

ZHONGXING QICHE ZHIDONGXI

重型汽车制动系

黄声显 编

人民交通出版社

内 容 提 要

本书以重型汽车制动系的构造为主,兼述其维修要点,内容包括:行车制动的制动器、行车制动器的驱动机构、驻车制动与应急制动、辅助制动装置、制动试验与故障分析,附录中还列出了主要车型制动系主要零件的修理数据。

本书可供工程技术人员、工人、管理干部阅读,也可供大、中专院校汽车专业的师生参考。

重型汽车制动系

黄声显 编

人民交通出版社出版
新华书店北京发行所发行
各地新华书店经售
人民交通出版社印刷厂印

开本: 787×1092_{毫米} 印张: 7.25 字数: 145千

1987年8月 第1版

1987年8月 第1版 第1次印刷

印数: 0001—10,600册 定价: 1.35元

前 言

本书在编写过程中，力求理论联系实际；以国内在用汽车为主，介绍重型汽车制动系的一些先进结构；不对某些车型作系统介绍，而是以结构特点为取材准则。

本书以汽车制动装置的构造为主，兼述其维修要点；在附录中列出主要车型制动系主要零件的修理数据，供工作中参考。

本书在第一章中，阐述了部分汽车理论问题，其目的是为学习汽车制动系奠定理论基础，并为故障分析提供理论根据。

本书是一本知识性读物，并尽可能结合现场实际，为技术人员提供方便。

本书对我国现用重型汽车制动系尚未采用的先进结构作了一些提示，以便于读者了解当前和今后的发展趋向。

本书可作为现场技术人员、工人、管理干部和大、中专专业学校本专业学生的参考书。

由于本书编写时间仓促，资料短缺，编者水平所限，书中难免有错漏之处，编者诚恳地欢迎使用本书的广大读者批评指正。

编 者

1985年8月30日于青岛

目 录

第一章 概述	1
第一节 对重型汽车制动系的要求	2
一、制动系的组成和类型.....	2
二、制动时汽车车轮受力分析.....	7
三、对重型汽车制动系的要求.....	13
第二节 制动力的合理分配与调节	22
一、制动时汽车受力情况.....	22
二、汽车制动力的分配.....	24
三、制动力的调节.....	27
第三节 汽车制动系的维修	32
第二章 行车制动的制动器	34
第一节 鼓式制动器	34
一、用液压轮缸张开的鼓式制动器.....	35
二、用凸轮张开的鼓式制动器.....	38
三、用楔块张开的鼓式制动器.....	45
第二节 盘式制动器	54
一、概述.....	54
二、多片全盘式制动器.....	56
第三节 车轮制动器的维修	58
一、制动蹄曲率半径与制动鼓的选配.....	59
二、制动蹄摩擦片的材质.....	63
三、制动噪声.....	65

第三章 行车制动器的驱动机构	68
第一节 制动驱动机构的主要型式	68
一、动力制动的驱动机构.....	68
二、伺服制动的驱动机构.....	82
第二节 制动驱动机构主要元件的构造及其检修	84
一、重型汽车制动力源发生系统元件的 构造与检修.....	85
二、重型汽车气压动力制动系统元件的 构造与检修.....	111
三、重型汽车气顶液动力制动系统元件的 构造.....	141
四、重型汽车伺服（油气并推）制动系统元件 的构造与检修.....	148
第三节 制动力调节装置	162
一、辐射式比例阀.....	163
二、防抱制动系统.....	166
第四章 驻车制动与应急制动	169
第一节 综述	169
第二节 驻车制动	170
一、中央制动器.....	170
二、其他型式的驻车制动装置.....	174
第三节 应急制动	181
第五章 辅助制动装置	186
第一节 发动机制动装置	186
一、排气制动装置.....	186
二、压缩制动装置.....	196
第二节 液力制动装置	198

第三节 电力制动装置	199
一、电涡流式制动装置.....	199
二、电阻栅式电力制动装置.....	201
第六章 制动试验与故障分析	203
第一节 制动试验	203
一、路试法.....	203
二、台架试验法.....	204
三、制动检验规范.....	209
第二节 故障分析	212
一、制动失灵.....	212
二、制动跑偏.....	213
三、制动鼓过热.....	214
四、制动噪声.....	215
附录 主要车型行车制动系维修和调整数据.....	216
主要参考资料	222

第一章 概 述

随着工业和国防现代化的发展，无论对公路运输还是非公路运输所用的汽车，都提出了更高的要求。由于汽车运输比铁路运输在经济效用方面有其独特的优越性，所以目前我国在采矿、石油、水电、林业、煤炭和建筑施工等方面，汽车运输所占的比重在不断地增大，世界上有些工业发达国家的情况也是如此，从而促使重型汽车向更大吨位、高速和高性能方向发展。为满足工业和国防需要，我国除自己组织生产部分重型汽车外，近年来还有计划地引进了大批先进的重型汽车。

由于汽车的重型化和高速化，无论在汽车发动机方面，还是在汽车整车性能方面均提出许多新的要求，其中对汽车制动性能的要求也相应提高。这是因为，只有汽车具有良好的制动性能，才能保证汽车行驶的安全性和提高汽车运输生产率。然而，随着汽车载重吨位的增加和车速的提高，重型汽车较一般汽车制动时的惯性力相应增大，结果是使其制动距离增长；而且在非公路运行时，道路条件差（振动大、坡长、弯多和泥水多等），从而，将给重型汽车的制动性能带来极其不良的影响。因此，人们不得不加强对制动原理和制动装置的试验和研究，不断地改进其结构和性能，以适应重型汽车各种制动工况的要求。这些研究成果，许多已经应用到现代的重型汽车上。所以作为重型汽车使用者和维修人员

来说，必须掌握这些新型制动装置的工作原理和结构，以便提高汽车行驶的安全性、可靠性和运输生产率。

第一节 对重型汽车制动系的要求

一、制动系的组成和类型

(一) 制动系的组成

重型汽车制动系的组成是根据汽车运行工况和安全要求来确定的，现分述如下：

1. 汽车在行驶过程中，必然会遇到某些障碍物、缓行路标或停车等情况。这时必须使汽车的车速由快减慢，或由慢到停。为此，必须依靠对车轮施加制动阻力来实现。满足这一制动要求的装置，称之为行车制动装置（亦称脚制动或主制动装置）。这种制动装置无论在早期汽车还是在现代汽车上都是必不可少的。

2. 当汽车需要停放（尤其在坡道上停放）和上坡起步时，都必须依靠驻车制动装置（亦称手制动或中央制动装置）来给予保证，这种制动装置也是各种汽车所不可缺少的。

3. 汽车在运行中，难免有时要下长坡（如矿用自卸车重载下长坡），若完全依靠行车制动来保持汽车下坡时的稳定速度，势必使驾驶员操作紧张；制动器承受很大的热负荷；大大缩短行车制动器的使用寿命；且严重破坏其可靠性。为克服上述缺点，保证下坡时的稳定速度，目前重型汽车多装有各种不同型式的辅助制动装置。

4. 汽车起动或行驶中，若制动气压不足，会使行车制动失灵或制动阻力减弱，必然导致重大的安全事故。所以目前

很多重型汽车装有安全制动装置——应急制动装置。当贮气筒气压未达到额定值时，这种装置使汽车无法开动；汽车在行驶过程中，如因某些故障而使制动气路的气压不足，这种应急制动装置就会马上发挥作用，而迅速将车刹住，从而使汽车免于发生事故，并得以及时维修。有的重型汽车把这种装置与驻车制动装置合二为一。

当前所用重型汽车的制动系，最起码要装有行车制动和驻车制动这两种装置。较先进的重型汽车的制动系多装有上述三种或四种制动装置，并在取得最佳制动效能方面采取了一些有力措施。

(二)制动装置的类型

我国现用重型汽车主要车型制动系的制动装置，分别列于表1-1中。

无论那种制动装置都是由制动器和制动驱动机构两部分所组成。目前重型汽车行车制动的制动器基本上采用鼓式和盘式两种。虽然根据有关文献分析认为盘式制动器较鼓式制动器有许多优点，但盘式制动器还存在着需要高压驱动、制动效能低、液体汽化、密封困难和结构复杂等缺点，所以目前国内外除个别车型（如上海SH380型）外，多采用鼓式制动器。不过，作为轻型汽车驻车制动的中央制动器，采用盘式的为数不少。

制动的驱动机构主要是通过汽车驾驶员的手脚来控制，使力源的力通过某种工作介质将其传递给制动器并使制动器产生必要的制动力矩。重型汽车的制动驱动机构，按照力源来分，也和一般汽车一样，可分为人力驱动、动力驱动和伺服驱动等三类。目前人力驱动，在重型汽车上多用于驱动中央制动器。行车制动、应急制动、部分驻车制动和排气制动

表1-1

主要车型制动系装置的类型

国别	制动装置		行车制动	驻车制动	辅助制动	应急制动
	型	式				
中国	上海SH-380A		双管路、气顶油、盘式	放气，中央鼓式	液力减压器	手控、气顶油式
	交通SH-361		双管路、气压、鼓式	放气弹簧式		放气弹簧式
	黄河JN-150		气压、鼓式	手控机械式	发动机排气制动	
美国	北京BJ-371		双管路、气压、鼓式	手控气动式		放气弹簧式
	戴拜(Hauipak) 120C;50		双管路、气顶油、鼓式	放气弹簧式	车轮牵引电机 —电阻闸式	放气弹簧式
日本	日产CW-50		双管路、气动、鼓式	手控机械式	发动机排气制动	放气弹簧式
	日产CK(L)-20		气顶油(伺服)、鼓式	手控机械式	发动机排气制动	
	五十铃TD50A-D		气顶油(伺服)、鼓式	手控机械式	发动机排气制动	
日野ZM400;440		双管路、气动、鼓式	手控机械式	手控机械式	电动气控发动机 机排气制动	放气弹簧式

别拉斯540A	苏联	双管路, 气压, 鼓式	手控机械式	液力减压器	
克拉斯256B	苏联	双管路, 气压, 鼓式	手控机械式	发动机非气制动	放气弹簧式
斯太尔1491.260 6×4	奥地利	气压, 双管路, 自动调节(载荷)	放气弹簧式	发动机非气制动	放气弹簧式
奔驰2026	西德	双管路, 液控气压, 鼓式	放气弹簧式	发动机非气制动	放气弹簧式
佩尔利尼T20-203	意大利	双管路, 气压, 鼓式	放气弹簧式		
佩尔利尼DP655	意大利	双管路, 气压, 鼓式	盘式, 放气制动		
佩尔利尼DP366	意大利	双管路, 气压, 鼓式	中央, 机械, 放气		
菲亚特682N3	意大利	双管路, 气压, 鼓式	手控机械式	发动机非气制动	
吉西亚区(G.C.H)	法国	双管路, 气压, 鼓式	手控机械式		
贝利埃GLM10M3	法国	双管路, 气压, 鼓式	手控机械式		手控气压式
太脱拉138; 148	捷	双管路, 气压, 鼓式	手控机械式	手控气动式发动机非气制动	

多采用由手脚控制的动力驱动或伺服驱动机构。表 1-1 中列出了我国当前使用的主要重型汽车的各种制动装置情况。从中不难看出，重型汽车制动驱动机构的主要型式是动力驱动。如交通 SH361 型（气压式）、上海 SH380A 型（气顶油式）。全液压式动力驱动（常压式、常流式）机构虽在国外有所发展和应用，但在国内现有车辆中使用较少。

所谓动力驱动是指所用工作介质的气压或液压形成的能量是由发动机的动力转化而来的。这样，驾驶员在对汽车施加制动时，可用较小的脚力或手力来操纵制动回路中的控制元件，就可以得到满意的制动效果。

但是这种动力是来源于发动机，因此一旦发动机或动力系统失效时，其制动作用将全部丧失。为消除此缺点，即在动力源失效时仍可保证汽车的必要制动，人们制造出制动的伺服驱动机构。这种机构的制动能源是并用人力和发动机动力，亦即油-气并推。在正常情况下，制动作用主要是通过伺服系统来进行。当该系统失效时，驱动机构便成为一个简单液压系统，全凭驾驶员的脚力大小来取得一定的制动效果，这样汽车可继续运行。伺服驱动机构随力源之不同，可分为多种型式。目前我国所用吨位较小的重型汽车多采用空气伺服驱动机构，如日产 CK(L)20 型和五十铃 TD-50A-D 型汽车。

从表 1-1 中又可看出，载重 8 吨级重型汽车的驻车制动多为手控机械式中央制动器。15 吨级以上的重型汽车多为气弹簧式驻车制动。不少汽车把驻车制动和应急制动结合起来，采用同一的放气弹簧式制动气室。

一般重型汽车的辅助制动多为发动机排气制动，而液力式和电阻式的多用于较大吨位的重型汽车上。

二、制动时汽车车轮受力分析

如图1-1所示，车轮制动装置是由制动鼓4、制动蹄及片5、支销6、制动凸轮3、凸轮臂1、拉杆8、制动踏板9和制动蹄回位弹簧7等零件所组成。制动鼓4固定在车轮轮毂上，它随着车轮一起转动。对于驱动轮，制动底板是固

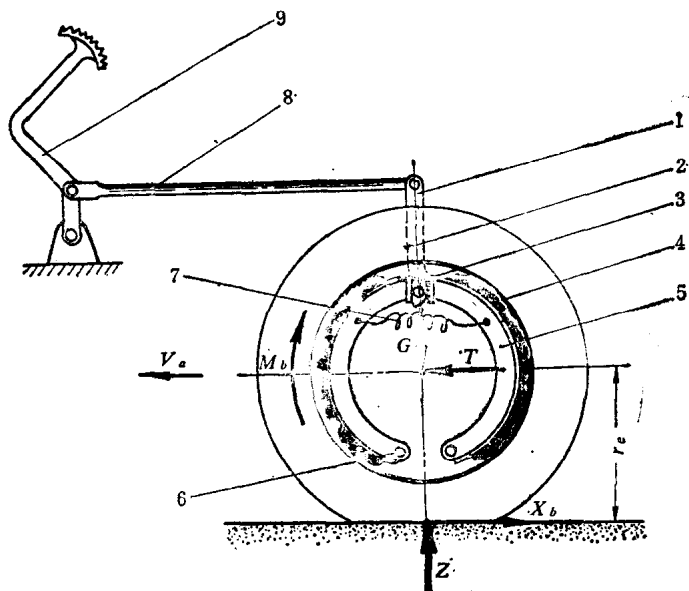


图1-1 制动时车轮受力状况

1-凸轮臂；2-车轮；3-凸轮；4-制动鼓；5-制动蹄与制动蹄片；6-支销；7-制动蹄回位弹簧；8-拉杆；9-制动踏板

定在后桥壳的突缘上，两个具有制动摩擦片的制动蹄5可绕固定在底板上的支销6转动。制动蹄的上端通过回位弹簧7

紧靠在制动凸轮 3 上。该凸轮由凸轮臂 1、拉杆 8 和制动踏板 9 所操纵。当踩下制动踏板 9 时，通过拉杆 8、凸轮臂 1 使凸轮 3 转动。在克服弹簧 7 弹力之后，使制动蹄 5 张开，制动蹄片与制动鼓 4 接触并逐渐压紧，从而产生与车轮转向相反的摩擦力矩，构成对车轮的制动作用。

根据图 1-1，把汽车车轮作为分离体来研究，研究其制动时的受力情况。车轮分离体上受力状况，如图 1-2 所示。

为分析简便起见，在图 1-2 中我们假定客观存在的空气阻力、滚动阻力偶矩和减速时惯性力、惯性力偶矩等因素影响较小而不予考虑。只考虑车轮垂直载荷 G 、制动器摩擦力矩 M_b 、地面对车轮的法向反作用力 Z 、车轴对车轮的推力 T 和地面制动力 X_b 。地面制动力 X_b 是阻止汽车前进的阻力。

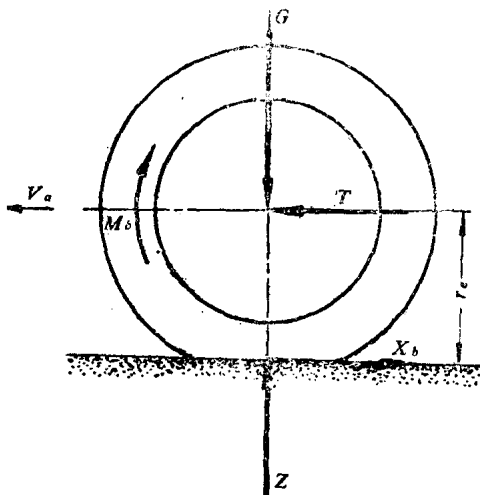


图 1-2 车轮受力情况图

根据力矩平衡，得到

$$M_b = X_b \cdot r。$$

亦即

$$X_b = \frac{M_b}{r_o}, \text{ N} \quad (1-1)$$

式中： r_o ——车轮有效半径，m。

该力与汽车行驶方向相反，所以在此力作用下，汽车由快减慢，直至停车。此力越大，制动减速度越大，制动时间越少，制动距离就越短。

在制动时，车轮的运动可能出现两种不同的状况。一种是滚动，另一种是车轮处于拖滑状态。在这两种状态中，制动力和制动踏板力的关系如图1-3所示。

制动时，当踏板力较小且未达到某一极限值时，制动器摩擦力矩不大，此时

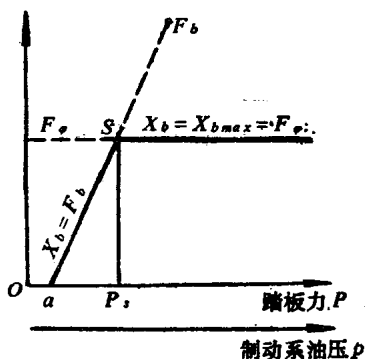


图1-3 制动力与踏板力的关系

$$M_b = F \cdot r = F_b \cdot r_o$$

式中： F ——制动鼓与制动蹄片间摩擦力；

r ——制动鼓内径。

从而得到

$$F_b = \frac{M_b}{r_o}, \text{ N} \quad (1-2)$$

我们称力 F_b 为轮胎制动周缘力。在车轮滚动，即车轮角速度 $\omega > 0$ 时，该力为制动器摩擦力矩所造成的车轮对路面的作用力（也可称为制动器制动力），它与地面制动力

X_b 大小相等，方向相反，即

$$X_b = F_b \propto M_b \quad (1-3)$$

从图1-3中可以看出，在踏板力未达到其极限值 P_s 之前，车轮是在滚动状态下减速直至停止，亦即图中的 $a-s$ 线段。从图中也可看出，若踏板力达极限值 P_s 后仍继续增大，由于轮胎制动周缘力 F_b 与踏板力 P 成正比，所以当 P 增大，周缘力 F_b 也成比例增大。但是，地面制动力 X_b 同时受轮胎与路面的附着力的限制，其值不可能大于附着力，即

$$X_b \leq F_\varphi = Z\varphi \quad (1-4)$$

式中： F_φ ——车轮与路面间附着力；

φ ——车轮与路面间的附着系数；

Z ——路面对车轮的法向反力。

也就是最大地面制动力 $X_{b\max}$ 为

$$X_{b\max} = Z\varphi \quad (1-5)$$

若设制动过程中 φ 值为一常数，当地面制动力 X_b 达到附着力 F_φ 值时，车轮将被抱死，车轮角速度 $\omega = 0$ ，从而产生车轮拖滑现象。这时如继续增加踏板力 P ，对制动效能来说是徒劳的。

从上述中可归纳出：

1. 地面制动力 X_b 的大小决定了车轮制动效能的好坏；地面制动力 X_b 不仅取决于由制动器摩擦力矩所形成的轮胎制动周缘力，而且取决于轮胎与路面间的附着力；地面制动力不可能大于附着力。

2. 车轮被抱死 ($\omega = 0$)，车轮在路面上产生拖滑。拖滑出现之后

$$F_\varphi = X_b \leq F_b \propto M_b \quad (1-6)$$

即地面制动力的大小始终与附着力相等，而不再随踏板力和