

[美] L. 鲁道夫 编

773275

591212

7/2735

汽车制动系统的

分析与设计



212
735



责任编辑 钱既佳

封面设计 刘 珊

科技新书目: 111-100
统一书号: 15033·6150
定 价: 4.05 元

591212

773275

591212

7/2738

汽车制动系统的 分析与设计

〔美〕L.鲁道夫 编

张蔚林 陈名智 译



机械工业出版社

本书是美国陆军军械发展和储备指挥部组织编写的《工程设计手册》的一个分册。书中论述了小客车、载货汽车和挂车等机动车辆的制动。其内容亦适用于坦克和专用车辆等各种机动车辆的制动系统的分析。

全书共分十五章，对各种车辆制动系统的设计及整车的制动性能作了详尽的阐述和分析，书中提供了各种必要的计算公式、数据和设计实例。本书在某种程度上反映了美国汽车制动系统的设计和研究水平，是一本实用价值较高的参考书。

本书可供我国汽车设计、制造、科研、使用、维修部门的工程技术人员和大专院校师生阅读。

Analysis and Design of Automotive Brake Systems

Rudolf Limpert

The US Army Materiel Development
and Readiness Command

December 1976

汽车制动系统的分析与设计

〔美〕L.鲁道夫 编

张蔚林 陈名智 译

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南里一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

中国农业机械出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 850×1168 1/32·印张 14·字数 365 千字

1985年12月北京第一版·1985年12月北京第一次印刷

印数 0,001—3,600 定价 4.05 元

统一书号：15033-6150

译者的话

本书是美国陆军军械发展和储备指挥部组织编写的《工程设计手册》中的一个分册，无论从理论阐述、分析推导、内容安排和资料引用等各个方面来看，这本书都是比较严谨和成熟的。它汇集了美国汽车工业部门和有关高等院校的实践经验，具有较高的实用价值，在某种程度上反映了美国汽车制动系统的设计和 research 水平。

据有关资料介绍，在因车辆本身的问题而造成的交通事故中，制动系统故障引起的车祸达事故总数的45%^①。可见，制动机构是保证行车安全的极为重要的系统。此外，制动性能的好坏还直接影响车辆的平均技术车速和车辆的运输效率，也是保证运输经济效益的重要因素。近年来，我国出版过一些汽车制动方面的专著，但从数量上和深度上都远远不能满足汽车工业及汽车运输业发展的要求，特别是对汽车制动系统的设计，有不少问题对我们来说迄今还很少涉及。本书可以在一定范围内弥补这方面的不足。

本书共分十五章，对车辆的制动过程，各种车辆的制动系统的设计和分析进行了详尽的讨论和阐述。原书中某些印刷错误或明显不妥之处，译文已作了适当修正。本书第一至七章由张蔚林同志翻译，第八至十五章由陈名智同志翻译，全书由张蔚林同志校订。由于译者水平有限，错误在所难免，请广大读者指正。

译者 1984年8月

① А.Г.СЕРГЕЕВ, Точность И достоверность автомобиля, Москва (ТРАНСПОРТ), 1980. —译者注

序 言

美国陆军军械发展和储备指挥部的《工程设计手册》丛书是一套综合性的手册。其内容包括陆军军械和装备的分析、设计，以及研制中所需的基础知识和基本数据。

本书论述了小客车、载货汽车和挂车等机动车辆的制动。虽然作者并不试图全面地介绍特种车辆的制动，然而书中提出的各种工程关系式亦适用于包括坦克和专用车辆在内的任何一种机动车辆制动系统的分析。

本书的内容是这样编排的，工程师在高级工程师仅提供最低限度的指导下，都能使用这本书。第二、三、四、五和六章介绍制动系统部件的分析，并对整车制动系统分析所需的计算提供了足够详细的说明。第七章及以后各章论述机动车辆制动系统的分析和设计，包括制动系统产生故障情况下的某些制动性能的计算。在第十四章中，相当详细地列举了各种实例，以便让工程师领会在解决制动问题中所使用的方法。第十五章简要地介绍了制动系统的部件，供尚不十分熟悉制动系统各种部件功能的工程师参考。

本书是由美国犹他州盐湖市Rudolf Limpert博士为美国陆军军械发展和储备指挥部的主承包单位——三角研究所工程手册室编写的。本书是根据教学资料和在工业及大学所进行的研究中获得的实践经验写成的。

美国军队的工程设计手册分为两类：一类是经过批准、允许公开发行和出售的；另一类则是由于安全的原因而属于保密资料。美国陆军军械发展和储备指挥部决定根据1973年9月18日颁布的美国国防部7230·7号现行指令，公开发行这一套工程设计手册。

(以下略)

目 录

序言

第一章 绪论	1
1-0 符号	1
1-1 影响制动距离的因素	1
1-2 制动动力学	4
1-3 提高制动能力的方法	5
1-4 制动系统设计的概述	6
第二章 摩擦制动器的力学分析	11
2-0 符号	11
2-1 各种制动器的结构	13
2-2 制动蹄的位移量和致动	16
2-3 制动蹄的调整	17
2-4 摩擦制动器的扭矩分析	18
2-4.1 自增力和自锁效应	18
2-4.2 领蹄和从蹄	20
2-4.3 沿制动衬片的压力分布	22
2-4.4 衬片的磨损及其压力分布	24
2-4.5 制动因数和制动器的敏感度	26
2-4.6 钳盘式制动器的制动因数	28
2-4.7 各蹄均为支承销式的领-从蹄式制动器的制动因数	28
2-4.8 全支承销式双领蹄式制动器的制动因数	30
2-4.9 平行滑动支座式领-从蹄式制动器的制动因数	30
2-4.10 平行滑动支座式双领蹄式制动器的制动因数	30
2-4.11 带斜面支座的领-从蹄式制动器的制动因数	31
2-4.12 带斜面支座的双领蹄式制动器的制动因数	31
2-4.13 带滑动支座的双向增力式制动器的制动因数	31
2-4.14 支承销式双向增力式制动器的制动因数	32
2-5 制动蹄和制动鼓的刚性对制动力矩的影响	32
2-6 包带式制动器的力学分析	34

2-7	自增力式盘式制动器的力学分析	31
2-8	各种制动器的比较	36
第三章 摩擦制动器的热力学分析		42
3-0	符号	42
3-1	温度分析	46
3-1.1	作为热交换器的摩擦制动器	46
3-1.2	制动器温度分析的理论基础	48
3-1.3	持续制动期间制动器温度的预测	51
3-1.4	紧急停车制动期间制动器温度的预测	53
3-1.5	重复制动期间制动器温度的预测	56
3-1.6	对流换热系数的预测	58
3-1.7	预测制动器温度的计算方法	63
3-1.8	密封式制动器的分析	68
3-2	热应力分析	72
3-2.1	有关热裂纹的理论基础	72
3-2.2	实心盘式制动器的热应力	74
3-2.3	制动鼓中的热应力	77
第四章 辅助制动器		79
4-0	符号	79
4-1	排气制动器	80
4-2	液力减速器	82
4-3	电磁减速器	84
4-4	联控式减速器-主制动器制动系统的分析	85
第五章 制动力的产生		91
5-0	符号	91
5-1	导言	93
5-2	非助力式液压制动系统	94
5-3	真空助力式液压制动系统	102
5-4	全助力式液压制动系统	110
5-5	气制动系统	115
5-6	气动-液压制动系统	117
5-7	机械制动系统	120
5-8	冲击式制动器	124

5-9	电制动器	123
第六章	轮胎-道路摩擦力	125
6-0	符号	125
6-1	轮胎-道路的接触面	125
6-2	路面摩擦力的测定	126
6-3	轮胎的摩擦特性	128
6-4	轮胎的滚动阻力	131
6-5	轮胎的结构和组织	132
第七章	车辆的制动性能	136
7-0	符号	136
7-1	制动性能的测定	138
7-1.1	效率	138
7-1.2	效能	138
7-1.3	响应时间	138
7-1.4	可控性	139
7-1.5	吸、散热能力	139
7-2	制动力的调节	140
7-3	制动性能的预测和分析	140
7-3.1	制动性能计算程序	141
7-3.2	动态制动程序	148
7-3.3	牵引车-挂车的制动和操纵程序	149
7-4	车辆的阻力	150
7-4.1	滚动阻力	151
7-4.2	空气动力阻力	151
7-4.3	粘滞阻尼阻力	151
7-4.4	转弯引起的阻力	152
7-4.5	发动机阻力	152
第八章	固定分配比式制动系统车辆的制动	154
8-0	符号	154
8-1	双轴汽车的制动	161
8-1.1	动态制动力	161
8-1.2	实际制动力分配	165
8-1.3	轮胎-道路摩擦力利用率	168

8-1.4	制动效能	168
8-1.5	直线制动的最佳制动力分配	171
8-1.6	直线-曲线制动性能	177
8-1.7	总制动效能	182
8-1.8	车辆稳定性研究	185
8-2	并装双轴式载货汽车的制动	187
8-2.1	摆杆式悬架	189
8-2.2	双椭圆叶片弹簧悬架	192
8-2.3	空气悬架	198
8-3	单后轴牵引车-半挂车汽车列车的制动	199
8-3.1	动态制动力和实际制动力	199
8-3.2	最佳制动力分配	203
8-3.3	直线与曲线制动性能	208
8-3.4	车辆稳定性研究	209
8-4	并装双轴式牵引车-半挂车汽车列车的制动	210
8-4.1	双轴牵引车拖挂一辆双椭圆叶片弹簧悬架式挂车的汽车列车	210
8-4.2	双轴牵引车拖挂一辆摆杆悬架式挂车的汽车列车	215
8-4.3	摆杆悬架式三轴牵引车拖挂一辆并装双椭圆叶片弹簧悬架式挂车的汽车列车	215
8-5	双轴牵引车拖挂一辆单轴半挂车和一辆双轴全挂车的汽车列车的制动	221
8-6	装甲车辆的制动	223
8-6.1	旋转能量的影响	223
8-6.2	履带的滚动阻力	225
8-6.3	半履带式车辆的制动	225
8-6.4	全履带式车辆和特种运载车辆的制动性能	226
8-7	制动力固定比例分配式车辆的结论	226
第九章 装有制动力可变比例分配式制动系统的车辆的制动		
9-0	符号	230
9-1	双轴汽车	232
9-1.1	动态制动力和实际制动力	232

9-1.2	制动力的最佳可变比例分配	235
9-1.3	动态制动管路压力	236
9-1.4	对踏板力的要求	239
9-1.5	压力调节阀	240
9-1.6	直线与曲线制动性能	241
9-1.7	对车辆稳定性应考虑的问题	243
9-2	牵引车-半挂车汽车列车的可变比例分配制动	243
9-2.1	动态制动力和实际制动力	243
9-2.2	动态制动管路压力	258
9-2.3	制动管路压力变化与悬架变形的函数关系	260
9-2.4	双轴牵引车拖带一辆双椭圆叶片弹簧悬架式挂车的汽车列车	260
9-2.5	摆杆悬架式三轴牵引车拖带一辆并装双椭圆叶片弹簧悬架式挂车的汽车列车	262
9-3	可变比例分配制动系统车辆的结论	266
第十章	车轮防抱死制动系统	269
10-0	符号	269
10-1	防抱死制动系统分析的理论基础	270
10-2	液压真空助力系统	279
10-2.1	车轮防抱死控制系统	279
10-2.2	真空控制式系统的分析	283
10-3	液压泵加压系统	286
10-4	气制动系统	287
10-5	直线与曲线制动性能	291
10-6	理论分析和试验结果	291
10-7	各种防抱系统的结构	295
第十一章	制动系统的动态分析	300
11-0	符号	300
11-1	响应时间分析的基础	300
11-2	液压制动系统	301
11-3	气制动系统	305
第十二章	制动系统故障	311
12-0	符号	311

12-1	概述	312
12-2	制动系故障的形成	313
12-3	制动鼓和制动盘故障的形成	317
12-4	制动系故障的分析	320
12-4.1	制动管路的故障	320
12-4.1.1	车辆的减速度	322
12-4.1.2	踏板力	323
12-4.1.3	制动效能	323
12-4.1.4	踏板行程	324
12-4.1.5	性能计算	327
12-4.1.6	改进型双管路制动系统结构	332
12-4.1.7	双管路制动系统的比较	333
12-4.2	真空助力系故障	335
12-4.3	全动力式液压制动系统的故障	336
12-4.4	气制动系统安全制动器的故障	337
12-4.5	制动衰退	337
12-4.6	高温引起的制动器总成故障	339
12-5	制动器故障的后果	339
12-6	制动系统部件的老化	341
12-7	车辆的稳定性和可控性	342
12-8	对人的因素的研究	343
12-9	保养对制动系故障的影响	344
12-10	通过适当的设计将制动系故障减少到最低程度	345
第十三章 汽车制动系的试验		348
13-0	符号	34 ⁸
13-1	基本试验要求	348
13-2	制动试验标准概述	349
13-3	制动性能的测定	350
13-3.1	效率	350
13-3.2	效能	351
13-3.3	响应时间	352
13-3.4	可控性	353
13-3.5	吸、散热能力	354

13-4	制动系的使用与保养	354
13-5	制动系统的检查与诊断	355
13-6	制动系的试验	357
13-6.1	滚筒式测力器	357
13-6.2	跑板式试验台	358
13-6.3	制动路试	358
13-7	军用车辆的制动试验方法	361
13-7.1	军用轮式车辆的试验方法	361
13-7.2	履带式车辆的路试项目	364
13-8	部件的试验	368
第十四章 设计实例		371
14-0	符号	371
14-1	基本条件	374
14-2	设计的具体评价标准	375
14-3	悬架、轮胎以及轮辋之类的关联部件的设计	376
14-4	制动系统设计的校核	377
14-5	制动因数计算	379
14-6	轻型载货汽车制动系统的设计	383
14-6.1	紧急制动器的分析	384
14-6.2	动态制动力	389
14-6.3	制动效能	392
14-6.4	制动性能图	394
14-6.5	制动液的容积分析	395
14-6.6	特定设计评价指标	397
14-7	载货汽车制动力可变比例分配式制动系统的设计	397
14-7.1	制动力固定比例分配系统——鼓式制动器	398
14-7.2	制动力固定比例分配系统——盘式制动器	400
14-7.3	制动力可变比例分配系统——鼓式制动器	400
14-7.4	制动力可变比例分配系统——盘式制动器	403
14-8	坦克盘式制动器的设计	404
14-8.1	力学分析	404
14-8.2	热力学分析	406
14-9	鼓式制动器系统的温度分析	409

14-10	重型载货汽车全动力式液压制动系统的设计	411
14-10.1	车轮分泵面积的确定	411
14-10.2	助力器和蓄能器尺寸的确定	412
第十五章 制动系统及其部件		413
15-1	液压制动系踏板力的传递	413
15-1.1	液压制动系的基本原理	413
15-1.2	单管路制动系统	413
15-1.3	双管路制动系统	414
15-1.4	标准总泵	414
15-1.5	串联式总泵	416
15-1.6	阶梯式总泵	416
15-1.7	不等径串联式总泵	417
15-2	制动扭矩的产生	417
15-2.1	鼓式制动器	417
15-2.1.1	制动器制动蹄的基本布置	417
15-2.1.2	车轮分泵	417
15-2.1.3	楔块式制动器	417
15-2.1.4	“S”型凸轮式制动器	418
15-2.1.5	制动蹄的调整	417
15-2.2	盘式制动器	428
15-2.2.1	基本布置形式	420
15-2.2.2	驻车制动器	421
15-3	制动力分配阀	421
15-4	液压制动管路	421
15-5	真空助力系统	421
15-6	气动-液压制动系统	423
15-7	气制制动器	424
15-8	第二制动系统	430
附录 本书所使用的单位与中华人民共和国法定单位换算表		

第一章 绪 论

本章介绍表述制动距离随车速、减速度和时间而变化的各种基本关系式，简要地阐述轮胎与道路间的摩擦力利用率的概念，提出了有关制动中某些值得注意的问题，并简单地评述了改善制动性能的方法。

1-0 符 号[⊖]

- a ——减速度, g [⊖]
- a_m ——平均减速度, g
- a_{max} ——最大减速度, g
- g ——重力常数, ft/s^2
- S_a ——最大减速度下的制动距离, ft
- S_{actual} ——实际制动距离, ft
- S_n ——最小制动距离, ft
- t ——制动系作用滞后时间, s
- t_b ——制动力增长时间, s
- V ——车速, ft/s
- μ ——轮胎与道路间的摩擦系数

1-1 影响制动距离的因素

车辆是通过轮胎产生的附着力与道路相联系的。因此，轮胎

⊖ 本书使用的是英制工程单位，由英制基本单位：长度（ft，英尺），质量（lbm，磅），时间（s，秒），热力学温度（°F，华氏度）导出。与一般英美文献不同之处是：本书不用 lbf 表示力和重力，而用 lb 表示力和重力，并且用 lbm 表示质量，望读者注意。考虑到本书公式及计算实例较多，故译文仍保留原书所用单位。为了便于读者与我国法定计量单位对照，本书附有“本书所用单位与中华人民共和国法定计量单位换算表”，表中列出了书中所用的主要单位与法定单位的具体换算数值。——译者注

⊙ 这里表示用标准重力加速度 g 作为减速度的计量单位，下同。——译者注

的周缘力只有在等于或小于车重在轮胎上的垂直载荷与轮胎-道路摩擦系数的乘积时,才能为车轮所传递,除非利用空气动力学效应的特殊结构或火箭式向下推压装置,使轮胎上的法向力大于车重在轮胎上的垂直载荷。

由这一基本条件可以导出全部车轮抱死时可能达到的最小制动距离 S_{μ} ,该距离可由下列关系式得出:

$$S_{\mu} = \frac{V^2}{2g\mu}, \text{ft} \quad (1-1)$$

式中 g ——重力常数, ft/s²;

V ——车速, ft/s;

μ ——轮胎与道路间的摩擦系数〔在式(1-1)的推导中假定为常数〕。

从式(1-1)求得的制动距离,表示在 μ 所确定的轮胎-道路条件下可能达到的最小值。然而,这一制动距离只有当所有车轮都在同一瞬间趋于滑移的条件下才能实现。对于各种各样不同的载荷和道路条件,情况并非如此。因此,在车轮抱死之前,以最大减速度 a_{\max} 所能达到的制动距离 S_a ,可由下式表示:

$$S_a = \frac{V^2}{2ga_{\max}}, \text{ft} \quad (1-2)$$

式中 a_{\max} ——最大减速度, g。

在式(1-2)中,假定踩下制动踏板的瞬间减速度即可达到其最大值。但实际制动距离还受到制动系作用和制动力增长所需的滞后时间的影响。若将制动系作用滞后时间 t_a 和制动力增长时间 t_b 加以理想化,如图1-1所示,则考虑上述滞后时间的制动距离可由下式得出:

$$S_{a, \dots, t} = \frac{V^2}{2ga_{\max}} + (t_a + t_b/2)V - \frac{ga_{\max}t_b^2}{24}, \text{ft} \quad (1-3)$$

式中 t_a ——制动系作用滞后时间, s;

t_b ——制动力增长时间, s。

如图1-1所示,平均减速度 a_m 假定在整个制动过程中是恒量,并可由初速度(ft/s)、最大减速度(g)、以及制动系作用滞后和制

动力增长时间(s)按下述关系式确定:

$$a_m = \frac{a_{max}}{1 + \frac{2ga_{max}}{V} (t_a + t_b/2)}, g \quad (1-4)$$

式(1-4)指出,若 a_{max} 、 t_a 和 t_b 的值不变,则 a_m 将取决于 V ,即:对于其他条件完全相同的制动过程来说,不同制动初速度下的平均减速度是不同的。图 1-2

中绘出了在最大减速度 $a_{max}=0.81g$, 而滞后时间分别为0.2s、0.4s、0.54s 时, a_m 随着踩踏制动踏板瞬间的车速而变化的特性曲线。仔细观察这些曲线可以看出,对

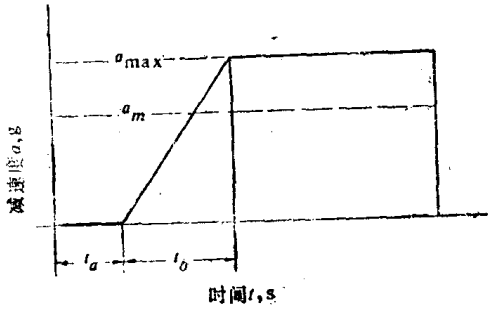


图1-1 理想减速度曲线

于其他条件完全相同的制动过程来说,不同制动初速度下的平均减速度差别很大。例如,在最大减速度为 0.81g 的情况下,制动初速度为 25mile/h[⊖]和滞后时间 $(t_a + t_b/2)$ 为 0.4s 时,平均减速度仅为 0.50g;而当制动初速度达 60mile/h 时,相应的平均减速度则为 0.65g。

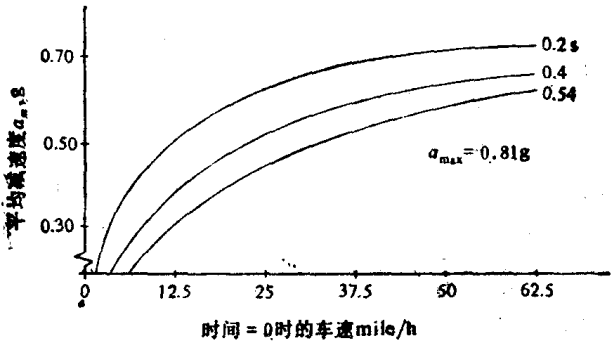


图1-2 在最大减速度为0.81g和时间滞后不同时,平均减速度随制动初速度的变化

⊖ 原书为mph。——译者注