制动

装置，电传动内燃机车多机重联操纵；牵引功率

10000~16000马力，26-L型压力保持自动制动机，

高摩合成闸瓦。

图 1-5 百年来铁道车辆及列车的发展