

第 21 章 汽车制动系统

教学提示：制动系统是汽车重要的系统之一。汽车行驶的安全性，在很大程度上取决于汽车制动装置工作的可靠性。本章介绍了制动器、制动传动装置、制动力调节装置和制动防抱死系统等内容。

教学目标：要求学生掌握汽车制动的实质、制动系统类型、组成及工作原理、鼓式制动器和盘式制动器的结构及工作原理、制动传动装置(机械、液压、气压)的组成及工作原理，理解制动力调节装置的类型、结构及工作原理，了解 ABS 制动防抱死系统的基本知识。

21.1 概 述

汽车以一定的车速行驶时具有一定的动能。随着汽车行驶速度的不断提高，要使行驶中的汽车减速或停车，就必须强制地对汽车施加一个与汽车行驶方向相反的力，这个力叫做制动力。汽车制动系统(braking system)就是产生制动力的装置。

21.1.1 制动系统的功能

驾驶员能够根据道路和交通等情况对制动力进行控制，以实现一定程度的强制制动，使汽车减速或停车，这一功能是制动系统的主要功能。下坡行驶时，为了使汽车维持稳定的车速，也需要制动系统起作用，这是制动系统的又一功能。另外，当汽车停下来后，需要可靠的停车(包括在坡道上停车)。使汽车原地可靠停车也是制动系统的功能之一。

21.1.2 制动系统的工作原理

汽车制动系统一般采用摩擦制动，车轮制动器利用摩擦制动车轮，轮胎与路面间的摩擦力使汽车停车。因此，制动的实质就是将汽车的动能强制地转化为其他形式的能量(通常是热能)，扩散到大气环境中。

各种类型的制动系统，其工作原理类似，故可用一种简单的液压制动系统来说明一般制动系统的工作原理，如图 21.1 所示，该制动系统由鼓式制动器和液压传动机构组成。

车轮制动器主要由旋转部分、固定部分和张开机构组成。旋转部分是一个以内圆面为工作表面的金属制动鼓 8 它固定在车轮轮毂上，随车轮一同旋转。固定部分包括制动蹄 10 和制动底板 11 等。制动底板用螺栓与转向节凸缘(前轮)或桥壳凸缘(后轮)固定在一起。在固定不动的制动底板上，有两个支承销 12，支承着两个弧形制动蹄的下端。制动蹄的外圆面上铆有摩擦片 9。制动蹄上端用回位弹簧 13 拉紧压靠在轮缸活塞 7 上，下端松套在支承销上。

液压传动机构主要由制动踏板 1、推杆 2、制动主缸 4、制动轮缸 6 和油管 5 等组成。制动踏板通常安装在驾驶室内，踩下踏板可使推杆的一端移动，推杆的另一端支承在制动主缸活塞 3 上。制动主缸活塞安装在制动主缸里，可由驾驶员通过制动踏板机构来操纵。液压制动轮缸装在制动底板上，用油管与装在车架上的液压制动主缸相连。制动主缸、油管和制动轮缸里充满了制动液。

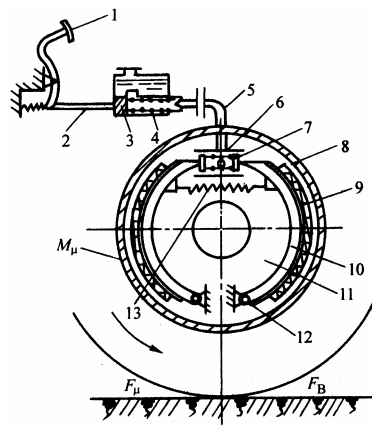


图 21.1 制动系统原理示意图

1—制动踏板 2—推杆 3—主缸活塞 4—制动主缸 5—油管 6—制动轮缸 7—轮缸活塞
8—制动鼓 9—摩擦片 10—制动蹄 11—制动底板 12—支承销 13—制动蹄回位弹簧

不制动时，制动鼓的内圆面和制动蹄摩擦片之间留有一定的间隙(简称制动器间隙)，使制动鼓随车轮可以自由旋转，制动系统不起作用。

制动时，驾驶员踏下制动踏板，推杆便推动制动主缸活塞，使制动主缸的制动液以一定的压力经过油管流入制动轮缸，推动轮缸活塞移动，驱动两制动蹄的上端向外张开，从而使摩擦片压紧在制动鼓的内圆面上。此时，不旋转的制动蹄就对旋转的制动鼓产生一个摩擦力矩 M_{μ} ，其方向与车轮旋转方向相反。制动鼓将该力矩传到车轮后，由于车轮与路面间有附着作用，车轮即对路面作用一个向前的周缘力 F_{μ} 。与此同时，路面会给车轮一个向后的反作用力 F_B ，也就是车轮的制动力。各车轮上制动力的总和就是汽车受到的总制动力。制动力由车轮经车桥和悬架传给车架及车身，迫使整个汽车产生一定的减速度。制动力越大，减速度也越大。

放松制动踏板时，制动蹄在回位弹簧 13 的作用下向中央收拢，回到原位，制动鼓和制动蹄的间隙又恢复，制动力矩和制动力消失，制动作用解除。

21.1.3 制动系统的组成

汽车的制动系统具有以下四个基本组成部分：

(1) 供能装置：供给、调节制动所需能量以及改善传能介质状态的部件。其中产生制动能量的部分称为制动能源。人的肌体可作为制动能源，如图 21.1 所示的制动系统。

(2) 控制装置：产生制动动作和控制制动效果的部件。如图 21.1 中的制动踏板机构即是最简单的一种控制机构。

(3) 传动装置：将制动能量传输到制动器的各个部件，如图 21.1 中的制动主缸和制动轮缸。

(4) 制动器：产生阻碍车辆运动或运动趋势的力(制动力)的部件，如图 21.1 中的鼓式制动器。制动器也包括辅助制动系统中的缓速装置。

较为完善的制动系统还应具有制动力调节装置、报警装置、压力保护装置等附加装置。

21.1.4 制动系统的类型

制动系统的分类方法有很多，具体如表 21-1 所示。其中行车制动系统和驻车制动系统是各种汽车必须具备的基本制动装置。

表 21-1 汽车制动系统的类型

分 类 方 法	类 型	特 点
按功用分类	行车制动系统	使行驶中的汽车减速甚至停车
	驻车制动系统	使已停驶的汽车原地可靠停车
	应急制动系统	在行车制动系统失效后实现汽车减速甚至停车
	辅助制动系统	为适应山区行驶及特殊用途汽车需要而增设的制动装置，独立于行车制动系统之外
按制动能源分类	人力制动系统	以驾驶员的肌体作为唯一的制动能源
	动力制动系统	以发动机的动力转化为液压或气压形式的势能进行制动
	伺服制动系统	兼用人力和发动机动力进行制动
按制动能量的 传输方式分类	机械式制动系统	以机械机构传输制动能量
	液压式制动系统	以液压机构传输制动能量
	气压式制动系统	以气压机构传输制动能量
	电磁式制动系统	以电磁机构传输制动能量
	组合式制动系统	以多种方式传输制动能量
按制动回路 数目分类	单回路制动系统	全车制动采用一个气压或液压回路
	双回路制动系统	全车制动采用两个彼此隔绝的气压或液压回路

21.2 制 动 器

制动器是制动系统中用以产生阻碍车辆运动或运动趋势的力的部件。汽车制动器除各种缓速装置以外，几乎都是利用固定元件与旋转元件工作表面的摩擦产生制动力矩的摩擦制动器。

目前，各类汽车广泛采用的摩擦制动器根据旋转元件的不同可分为鼓式和盘式两大类。它们之间的区别在于：鼓式制动器摩擦副中的旋转元件为制动鼓(brake drum)，以其圆柱面为工作表面；盘式制动器摩擦副中的旋转元件为圆盘状的制动盘(brake disc)，以其端面为工作表面。

制动器根据安装位置的不同可分为车轮制动器和中央制动器。旋转元件固定在车轮或半轴上的制动器称为车轮制动器；旋转元件固定在传动系统传动轴上的制动器则称为中央制动器。车轮制动器一般用于行车制动，也有兼用于应急制动和驻车制动的；中央制动器一般只用于驻车制动和缓速制动。

21.2.1 鼓式制动器

鼓式制动器是利用制动蹄片挤压制动鼓而获得制动力的，可分为内张式和外束式两种。内张鼓式制动器是以制动鼓的内圆柱面为工作表面，在现代汽车上广泛使用；外束鼓式制

动器则是以制动鼓的外圆柱面为工作表面，目前只用作极少数汽车的驻车制动器。

鼓式制动器根据制动蹄张开装置(也称促动装置)形式的不同，可分为轮缸式制动器和凸轮式制动器，如图 21.2 所示。轮缸式制动器以液压制动轮缸作为制动蹄促动装置，多为液压制动系统所采用；凸轮式制动器以凸轮作为促动装置，多为气压制动系统所采用。

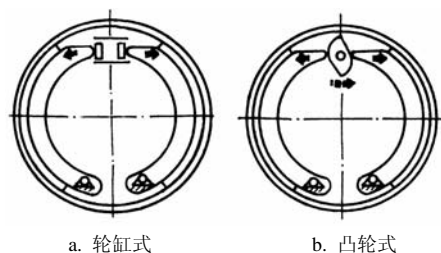


图 21.2 制动器促动装置的形式

1. 轮缸式制动器(wheel cylinder brake)

轮缸式制动器按制动蹄的受力情况不同，可分为领从蹄式、双领蹄式(单向作用、双向作用)、双从蹄式、自增力式(单向作用、双向作用)等类型，如图 21.3 所示。

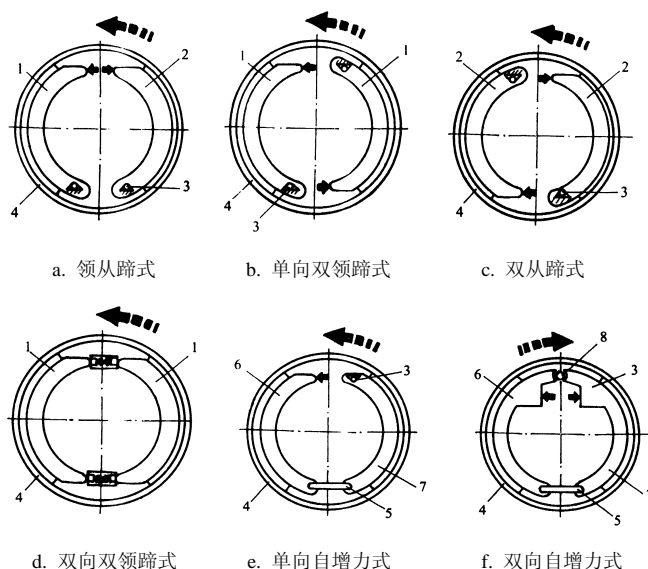


图 21.3 各种鼓式制动器的示意图

1—领蹄 2—从蹄 3—固定支承销 4—制动鼓 5—传力杆 6—第一制动蹄 7—第二制动蹄 8—双向支承销

(1) 领从蹄式制动器(leading trailing shoe brake) 领从蹄式制动器的结构如图 21.4 所示。制动底板 5 固定在后桥壳或前桥转向节凸缘上，在制动底板的下部装有两个偏心的调整螺钉 1，两个制动蹄 11、12 的下端有孔，套装在偏心调整螺钉上，并用锁止螺母 3 锁止。制动底板的中部装有两制动蹄托架 4，以限制制动蹄的轴向位置。制动蹄上端用回位弹簧 10 拉靠在制动轮缸 9 的顶块上。制动蹄的外圆面上，用埋头螺钉铆接着用石棉和铜丝压制成的摩擦片 8。作为制动蹄促动装置的制动轮缸也用螺钉固装在制动底板上。制动鼓固装在车轮轮毂的凸缘上，随车轮一起转动。

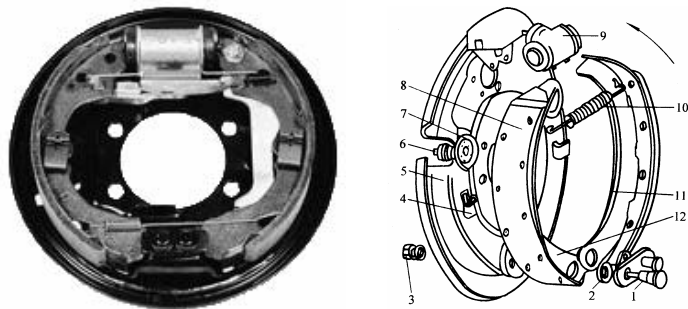


图 21.4 领从蹄式制动器

1—偏心调整螺钉 2—垫圈 3—锁止螺母 4—托架 5—制动底板 6—偏心轮调整螺钉
7—偏心轮 8—摩擦片 9—制动轮缸 10—回位弹簧 11、12—制动蹄

如图 21.5 所示为领从蹄式制动器的受力示意图, 制动轮缸 7 中的直径相等的两个活塞可在轮缸内轴向浮动, 制动时两轮缸活塞对两制动蹄端所施加的作用力 F (也称促动力) 总是相等的。

设汽车前进时制动鼓的旋转方向如图中箭头所示, 这时制动鼓称为正向旋转。制动时, 前制动蹄 1 和后制动蹄 2 在相等促动力 F 的作用下, 分别绕各自的支承点 3 和 4 张开直到紧压在制动鼓 6 上。此时, 旋转着的制动鼓即对两制动蹄分别作用着法向反作用力 N_1 和 N_2 , 以及相应的切向反力 (即摩擦力) T_1 和 T_2 。假定这些力的作用点和方向如图 21.5 所示, 且两制动蹄上这些力分别与各自支承点 3 和 4 的支反力 S_1 和 S_2 相

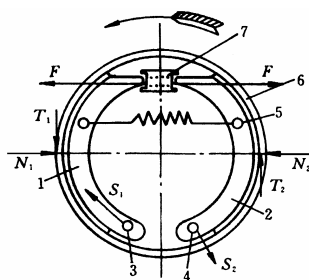


图 21.5 领从蹄式制动器的制动蹄受力示意图

1—领蹄 2—从蹄 3、4—支点
5—回位弹簧 6—制动鼓 7—轮缸

平衡。由图可见, 前制动蹄上的力 T_1 与 F 绕其支承点所产生的力矩是同向的。所以力 T_1 作用的结果是使制动蹄 1 在制动鼓上压得更紧, 这表明前制动蹄具有“增势”作用。这种张开时的转动方向与制动鼓旋转方向相同的制动蹄称为“领蹄”或“助势蹄” (leading shoe)。与之相反, 力 T_2 作用的结果是使后制动蹄有放松制动鼓的趋势, 故其具有“减势”作用。这种张开时的转动方向与制动鼓旋转方向相反的制动蹄称为“从蹄”或“减势蹄” (trailing shoe)。显然, 当汽车倒行, 即制动鼓反向旋转时, 前制动蹄变为从蹄, 后制动蹄变为领蹄。这种在制动鼓正、反向旋转时, 都有一个领蹄和一个从蹄的制动器即称为领从蹄式制动器。

由上可知, 虽然领蹄和从蹄所受促动力相等, 但受到的法向力 N_1 和 N_2 却不相等, 即 $N_1 > N_2$, 相应地 $T_1 > T_2$, 故两制动蹄对制动鼓所施加的制动力矩也不相等。一般制动领蹄的制动力矩为从蹄的 2~2.5 倍。显然, 在两制动蹄摩擦片工作面积相同的情况下, 领蹄摩擦片上的单位压力较大, 因而磨损较为严重。这种制动鼓所受两制动蹄法向力不能互相平衡的制动器属于非平衡式制动器。

领从蹄式制动器制动效能比较稳定, 结构简单可靠, 便于安装, 广泛用作货车的前、后轮制动器和轿车的后轮制动器。

如图 21.6 所示为北京 BJ2020N 型汽车后轮制动器, 它采用的制动器即是按照图 21.5 所示方案设计的领从蹄式制动器。

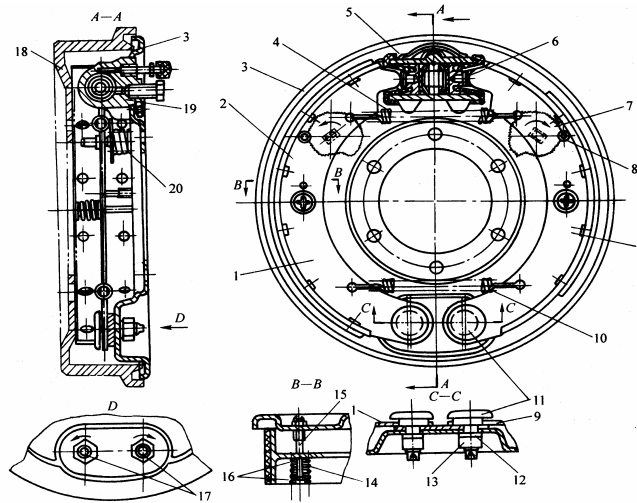


图 21.6 北京 BJ2020N 型汽车后轮制动器(领从蹄式)

- 1—制动蹄 2—摩擦片 3—制动底板 4、10—制动蹄回位弹簧 5—制动轮缸活塞 6—活塞顶块 7—调整凸轮
8—调整凸轮锁销 9—后制动蹄 11—支承销 12—弹簧垫圈 13—螺母 14—制动蹄限位弹簧 15—制动蹄限位杆
16—弹簧盘 17—支承销内端面上的标记 18—制动鼓 19—制动轮缸 20—调整凸轮压紧弹簧

(2) 双领蹄式制动器(two leading shoe brake) 在制动鼓正向旋转时, 两制动蹄均为领蹄的制动器称为双领蹄制动器。如图 21.7 所示的北京 BJ2020N 型汽车的前轮制动器即采用双领蹄制动器。

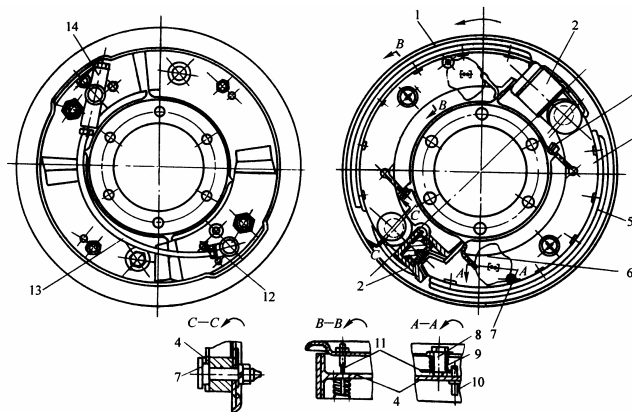


图 21.7 北京 BJ2020N 型汽车前轮制动器(单向双领蹄式)

- 1—制动底板 2—制动轮缸 3—制动蹄回位弹簧 4—制动蹄 5—摩擦片 6—调整凸轮 7—支承销
8—调整凸轮轴 9—弹簧 10—调整凸轮锁销 11—制动蹄限位杆 12、14—油管接头 13—轮缸连接油管

两制动蹄各用一个单活塞式制动轮缸 2 促动, 且两套制动蹄、制动轮缸、支承销和调整凸轮等在制动底板上的布置是中心对称的, 以代替领从蹄式制动器中的轴对称布置。等直径的两个制动轮缸可借油管连通, 使其中油压相等。这样, 在汽车前进时, 两制动蹄均为领蹄; 但在倒车时, 两制动蹄均变为从蹄。由此可见, 这种双领蹄式制动器具有单向作用, 在前进时制动效能好, 倒车时制动效能大大下降, 且不便安装驻车制动器, 故一般不

用作后轮制动器；但两制动蹄片受力相同，磨损均匀，且制动蹄片作用于制动鼓的力量是平衡的，即单向作用双领蹄制动器属于平衡式制动器。

如果能使单向作用双领蹄制动器的两制动蹄的支承销和促动力作用点位置互换，那么在倒车制动时就可以得到与前进制动时相同的制动效果。双向作用双领蹄制动器(dual two leading shoe brake)的设计就是基于此设想，该类制动器的制动蹄在制动鼓正、反向旋转时均为领蹄。

双向作用双领蹄制动器不论汽车前行或倒退，两制动蹄总是领蹄，制动效能不变，一般用作中、轻型货车及部分轿车的前、后制动器。但用作后轮制动器时，须另设中央停车制动器。如图 21.8 所示的红旗 CA7560 型轿车的前后轮制动器即采用双领蹄制动器。制动底板 3 上的所有固定元件，如制动蹄、制动轮缸、回位弹簧等都是成对的，而且既是按轴对称，又是按中心对称布置。两制动蹄端采用浮动支承，且支点的轴向位置也是浮动的。双向作用双领蹄制动器属于平衡式制动器。

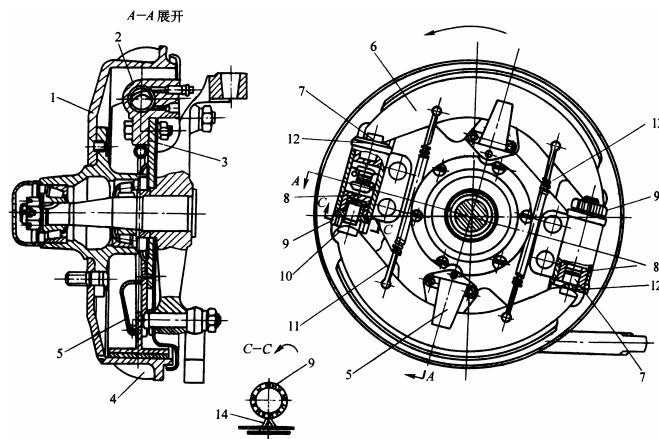


图 21.8 红旗 CA7560 型轿车前后轮制动器(双向双领蹄式)

- 1—制动鼓 2—制动轮缸 3—制动底板 4—制动鼓散热肋片 5—制动蹄限位片 6—上制动蹄 7—支座
8—轮缸活塞 9—调整螺母 10—可调支座 11—下制动蹄 12—防护套 13—回位弹簧 14—锁片

若将装有双领蹄制动器的汽车左、右两侧车轮制动器对调安装，便成为在制动鼓正向旋转时两制动蹄均为从蹄的双从蹄式制动器(two trailing shoe brake)。显然，双从蹄式制动器的前进制动效能低于领从蹄式制动器和双领蹄式制动器，但其制动效能对摩擦因数变化的敏感程度较小，即具有良好的制动效能稳定性，只在少数保证制动可靠性的高级轿车上采用。

(3) 自增力式制动器(servo brake) 自增力式制动器可分为单向自增力式(uni-servo brake)和双向自增力式(duo-servo brake)两种，在结构上只是制动轮缸中的活塞数目不同而已。单向自增力制动器只在汽车前进时起自增力作用，使用单活塞制动轮缸；双向自增力制动器在汽车前进或倒车制动时都能起自增力作用，使用双活塞制动轮缸。

自增力式制动器的增力原理是，利用可调顶杆体浮动铰接的制动蹄来代替固定的偏心销式制动蹄，利用前蹄的助势推动后蹄，使总的摩擦力矩得以增大，起到自动增力的作用。

如图 21.9 所示为单向自增力制动器。第一制动蹄 1 和第二制动蹄 6 的上端被各自的制动蹄回位弹簧 2 拉拢，并以铆于腹板上端两侧的夹板 3 的内凹弧面支靠着支承销 4。两制动蹄下端以凹入的平面分别浮动支承在可调顶杆体两端的直槽底面上，并用拉紧弹簧 8 拉紧。

如图 21.10 所示为双向自增力制动器。制动蹄的上端两侧铆有夹板 4，用前后蹄回位弹簧 6 和 3 将夹板拉靠在支承销上，两制动蹄的下端由拉紧弹簧 9 拉靠在可调顶杆体 8 两端直槽的底平面上。可调顶杆体是浮动的。制动轮缸处于支承销稍下的位置。

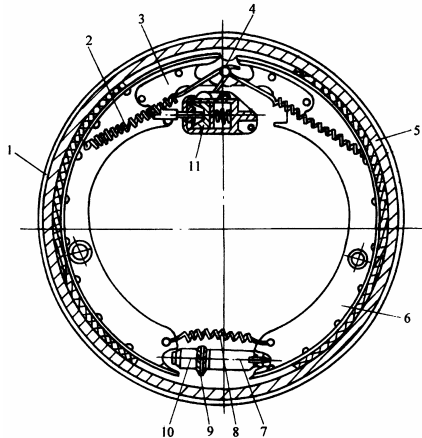


图 21.9 单向自增力式制动器

1—第一制动蹄 2—制动蹄回位弹簧 3—夹板
4—支承销 5—制动鼓 6—第二制动蹄
7—可调顶杆体 8—拉紧弹簧 9—调整螺钉
10—顶杆套 11—制动轮缸

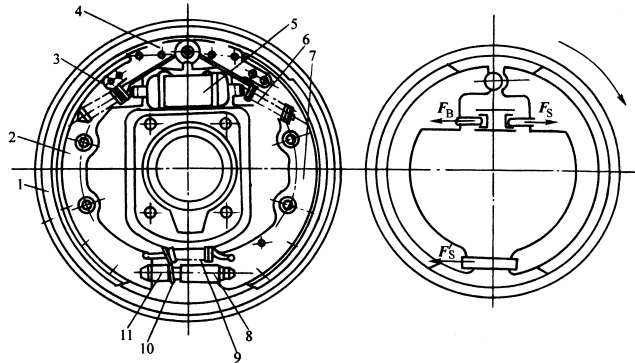


图 21.10 双向自增力式制动器

1—制动底板 2—后制动蹄 3—后蹄回位弹簧 4—夹板
5—制动轮缸 6—前蹄回位弹簧 7—前制动蹄 8—可调顶杆体
9—拉紧弹簧 10—调整螺钉 11—顶杆套

在基本结构参数和制动轮缸工作压力相同的条件下，自增力式制动器由于对摩擦助势作用的利用，制动效能最好，但其制动效能对摩擦因数的依赖性最大，因而其稳定性最差；此外，在制动过程中自增力式制动器制动力矩的增长在某些情况下显得过于急速。因此，单向自增力式制动器只用于中、轻型汽车的前轮，而双向自增力式制动器由于可兼作驻车制动器而广泛用于轿车后轮。

2. 凸轮式制动器(cam brake)

目前，所有国产汽车和部分国外汽车的气压制动系统中，都采用凸轮促动的车轮制动器，而且几乎都设计成领从蹄式。凸轮促动的双向自增力式制动器只宜用作中央制动器。

如图 21.11 所示的东风 EQ1090E 型汽车的前轮制动器即采用凸轮制动器。工作表面对称的制动凸轮轴 4 与凸轮轴制成一体。制动蹄 2 在不制动时由回位弹簧 3 拉靠在制动凸轮上。制动凸轮轴通过支座 10 固定在制动底板 7 上，其尾部花键轴插入制动调整臂 5 的花键孔中。

制动时，制动调整臂在弹簧制动气室 6 的推动下，带动制动凸轮轴转动，推动两制动蹄压靠在制动鼓 8 上。由于凸轮轮廓的中心对称性，凸轮只能绕固定的轴线转动而不能移动，另外两制动蹄的结构和安装还具有轴对称性，所以当凸轮转过一定角度时，两制动蹄的位移是相等的。可见两制动蹄对制动鼓施加压紧力的大小，完全取决于凸轮对制动蹄推力的大小，以及凸轮的轮廓形状和凸轮所转过的角度。但是，制动鼓对制动蹄片的摩擦使得领蹄端部力图离开制动凸轮，同时又使从蹄端部更加靠紧制动凸轮。这就是说，凸轮对从蹄的促动力大于对领蹄的促动力。因此，虽然领蹄有增势作用，从蹄有减势作用，但正

是这种差别造成了制动效能高的领蹄的促动力小于制动效能低的从蹄的促动力，从而使得两制动蹄制动力矩相等。这种制动器由于结构上不是中心对称的，两制动蹄作用于制动鼓的法向反力虽然大小相等，但却不在一条直线上，不可能相互平衡，故这种制动器仍然属于非平衡式制动器。

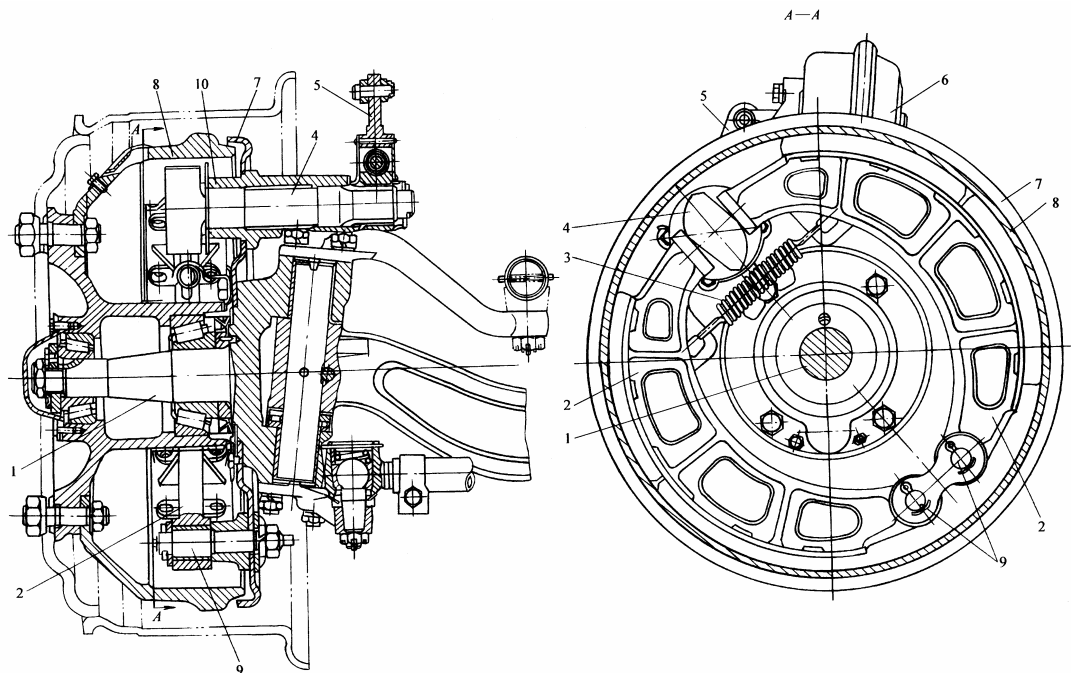


图 21.11 东风 EQ1090E 型汽车的前轮制动器(凸轮制动器)

1—转向节轴颈 2—制动蹄 3—回位弹簧 4—制动凸轮轴 5—制动调整臂
6—制动气室 7—制动底板 8—制动鼓 9—支承销 10—制动凸轮轴支座

21.2.2 盘式制动器

盘式制动器摩擦副中的旋转元件是以端面工作的金属圆盘，称为制动盘。摩擦元件从两侧夹紧制动盘而产生制动，如图 21.12 所示。固定元件则有多种结构形式，大体上可将盘式制动器分为钳盘式和全盘式两类。

1. 钳盘式制动器(caliper disc brake)

在钳盘式制动器中，由工作面积不大的摩擦块与其金属背板组成制动块。每个制动器中一般有 2~4 块。这些制动块及其促动装置都装在横跨制动盘两侧的夹钳形支架中，称为制动钳(caliper)。钳盘式制动器散热能力强，热稳定性好，故广泛应用于大多数轿车和轻型货车上。

钳盘式制动器按制动钳的结构型式可分为定钳盘式和浮钳盘式两种。

(1) 定钳盘式制动器(disc brake with fixed caliper) 如图 21.13 所示为定钳盘式制动器的结构示意图。制动盘 1 固定在轮毂上，制动钳 5 固定在车桥上，既不能旋转也不能沿制动盘轴向移动。制动钳内装有两个制动轮缸活塞 2，分别压住制动盘两侧的制动块 3。当驾

驶员踩下制动踏板使汽车制动时, 来自制动主缸的制动液被压入制动轮缸, 制动轮缸的液压上升, 两轮缸活塞在液压作用下移向制动盘, 将制动块压靠到制动盘上, 制动块夹紧制动盘, 产生阻止车轮转动的摩擦力矩, 实现制动。



图 21.12 盘式制动器

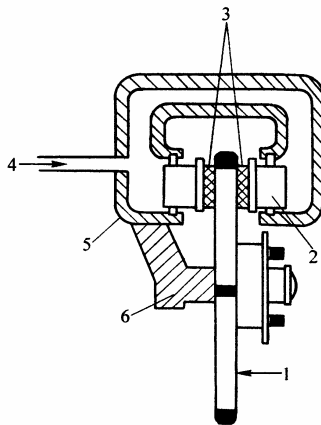


图 21.13 定钳盘式制动器示意图

1—制动盘 2—活塞 3—制动块
4—进油口 5—制动钳 6—车桥

(2) 浮钳盘式制动器(disc brake with floating caliper) 顾名思义, 浮钳盘式制动器的制动钳是浮动的, 可以相对于制动盘轴向移动。如图 21.14 所示为浮钳盘式制动器的结构示意图。制动钳 1 一般设计成可以相对于制动盘 4 轴向移动。在制动盘的内侧设有液压油缸 9, 外侧的固定制动块 5 附装在钳体上。制动时, 制动液被压入油缸中, 在液压作用下活塞向左移动, 推动活动制动块也向左移动并压靠到制动盘上, 于是制动盘给活塞一个向右的反作用力, 使活塞连同制动钳体整体沿导向销 2 向右移动, 直到制动盘左侧的固定制动块 5 也压到制动盘上。这时两侧制动块都压在制动盘上, 制动块夹紧制动盘, 产生阻止车轮转动的摩擦力矩, 实现制动。

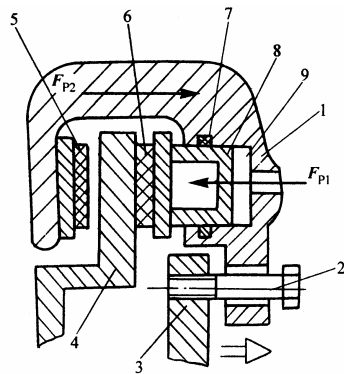


图 21.14 浮钳盘式制动器示意图

1—制动钳 2—导向销 3—制动钳支架 4—制动盘
5—固定制动块 6—活动制动块 7—活塞密封圈
8—活塞 9—液压油缸

2. 全盘式制动器(complete disc brake)

如图 21.15 所示为全盘式制动器的结构示意图。在重型载货汽车上, 要求有更大的制动力, 为此采用全盘式制动器。全盘式制动器摩擦副的固定元件和旋转元件都是圆盘形的, 分别称为固定盘和旋转盘。制动盘的全部工作面可同时与摩擦片接触, 其结构原理与摩擦离合器相似。

盘式制动器与鼓式制动器相比: 其优点是盘式制动器工作表面为平面且两面传热, 圆盘旋转容易冷却, 不易发生较大变形, 制动效能较为稳定, 长时间使用后制动盘因高温膨胀使制动作用增强; 而鼓式制动器单面传热, 内外两面温差较大, 导致制动鼓容易变形,

同时长时间制动后,制动鼓因高温而膨胀,制动效能减弱。另外,盘式制动器结构简单,维修方便,易实现制动间隙自动调整。

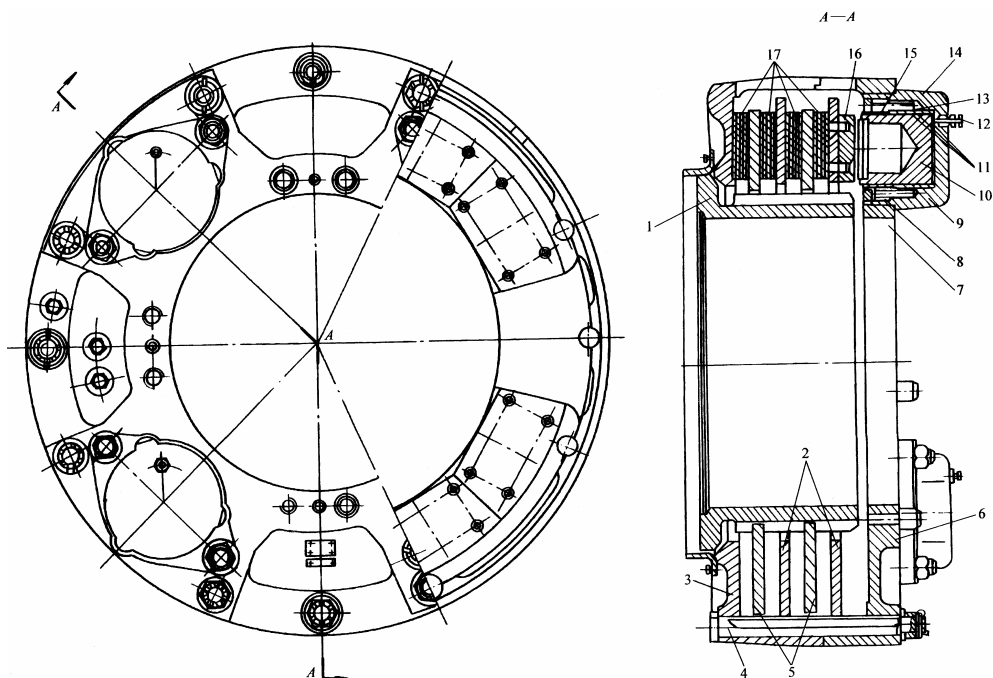


图 21.15 全盘式制动器示意图

- 1—旋转花键毂 2—固定盘 3—外侧壳体 4—带键螺栓 5—旋转盘 6—内侧壳体 7—调整螺圈
8—活塞套筒回位弹簧 9—活塞套筒 10—活塞 11—活塞密封圈 12—放气阀 13—套筒密封圈
14—液压缸体 15—固定弹簧盘 16—垫块 17—摩擦片

盘式制动器的不足之处在于摩擦片直接作用在圆盘上,无自动摩擦增力作用,制动效能较低,所以用于液压制动系统时若所需制动促动管路压力较高,须另行装设动力辅助装置;兼用于驻车制动时,加装的驻车制动传动装置比鼓式制动器要复杂,因而在后轮上的应用受到限制。

21.3 人力制动系统

人力制动系统的制动能源仅仅是驾驶员的肌体,按其传动装置的结构形式可分为机械式和液压式两种。机械式广泛应用于驻车制动系统,液压式则用于行车制动系统。

21.3.1 机械式驻车制动系统

驻车制动的作用是:汽车停驶后使汽车可靠停车,防止汽车滑溜;汽车在坡道起步时,协同离合器、节气门踏板等使汽车顺利起步;在行车制动失效后临时使用或配合行车制动器进行紧急制动。

驻车制动系统必须可靠地保证汽车原地停驻,并在任何情况下不致自行滑移。而这一点只有机械锁止方法才能实现,因此驻车制动系统多采用机械传能装置。

驻车制动器(parking brake)又称手制动器或手刹(hand brake),按其安装位置的不同可分为中央制动式和车轮制动式两种。中央制动式的驻车制动器安装在变速器或分动器之后,制动传动轴(如红旗 CA7560、北京 BJ2020N、解放 CA1091、东风 EQ1091E 等汽车);车轮制动式的驻车制动器与行车制动系统共用一套制动器总成,只是传动机构相互独立(如红旗 CA7220 型、奥迪 100 型和桑塔纳等轿车以及黄河 JN1181C13 型货车等)。

按结构形式的不同,驻车制动器主要有鼓式和蹄盘式两种。鼓式制动器可采用自增力式制动器,外形尺寸小,便于调整,停车后无制动热负荷,故得到广泛应用。

机械式驻车制动系统的控制装置和传动装置主要由杠杆、拉杆、轴、摇臂等机械零件组成。

如图 21.16 所示为红旗 CA7220 型轿车的制动系统示意图,其中驻车制动系统是机械式的,与行车制动系统共用后轮制动器。在驻车制动时,驾驶员将驻车制动操纵杆 7 向上扳起,通过一系列杆件将驻车制动操纵缆绳 9 拉紧,从而对两后轮制动器进行驻车制动。此时由于驻车制动操纵杆上棘爪的单向作用,使棘爪与棘爪齿板啮合,操纵杆不能反转,整个机械驻车制动杆系被可靠地锁止在制动位置。欲解除驻车制动,须先将操纵杆 7 扳起少许,再压下操纵杆端头的压杆按钮,通过棘爪压杆使棘爪离开棘爪齿板,然后放松操纵杆端按钮,使棘爪得以将整个机械驻车制动杆系锁止在解除制动的位置。

鼓式驻车制动器的基本结构与行车制动系统中的鼓式制动器相同,常用的有凸轮张开式和自动增力式两种。如图 21.17 所示为东风 EQ1090E 型汽车凸轮张开式驻车制动器结构示意图。制动鼓通过螺栓与变速器输出轴的凸缘盘紧固在一起,制动底板固定在变速器后端壳体上。驻车制动时,拉动操纵杆 2,通过拉丝软轴 11 使摇臂 10 绕支承销顺时针转动,拉杆通过摇臂带动凸轮轴转动,使两制动蹄张开而产生制动,用棘爪和齿扇锁住操纵杆,保持制动状态。解除制动时,按下棘爪按钮,将操纵杆推向前面的极限位置,两制动蹄片在回位弹簧作用下回位,解除制动。

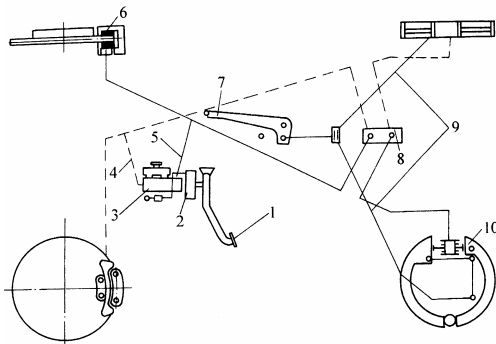


图 21.16 红旗 CA7220 型轿车的制动系统示意图

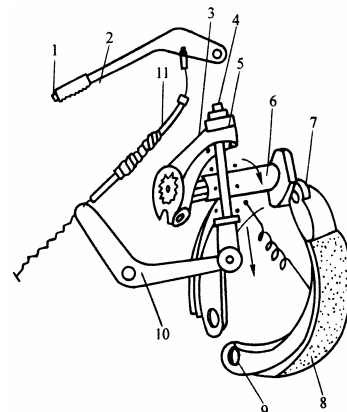


图 21.17 东风 EQ1090E 型汽车凸轮张开式驻车制动器示意图

1—制动踏板 2—真空助力器 3—制动主缸 4、5—制动管路
6—盘式制动器 7—驻车制动操纵杆 8—感载比例阀
9—驻车制动操纵缆绳 10—鼓式制动器

1—按钮 2—操纵杆 3—摆臂 4—拉杆 5—调整螺母
6—凸轮轴 7—滚轮 8—制动蹄 9—偏心支承销
10—摇臂 11—拉丝软轴

如图 21.18 所示为一种自增力式驻车制动器的结构示意图。制动鼓 12 借螺杆 14 和螺钉 22 与变速器的输出轴凸缘盘 13 连接,随变速器输出轴转动。制动底板 1 与驻车制动蹄支承销 11 通过螺杆 19 固定在变速器外壳上。驻车制动时,将制动手柄 23 连同棘齿拉杆 27 拉出,使制动器内的驻车制动臂 6 绕销轴 5 顺时针转动,经推板 4 将左制动蹄压靠到制动鼓上。不能再左移的推板 4 的右端即成为臂 6 继续转动的新支点,臂 6 通过销轴 5 使右制动蹄以棘轮 20 为支点顺时针移动,压靠到制动鼓上,产生制动作用。解除制动时,应先将制动手柄连同棘齿拉杆顺时针转过一定角度,使棘齿条与棘爪脱离啮合,然后再将制动手柄推回到不制动位置,并转过一定角度,以便下次制动。

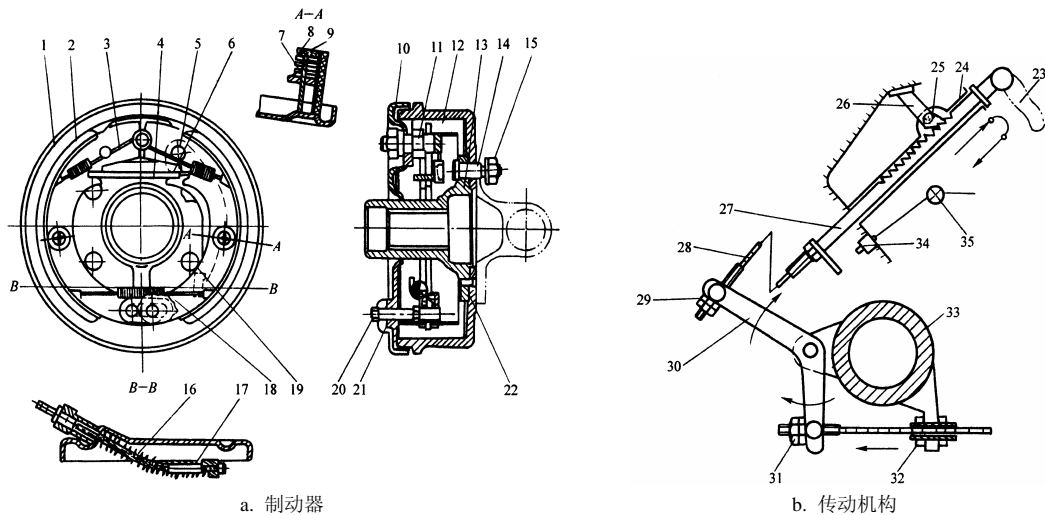


图 21.18 自增力式驻车制动器

- 1—制动底板 2—驻车制动蹄 3、18—拉簧 4—推板 5—销轴 6—驻车制动臂 7—压簧 8—压簧座 9—压簧拉杆
10、15—螺母 11—驻车制动蹄支承销 12—驻车制动鼓 13—变速器第二轴凸缘盘 14、19—螺杆 16、28—钢丝绳
17—回位弹簧 20—调整棘轮 21—防尘套 22—埋头螺钉 23—制动手柄 24、32—导管 25—棘爪 26—支座
27—棘齿拉杆 29、31—调整螺母 30—摇臂 33—前桥 34—驻车制动灯开关 35—驻车制动指示灯

21.3.2 人力液压制动系统

人力液压制动系统利用制动液,将制动踏板力转换为液压力,通过管路传到车轮制动器,再将液压力转变为使制动蹄张开的机械推力。液压制动系统常用于轿车和轻型车上,可分为单回路、双回路等类型。其中单回路液压制动系统(single-circuit braking system)已淘汰,目前应用最多的是双回路液压制动系统(dual-circuit braking system),该制动系统在汽车上的布置如图 21.19 所示。

双回路液压制动系统利用相互独立的双腔制动主缸,通过两套独立管路,分别控制两桥或三轮的车轮制动器。其特点是若其中一套管路发生故障而失效时,另一套管路仍能继续起制动作用,从而提高了汽车制动的可靠性和行车安全性。

如图 21.20 所示,双回路液压制动系统由制动主缸(制动总泵)、液压管路、后轮鼓式制动器中的制动轮缸(制动分泵)、前轮钳盘式制动器中的液压缸等组成。制动主缸的前后腔分别与前后轮制动轮缸之间通过油管连接,并充满制动液。真空助力器以发动机进气

支管或独立安装的真空泵的真空吸力为动力源，产生一个与制动踏板同向的制动力协助人力进行制动。制动调节阀调节进入前后制动轮缸的液压大小，力图使前后车轮同时被制动抱死。

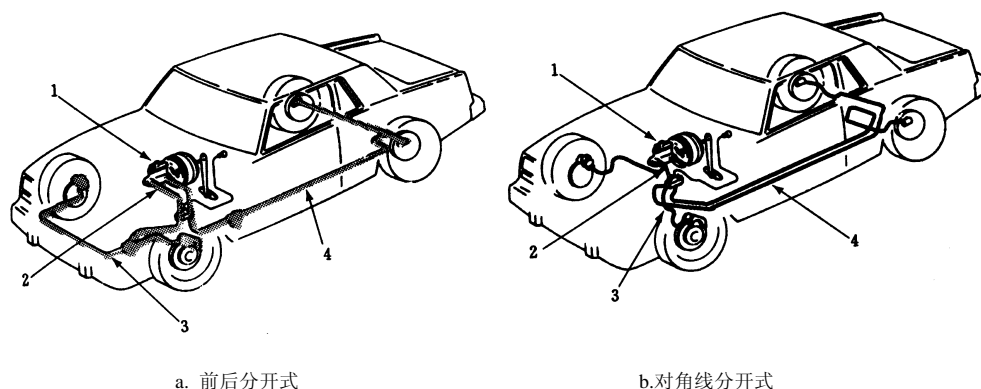


图 21.19 液压制动系在汽车上的布置

1—制动主缸 2、3、4—制动管路

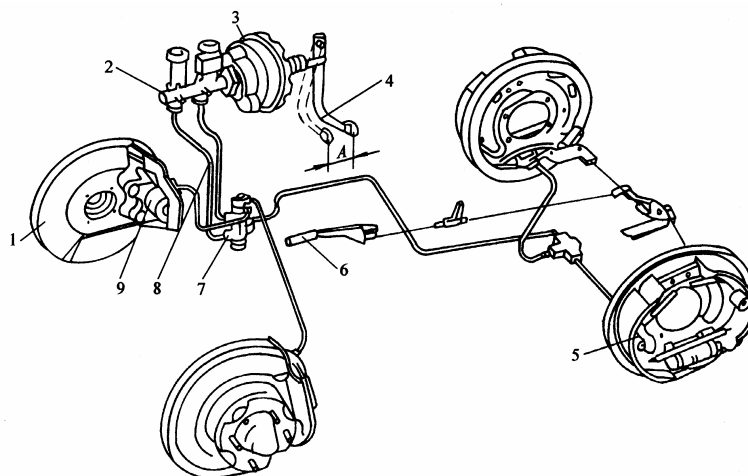


图 21.20 双回路液压制动系统的基本组成

1—前轮车轮制动器 2—制动主缸 3—真空助力器 4—制动踏板 5—后轮车轮制动器
6—驻车制动操纵手柄 7—制动调节阀 8—油管 9—制动轮缸

踩下制动踏板 4(见图 21.20)，制动主缸 2 利用主缸活塞的移动将制动液压入制动轮缸 9，从而使轮缸活塞移动，将前轮制动器的制动块推向制动盘、后轮制动器的制动蹄推向制动鼓。在制动器间隙消失并开始产生制动力矩时，液压与踏板力方能继续增长直到完全制动。在此过程中，由于液压作用，油管弹性膨胀变形和摩擦元件弹性压缩变形，踏板和轮缸活塞都可以继续移动一段距离。放开踏板，制动块回位、制动蹄和轮缸活塞在回位弹簧作用下回位，将制动液压回制动主缸，制动作用解除。

双回路液压制动系统在各类汽车上的布置方案各不相同，如图 21.21 所示。

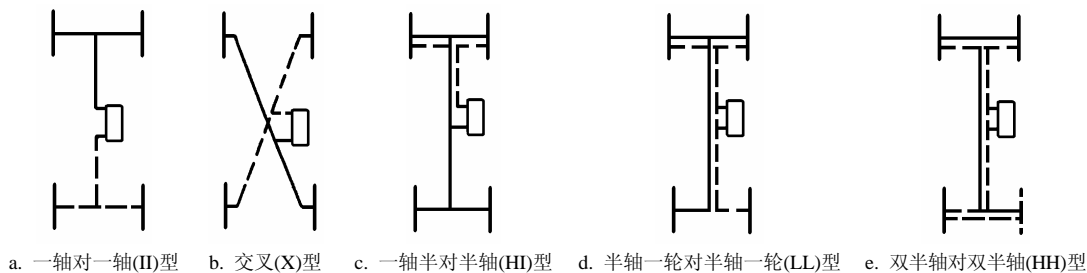


图 21.21 双回路液压制动系的布置方案

各布置方案的特点如下:

(1) 一轴对一轴(II)型: 前轴(桥)制动器与后轴(桥)制动器各有一套管路。该布置方案最为简单, 可与单轮缸鼓式制动器配合使用, 在发动机前置后轮驱动的汽车上得到广泛应用, 如南京依维柯、广州标致等汽车; 其缺点是当一套管路失效时, 前后桥制动力分配关系被破坏。

(2) 交叉(X)型: 一轴的一侧车轮制动器与另一轴对角车轮制动器同属一套管路。该布置方案中任一管路失效时, 剩余的总制动力都能保持管路正常时总制动力的一半, 而且前后桥制动力分配关系不发生改变, 有利于提高制动稳定性。该布置方案多用于发动机前置前轮驱动的轿车上, 如上海桑塔纳、奥迪 100、神龙富康、天津夏利等轿车。

(3) 一轴半对半轴(HI)型: 每侧前轮制动器的半数轮缸和全部后轮制动器轮缸同属一套管路, 其余的前轮轮缸则属于另一套管路。

(4) 半轴一轮对半轴一轮(LL)型: 两侧前轮制动器的半数轮缸和一个后轮制动器分别属于相互独立的两套管路。

(5) 双半轴对双半轴(HH)型: 前、后轮制动器的半数轮缸分别属于相互独立的两套管路。在以上布置方案中, HI 型、LL 型、HH 型较为复杂, 在汽车上应用较少; II 型、X 型由于优点较多而被广泛应用。

1. 制动主缸(master cylinder)

制动主缸属于单向作用活塞式液压缸, 它的作用是将踏板机构输入的机械能转换成液压能。制动主缸分单腔和双腔式两种, 分别用于单回路和双回路液压制动系统。

如图 21.22 所示为串联式双腔制动主缸(series dual chamber brake master cylinder)的结构示意图。该类制动主缸用在双回路液压制动系统中, 相当于两个单腔制动主缸串联在一起而构成。制动主缸的壳体内装有前缸活塞 7、后缸活塞 12 及前缸弹簧 21、后缸弹簧 18。前缸活塞用密封圈 19 密封; 后缸活塞用密封圈 16 密封, 并用挡圈 13 定位。两个储液筒分别与前腔 B、后腔 A 相通, 通过各自的出油阀 3 与前后制动轮缸相通, 前缸活塞靠后缸活塞的液力推动, 而后缸活塞直接由推杆 15 推动。

制动主缸在不工作时, 前后腔内的活塞头部与皮碗正好位于各自的旁通孔 10 和补偿孔 11 之间。前缸活塞回位弹簧的弹力大于后缸活塞回位弹簧的弹力, 以保证两个活塞不工作时都处于正确的位置。

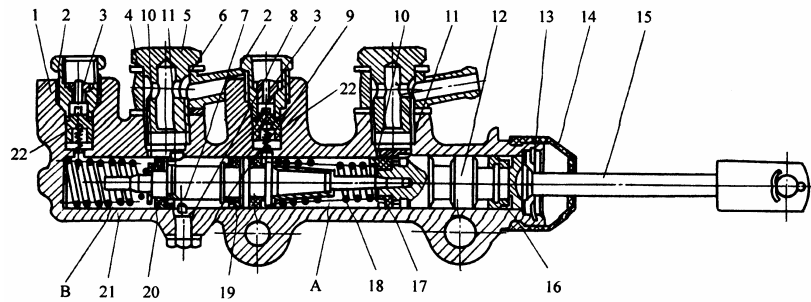


图 21.22 串联式双腔制动主缸的结构示意图

1—制动主缸缸体 2—出油阀座 3—出油阀 4—进油管接头 5—空心螺栓 6—密封垫 7—前缸活塞 8—定位螺钉
9—密封垫 10—旁通孔 11—补偿孔 12—后缸活塞 13—挡圈 14—护罩 15—推杆 16—后缸密封圈
17—后活塞皮碗 18—后缸弹簧 19—前缸密封圈 20—前活塞皮碗 21—前缸弹簧 22—回油阀 A—后腔 B—前腔

制动时，驾驶员踩下制动踏板，踏板力通过传动机构传给推杆 15，并推动后缸活塞 12 向前移动，皮碗盖住旁通孔后，后腔压力升高。在后腔液压和后缸弹簧力的作用下，前缸活塞 7 向前移动，前腔压力也随之提高。当继续向下踩制动踏板时，前后腔的液压继续提高，使前后制动器产生制动。

解除制动时，驾驶员松开制动踏板，在前后活塞弹簧的作用下，制动主缸中的活塞和推杆回到初始位置，管路中的油液推开回油阀 22 流回制动主缸，从而制动作用消失。

若前腔控制的回路发生故障时，前缸活塞不产生液压力，但在后缸活塞液力作用下，前缸活塞被推至最前端，后腔产生的液压力仍能使后轮产生制动；若后腔控制的回路发生故障时，后腔不产生液压力，但后缸活塞在推杆作用下前移，并与前缸活塞接触而推动前缸活塞前移，前腔仍能产生液压力使前轮产生制动。由此可见，当双回路液压制动系统中任何一套管路失效，制动主缸仍能工作，只是所需的踏板行程增大而已。

2. 制动轮缸(wheel cylinder)

制动轮缸的作用是将来自制动主缸输入的液压能转变为机械能，以使制动器进入工作状态。制动轮缸有单活塞式和双活塞式两种。单活塞式制动轮缸主要用于双领蹄式和双从蹄式制动器，而双活塞式制动轮缸应用较广，即可用于领从蹄式制动器，又可用于双向双领蹄式制动器及双向自增力式制动器。

如图 21.23 所示为北京 BJ2020N 型汽车双领蹄前制动器配用的单活塞式制动轮缸。液腔密封件采用装在活塞导向面上切槽内的密封圈 4。进油间隙借活塞端面的凸台保持。

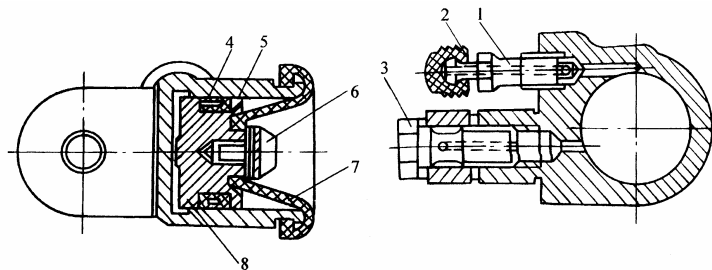


图 21.23 单活塞制动轮缸结构示意图

1—放气阀 2—橡胶护罩 3—进油管接头 4—密封圈 5—缸体 6—顶块 7—防护罩 8—活塞

如图 21.24 所示为双活塞式制动轮缸, 如北京 BJ2021、奥迪 100 及上海桑塔纳等汽车的后轮缸。缸体 1 用螺栓固定在制动底板上。缸内有两个活塞 2, 两活塞之间的内腔由两个皮碗 3 密封。制动时, 制动液自油管接头和进油孔 7 进入, 活塞在液压作用下外移, 通过顶块 5 推动制动蹄张开。弹簧 4 保证皮碗、活塞及制动蹄的紧密接触, 并保持两活塞之间的进油间隙。

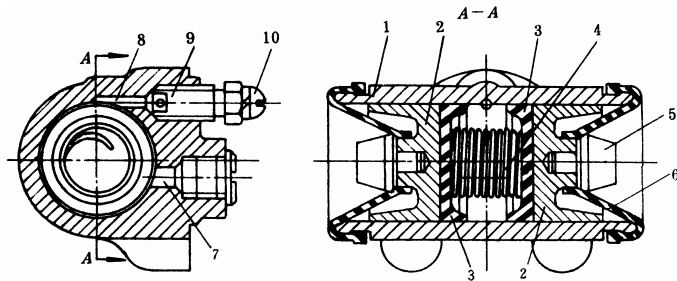


图 21.24 双活塞制动轮缸结构示意图

1—缸体 2—活塞 3—皮碗 4—弹簧 5—顶块 6—防护罩 7—进油孔 8—放气孔 9—放气阀 10—放气阀防护螺钉

3. 真空助力器(vacuum booster)

真空助力器装在制动踏板和制动主缸之间, 利用真空度对制动踏板进行助力, 其控制装置是利用制动踏板机构直接操纵的。如图 21.25 所示为一汽红旗 CA7220 型轿车的真空助力式液压制动系统示意图。该系统采用的是交叉型(X)或对角线布置的双回路液压制动系统。

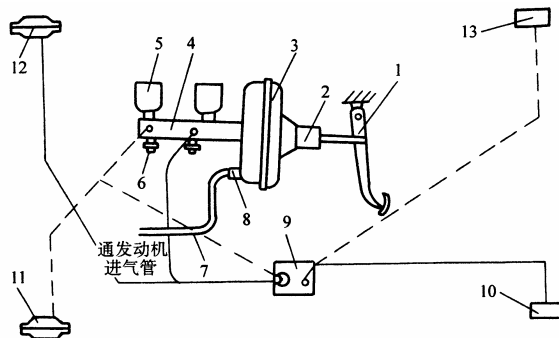


图 21.25 CA7220 型轿车的真空助力式液压制动系统

1—制动踏板机构 2—控制阀 3—伺服气室 4—制动主缸 5—储液罐 6—制动信号灯液压开关 7—真空供能管路
8—单向阀 9—感载比例阀 10—左后轮缸 11—左前轮缸 12—右前轮缸 13—右后轮缸

真空助力器主要由真空伺服气室和控制阀组成, 如图 21.26a 所示。真空伺服气室由前、后壳体 1 和 19 组成, 两者之间夹装有伺服气室膜片 20, 将伺服气室分成前、后两腔。前腔经真空单向阀 9 通向发动机进气歧管(即真空源), 外界空气经过滤环 11 和毛毡过滤环 14 滤清后进入伺服气室后腔。后腔膜片座 8 的毂筒中装有控制阀 6。控制阀由空气阀 10 和真空阀 9 组成, 其结构图部分放大后如图 21.26b 和 c 所示, 空气阀与控制阀推杆 12 固装在一起, 控制阀推杆借调整叉 13 与制动踏板机构连接。伺服气室膜片座 8 上有通道 A 和 B,

通道 A 用于连通伺服气室前腔和控制阀，通道 B 用于连通伺服气室后腔和控制阀。真空伺服气室工作时产生的推力，同踏板力一样，直接作用在制动主缸推杆 2 上。

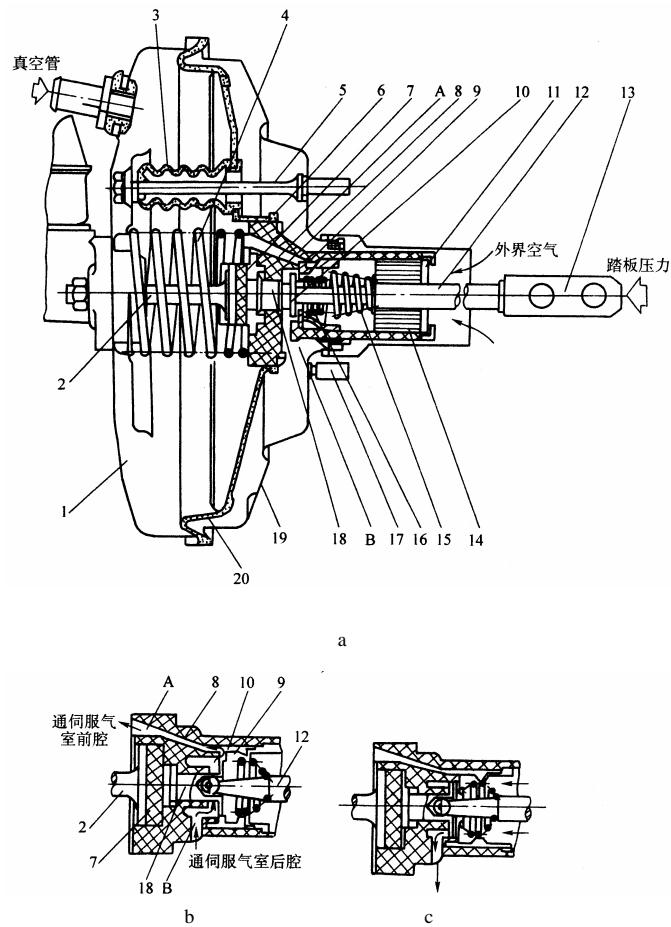


图 21.26 真空助力器

- 1—伺服气室前壳体 2—制动主缸推杆 3—导向螺栓密封套 4—膜片回位弹簧 5—导向螺栓 6—控制阀 7—橡胶反作用盘
8—伺服气室膜片座 9—真空阀 10—空气阀 11—过滤环 12—控制阀推杆 13—调整叉 14—毛毡过滤环
15—控制阀推杆弹簧 16—阀门弹簧 17—螺栓 18—控制阀柱塞 19—伺服气室后壳体 20—伺服气室膜片

真空助力器不工作时，空气阀 10 和控制阀推杆 12 在控制阀推杆弹簧 15 的作用下，离开橡胶反作用盘 7，处于右端极限位置，并使真空阀 9 离开膜片座 8 上的阀座，即真空阀处于开启状态。而真空阀又被阀门弹簧 16 压紧在空气阀上，即空气阀处于关闭状态。此时伺服气室的前后两腔相互连通，并与大气隔绝。在发动机工作时，前后两腔内都能产生一定的真空度。

制动时，踩下制动踏板，来自踏板机构的控制力推动控制阀推杆 12 和控制阀柱塞 18 向前移动，在消除柱塞与橡胶反作用盘 7 之间的间隙后，再继续推动制动主缸推杆 2，主缸内的制动液以一定压力流入制动轮缸，此力为制动踏板机构所给。与此同时，在阀门弹簧 16 的作用下，真空阀 9 也随之向前移动，直到压靠在膜片座的阀座上，从而使通道 A 和 B 隔绝，即伺服气室的前腔和后腔隔绝，进而空气阀离开真空阀而开启，空气经过滤环

11、毛毡过滤环 14、空气阀的开口和通道 B 充入伺服气室后腔。随着空气的充入,在伺服气室膜片 20 的两侧出现压力差而产生推力,此推力通过膜片座 8、橡胶反作用盘 7 推动制动主缸推杆 2 向前移动,此力为压力差所给。此时,制动主缸推杆上的作用力为踏板力和伺服气室反作用盘推力的总和,使制动主缸输出的压力成倍增长。

解除制动时,控制阀推杆弹簧 15 使控制阀推杆和空气阀向右移动,真空阀离开膜片座上的阀座而开启。伺服气室的前后两腔相通,且均为真空状态。膜片座和膜片在膜片回位弹簧的作用下回位,制动主缸解除制动作用。

若真空助力器失效或真空管路无真空度时,控制阀推杆将通过空气阀直接推动膜片座和制动主缸推杆移动,使制动主缸产生制动压力,但作用在踏板上的力要增大。

4. 真空增压器(vacuum intensifier)

真空增压器装在制动主缸之后,利用真空度对制动主缸输出的制动液进行增压,其控制装置是利用制动踏板机构通过主缸输出的液压间接操纵的。如图 21.27 所示为南京跃进 NJ1061A 型汽车的真空增压式液压制动系统示意图。该系统是在人力液压制动系统的基础上,加装一套由供能装置(发动机进气管 12、真空单向阀 11、真空罐 10)、控制装置(控制阀 6)、传动装置(伺服气室 8、辅助缸 5)等组成的真空增压系统。

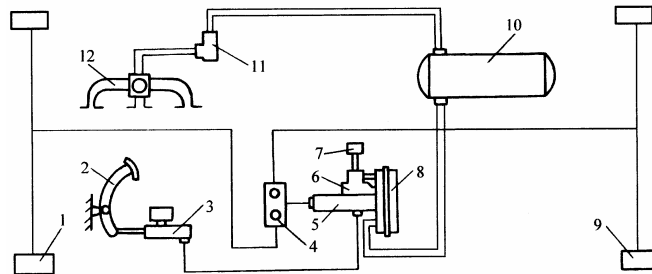


图 21.27 NJ1061A 型汽车真空增压式液压制动系统

1—前制动轮缸 2—制动踏板机构 3—制动主缸 4—安全缸 5—辅助缸 6—控制阀 7—进气滤清器
8—真空伺服气室 9—后制动轮缸 10—真空罐 11—单向阀 12—发动机进气管

真空增压器主要由真空伺服气室、控制阀和辅助缸三部分组成,如图 21.28 所示。伺服气室膜片 19 将伺服气室分成左、右两腔。左腔 C 经伺服气室前壳体 17 端面接头(图中已剖去)通过真空管与真空罐相连接,且经由辅助缸 10 中的孔道与控制阀下腔 B 相通。右腔 D 则经通气管 16 与控制阀上腔 A 相通。伺服气室膜片中央经膜片托盘 21 等与推杆 14 紧固在一起。在控制阀中,空气阀 1 和真空阀 3 组成阀门组件,空气阀座在控制阀体上,真空阀座在膜片座上。控制阀活塞 6 与膜片座连成一体,可在控制阀缸中上下移动。辅助缸 10 的内腔被辅助缸活塞 7 分成两部分,左腔通过出油接头 9 通向前、后轮制动轮缸或安全缸,右腔经进油接头 13 与制动主缸相通。

真空增压器不工作时,伺服气室膜片回位弹簧 20 使膜片处于图示最右端位置。在阀门弹簧 2 和控制阀膜片回位弹簧 4 的作用下,空气阀 1 关闭,增压器与大气隔绝;真空阀 3 则开启,使 A、B、C、D 腔相互连通并具有相同的真空度。辅助缸活塞回位弹簧 8 将辅助缸活塞推靠在活塞限位座 12 上。

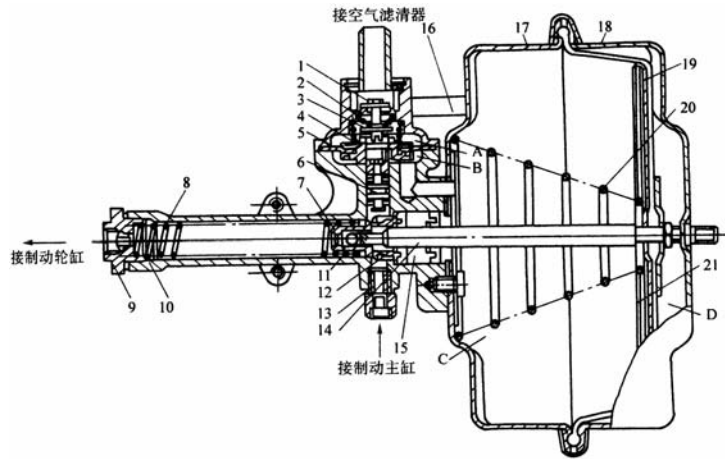


图 21.28 真空增压器

1—空气阀 2—阀门弹簧 3—真空阀 4—控制阀膜片回位弹簧 5—控制阀膜片 6—控制阀活塞 7—辅助缸活塞 8—辅助缸活塞回位弹簧 9—辅助缸出油接头 10—辅助缸 11—球阀 12—活塞限位座 13—辅助缸进油接头 14—推杆 15—密封圈座 16—通气管 17—伺服气室前壳体 18—伺服气室后壳体 19—伺服气室膜片 20—伺服气室膜片回位弹簧 21—膜片托盘

制动时，踩下制动踏板，制动液从制动主缸流入辅助缸，开始时球阀 11 处于开启状态，所以制动也可由辅助缸活塞上的孔进入前后各制动轮缸。此时，轮缸压力等于主缸压力。与此同时，输入到辅助缸的制动液还作用在控制阀活塞 6 上，推动膜片座上移，使真空阀 3 的开度逐渐减小直至关闭，使控制阀上腔 A 和下腔 B 隔绝，然后将空气阀 1 打开。于是空气并经空气滤清器流入控制阀上腔 A 和伺服气室右腔 D (如图 21.29a 所示)，使其中的压力升高，降低了真空度；而此时控制阀下腔 A 和伺服气室左腔 C 中的真空度则保持不变。在 C、D 两腔压力差的作用下，伺服气室膜片 19 带动推杆 14 向左移动，使球阀抵靠在辅助缸活塞的阀座上而关闭，并使制动主缸与辅助缸左腔相隔绝。此时，从制动主缸传来的液压作用力和推杆传来的推力都作用在辅助缸活塞上。因此辅助缸左腔和各制动轮缸的高于制动主缸的压力，这样就起到了增压作用。随着 A、D 两腔中真空度的降低，控制阀的膜片及阀门组件逐渐下移。A、D 两腔中真空度降低到一定数值时，空气阀关闭而使真空度保持在某一稳定值。该稳定值的大小取决于制动主缸的压力，而制动主缸压力又取决于踏板力和踏板行程。所以，此时驾驶员作用在踏板上的力将对制动强度起决定作用。

当放松制动踏板时，制动踏板回升一定距离，制动主缸压力下降，制动阀平衡状态被破坏，控制阀活塞 6 及膜片座 4 下移，真空阀开启，于是 A、D 两腔的压力降低，D、C 两腔的压力差有所减少，辅助缸输出压力也就保持在较低值，增压作用降低，从而使制动强度减弱。当制动踏板完全放松时，所用运动件在各自回位弹簧的作用下回复原位 (如图 21.29b 所示，相关图注与图 21.28 中的相应序号同)，A、B 和 C、D 四腔又都具有一定的真空度，为下次制动做好准备。

若真空增压器失效或管路漏气而无真空度时，辅助缸中的球阀将保持开启，使制动主缸与制动轮缸之间的油路畅通。整个系统还可以同人力液压制动系统一样工作，只是所需踏板力要大一些。

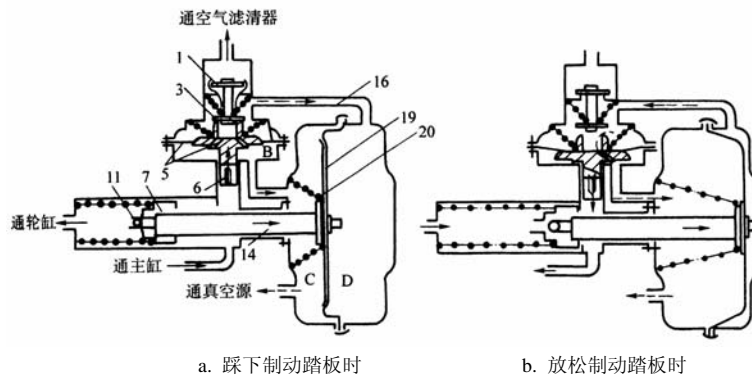


图 21.29 真空增压器工作原理示意图

21.4 气压制动系统

气压制动系统是发展最早的一种动力制动系统。气压制动系统的制动能源是空压机产生的压缩空气；而驾驶员肌体仅作为控制能源。气压制动系统的供能装置和传能装置都是气压式的，其控制装置大多由踏板机构和制动阀等元件组成，也有的在踏板机构和制动阀之间串联液压式操纵传动装置。驾驶员通过控制踏板的行程，调整气体压力的大小而获得不同制动强度的制动力。

气压制动系统踏板行程较短，操纵轻便，制动力较大，结构复杂，制动不如液压式柔和，在中、重型汽车上得到广泛应用。汽车制动系统在汽车上的布置如图 21.30 所示。

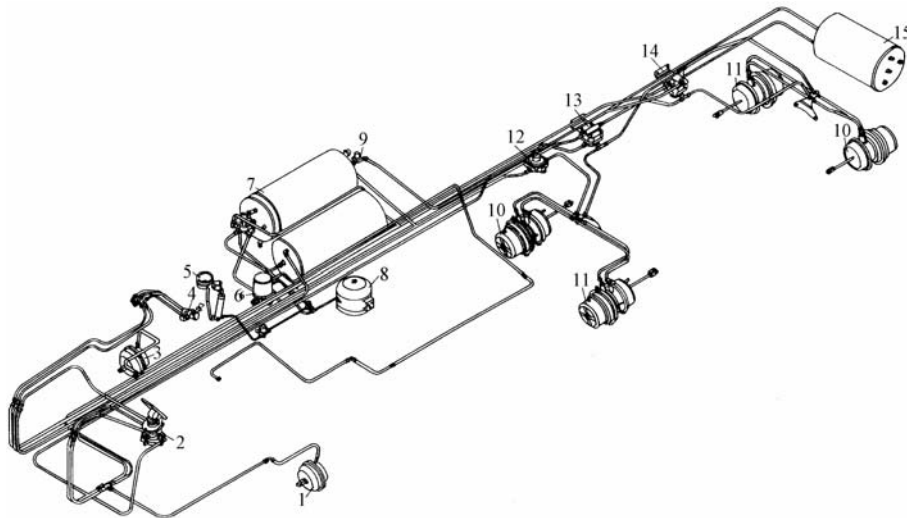


图 21.30 CA1192 型汽车气压制动系的布置示意图

- 1—前左制动气室总成 2—直踏式制动阀总成 3—前右制动气室总成 4—手动阀总成 5—排气制动阀总成 6—再生储气筒
7—储气筒总成 8—空气干燥器总成 9—气压保护阀总成 10—中右、后左弹簧制动缸总成 11—中左、后右弹簧制动缸总成
12—中桥继动阀及管接头总成 13—手继动阀及管接头总成 14—后桥继动阀及管接头总成 15—后桥制动储气筒

21.4.1 气压制动系统的制动回路

气压制动系统的制动回路和液压制动系统一样，一般采用双回路。

如图 21.31 所示为东风 EQ1090E 型汽车的双回路气压制动系统示意图。空气压缩机 1 由发动机驱动产生压缩空气，压缩空气先通过湿储气筒单向阀 4 流入湿储气筒 6 进行冷却和油水分离，再分别经两个主储气筒单向阀 4 分别进入主储气筒 14 和 17，分成两个回路：一个回路经主储气筒 14、并列双腔制动阀 3 的后腔通向前制动气室 2；另一个回路经主储气筒 17、并列双腔制动阀 3 的前腔和快放阀 13 通向后制动气室 10。

制动时，踩下制动踏板，制动阀打开主储气筒与制动气室之间的通道，来自主储气筒 14 的压缩空气经过制动阀进入前制动气室 2，前轮制动器开始制动；来自主储气筒 17 的压缩空气经过制动阀进入后制动气室 10，后轮制动器开始制动。制动阀的前后腔输出压缩空气也都通入梭阀 8，梭阀则只让压力较高一腔的压缩空气输入到挂车制动阀 9，以使挂车产生制动。

解除制动时，放松制动踏板，制动阀重新关闭主储气筒与制动气室之间的通道，同时开启了制动气室与大气的通道，制动气室的压缩空气通过制动阀泄入到大气中，制动作用消失。

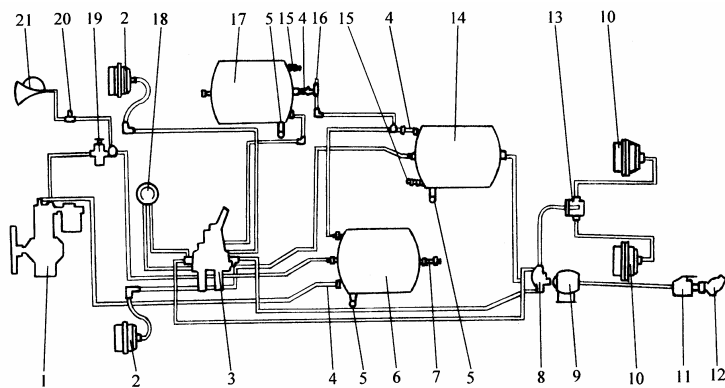


图 21.31 东风 EQ1090E 型汽车的双回路气压制动系统示意图

- 1—空压机 2—前制动气室 3—并列双腔制动阀 4—储气筒单向阀 5—放水阀 6—湿储气筒 7—溢流阀
8—梭阀 9—挂车制动阀 10—后制动气室 11—挂车分离开关 12—连接头 13—快放阀 14—主储气筒(供前制动器)
15—低压报警器 16—取气阀 17—主储气筒(供后制动器) 18—双针气压表 19—气压调节阀 20—气喇叭开关
21—气喇叭 22—前活塞皮碗 23—前缸弹簧 24—回油阀 A—后腔 B—前腔

21.4.2 气压制动系统的供能装置

气压制动系统的供能装置包括空压机、储气筒、调压阀、安全阀、进排气滤清器、管道滤清器、油水分离器、空气干燥器、防冻器及多回路压力保护阀等。

1. 空压机(air compressor)

空压机的作用是产生压缩空气。空压机大多采用空气冷却活塞式，具有与发动机类似的曲柄连杆机构，通常由发动机通过传动带或齿轮来驱动。空压机按缸数可分为单缸和双缸两种。

如图 21.32 所示为东风 EQ1090E 型汽车风冷单缸空压机的结构示意图。空压机固定在发动机一侧的支架上,由曲轴带轮通过分扇带轮和 V 形带驱动。进气口 A 经气管通向空气滤清器,出气口 B 经气管通向湿储气筒。

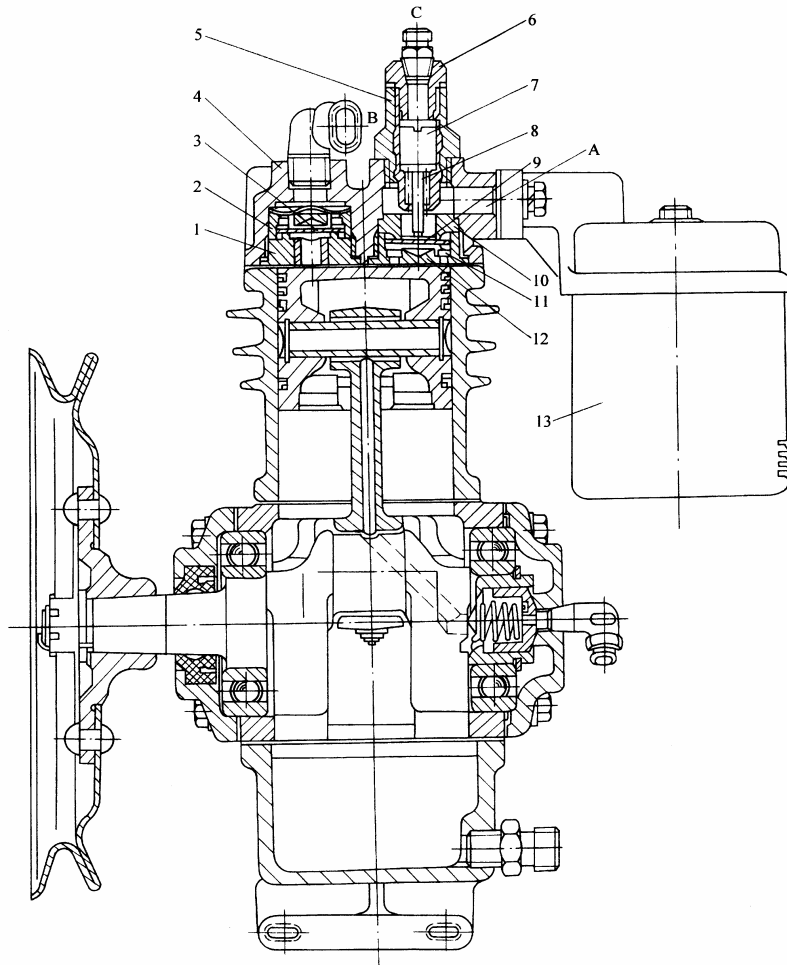


图 21.32 东风 EQ1090E 型汽车风冷单缸空压机

- 1—排气阀座 2—排气阀导向座 3—出气阀 4—汽缸盖 5—卸荷装置壳体 6—定位塞
7—卸荷柱塞 8—柱塞弹簧 9—进气阀 10—进气阀座 11—进气阀弹簧 12—进气阀导向座
13—进气滤清器 A—进气口 B—排气口 C—调压阀控制压力输入口

空压机的工作原理如图 21.33 所示。发动机运转时,空压机随之运转。当活塞 1 下行时,活塞上腔容积增大,产生真空吸力,进气阀 6 开启,外部空气经空气滤清器、进气阀进入汽缸;活塞上行时,活塞上腔容积减少,进入汽缸的空气被压缩,汽缸压力升高,进气阀关闭,当汽缸压力上升到足够大时顶开排气阀 2,压缩空气经排气口 B 和气管送到湿储气筒;当储气筒内的气压达到规定值后(0.7~0.81MPa),调压器接通储气筒与卸荷阀之间的气路,压缩空气进入卸荷柱塞 3 的上腔,卸荷柱塞顶开进气阀,空压机汽缸与大气相通,不再压缩空气,卸掉活塞上的载荷,空压机运行阻力显著下降,从而减少发动机的功率损失。

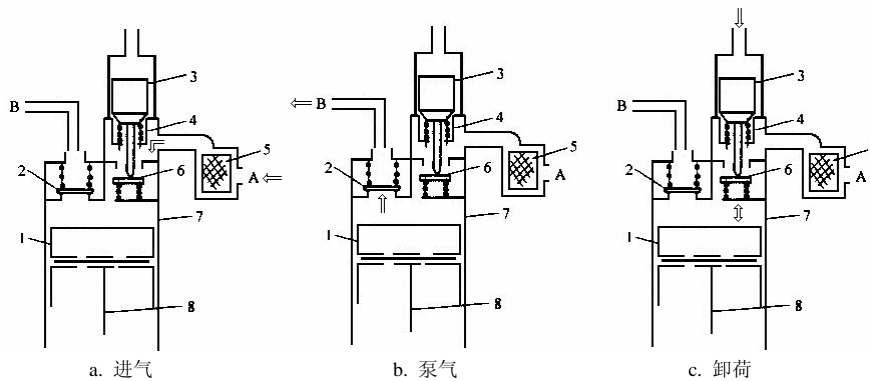


图 21.33 空压机工作原理示意图

1—活塞 2—排气阀 3—卸荷柱塞 4—柱塞弹簧 5—空气滤清器
6—进气阀 7—缸体 8—连杆 A—进气口 B—排气口

2. 调压阀(pressure governor)

调压阀的作用是调节供气管路中压缩空气的压力，使之保持在规定的压力范围内，且在过载时实现空压机的卸荷空转，以减少发动机的功率损失。

调压阀在回路中的连接方法有两种：

(1) 调压阀与空压机和储气筒并联。当系统的空气压力达到规定值时，调压阀使空压机的进气阀开启，卸荷空转。

(2) 调压阀串联在空压机和储气筒之间。当系统的空气压力达到规定值时，调压阀将多余的压缩空气直接排入大气，空压机卸荷空转。

如图 21.34 所示为东风 EQ1090E 型汽车的膜片式调压阀。该调压阀与储气筒并联，由膜片组、阀门组、调压弹簧及壳体等组成。膜片的外缘被夹于盖 1 和壳体 10 之间，构成膜片上、下两腔。膜片上腔经上盖上的小孔 B 与大气相通，而下腔经滤芯通过管接头 9 与湿储气筒相通。

调压阀的工作原理如图 21.35 所示，分为正常供气和卸荷空转两种工作情况。

当调压阀膜片 4 下腔的气体压力小时，空心管 5 下端靠紧排气阀 6，并使排气阀门打开，接湿储气筒的气道 A 至接空压机卸荷柱塞上腔的气体通道 B 被切断，而通道 B 通过开启的排气阀与大气相通。此时空压机正常向储气筒供气(见图 21.35a)。当湿储气筒压力升高到 $0.70 \sim 0.74 \text{ MPa}$ 时，调压阀膜片下腔气压作用力足以克服调压弹簧 3 预紧力而推动膜片向上拱曲，调压阀的排气阀门关闭，关闭了卸荷柱塞上腔与大气的通道。空心管上移后，空心管下端离开排气阀门，排气阀上端面出现间隙，这样卸荷柱塞上腔与湿储气筒之间的通道 A、B 被接通(如图 21.35b)。湿储气筒内的压缩空气进入卸荷柱塞上腔，卸荷柱塞在气压作用下下移，使汽缸与大气相通，空压机卸荷空转，不再产生压缩空气，湿储气筒内的气体压力也不再升高。

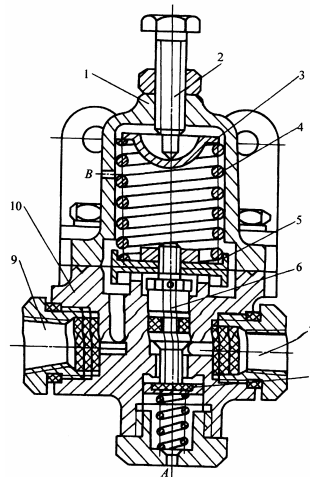


图 21.34 东风 EQ1090E 型汽车调压阀

1—上盖 2—调压螺钉 3—弹簧座 4—调压弹簧
5—膜片 6—空心管 7—接卸荷阀管接头 8—排气阀
9—接储气管接头 10—壳体 A、B—通气孔

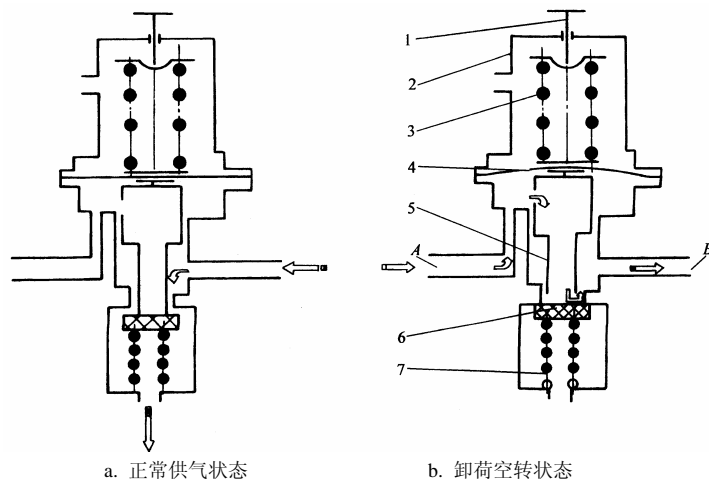


图 21.35 调压阀工作原理示意图

1—调压螺钉 2—盖 3—调压弹簧 4—膜片 5—空心管 6—排气阀
7—排气阀弹簧 A—接湿储气筒 B—接卸荷阀控制气室

调压阀的气压调节可通过旋转其盖上的调压螺钉 1(图 21.35)进行调整。当螺钉旋入时, 气压升高, 反之气压降低。

3. 安全阀(Safety valve)

如图 21.36 所示为 EQ1090E 型汽车装于湿储气筒上的安全阀, 它由阀座 1、钢球 3、弹簧座、弹簧 4、锁紧螺母 5 和调整螺钉 6 等组成。当湿储气筒内的气压作用力超过安全阀弹簧的预紧张力时, 压缩空气顶开钢球, 气体由排气孔 B 排出, 储气筒内的气压下降。旋转调整螺钉, 改变弹簧的预紧力, 就可改变安全阀起作用的气压。

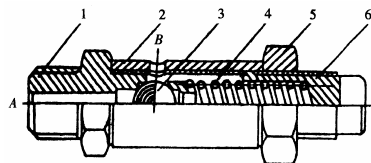


图 21.36 东风 EQ1090E 型汽车安全阀

1—阀座 2—外壳 3—钢球 4—弹簧
5—锁紧螺母 6—调整螺钉 A—接储气筒 B—通大气

21.4.3 气压制动系统的控制装置

气压制动系统的控制装置包括制动阀、快放阀、继动阀与梭阀等。

1. 制动阀(brake valve)

制动阀是气压行车制动系统的主要控制元件, 它的作用是控制储气筒进入各个车轮制动气室和挂车制动阀的压缩空气量, 用以保证随动作用以及足够强的踏板感, 控制汽车是否制动以及制动的强度。制动阀输出压力的变化在一定范围内是渐进的, 可以直接输入作为传能装置的制动气室, 也可以作为控制信号输入另一控制元件(如继动阀)。

制动阀的结构形式有单腔式(已淘汰)、双腔式和三腔式等。制动阀按操纵方式可分为脚控式和手控式, 前者多用于行车制动系统, 后者多用于应急制动系统、驻车制动系统和辅助制动系统。

如图 21.37 所示为东风 EQ1090E 型汽车采用的脚控并列双腔膜片式制动阀, 它主要由拉臂、上体、下体、平衡弹簧总成、滞后机构总成等组成。拉臂 1 用拉臂轴 28 支承在上体的

支架上,并可绕拉臂轴摆动。支架上装有限位螺钉用以调整最大工作气压。拉臂上还装有锁紧螺母 26 和调整螺钉 27 用以调整踏板自由行程。上体内装有的平衡弹簧总成(2、3、5)可上下移动。推杆 8 装入壳体中央压装衬套的孔内,能轴向移动,其上端与平衡弹簧座相抵,下端伸入平衡臂杠杆孔内。平衡臂杠杆两端压靠在两腔膜片挺杆总成上。下体下部孔中安装有两个阀门,两侧共有四个接头孔,下方两个为进气孔 A_1 和 A_2 , 上方为两个排气孔 B_1 和 B_2 。

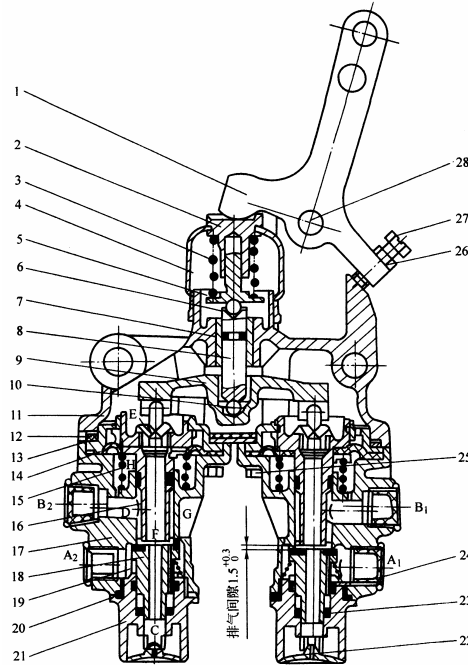


图 21.37 东风 EQ1090E 型汽车并列双腔膜片式制动阀

- 1—拉臂 2—平衡弹簧上座 3—平衡弹簧 4—防尘罩 5—平衡弹簧下座 6、10—钢球 7、12、23、24—密封圈
8—推杆 9—平衡臂 11—上体 13—钢垫 14—膜片 15—膜片回位弹簧 16—芯管 17—下体 18—阀 19—阀门回位弹簧
20—密封垫 21—阀门导向座 22—防尘垫片 25—防尘堵塞 26—锁紧螺母 27—调整螺钉 28—拉臂轴
 A_1 —进气口(通前制动储气筒) A_2 —进气口(通后制动储气筒) B_1 —出气口(通前制动气室及挂车空气管)
 B_2 —出气口(通后制动气室) C—下部排气口 D—节流孔 E—上部排气口 F—排气阀座 G—进气阀座

该制动阀的工作过程如下:

(1) 制动过程: 驾驶员踩下制动踏板, 通过拉杆使拉臂 1 绕拉臂轴 28 转动, 将平衡弹簧上座下压, 并经平衡弹簧 3、平衡弹簧下座 5、钢球 6、推杆 8、钢球 10, 使平衡臂 9 下移, 推动两腔内膜片挺杆总成下移, 消除间隙后, 先将排气阀座 F 关闭, 再打开进气阀座 G。此时, 储气筒内的压缩空气经进气阀座 G 充入制动气室, 推动制动气室膜片, 使制动凸轮转动以实现制动。

(2) 平衡过程: 当驾驶员感到制动强度不足时, 可继续踩下制动踏板到某一位置, 则制动气室进气量增多, 气压升高。当气压升高到一定值时, 进、排气阀座又同时关闭, 储气筒便停止对制动气室输送压缩空气, 制动阀又处于新的平衡状态, 汽车便保持一定的制动强度。

(3) 解除制动: 驾驶员放松制动踏板, 拉臂在回位弹簧的作用下回位, 平衡弹簧座上端面的压力消除, 推杆、平衡臂、膜片总成均在回位弹簧及平衡腔内压缩空气的作用下向

上移动, 排气口 E 被打开, 制动气室及制动管路的压缩空气便经排气口, 穿过挺杆内孔通道, 从上体排气口 B_1 和 B_2 排入大气, 制动蹄在回位弹簧作用下回位, 摩擦片与制动鼓逐渐分离, 制动解除。若制动踏板只放松到某一位置不动, 在平衡弹簧 3 的作用下, 阀 18 又将进气阀座 G 和排气阀座 F 同时关闭, 制动阀又处于新的平衡状态, 制动强度下降, 但仍保持一定的制动作用。当制动踏板完全放松时, 制动作用才彻底解除。

当汽车处于行驶状态时, 排气阀座 F 敞开, 制动气室内无压缩空气, 制动系统不起作用。

当汽车双回路气压制动系统的某一制动管路漏气时, 另一条制动管路仍能起制动作用, 在此不再赘述其工作过程。

2. 快放阀(quick release valve)

对轴距较长的汽车, 制动阀离制动气室较远, 如果制动气室都要经过制动阀来充气或放气, 将导致制动和解除制动的滞后时间过长, 不利于汽车的及时制动和制动后的及时加速, 因此这些汽车在制动阀到制动气室的管路上接近制动气室处串联装有快放阀。

如图 21.38 所示为东风 EQ1090E 型汽车的膜片式快放阀的结构示意图。上、下壳体 1、5 用螺钉 2 连成一体, 并用密封垫 3 密封。上壳体通过接头 A 与制动阀连接, 下壳体通过接头 B、D 分别与后桥左、右制动气室连接, 下壳体中部的孔 C 与大气相通。

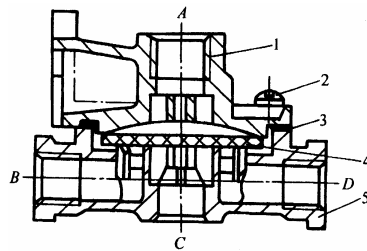


图 21.38 东风 EQ1090E 型汽车快放阀

1—上壳体 2—螺钉 3—密封垫 4—膜片 5—下壳体 A—接制动阀 B—接后桥左轮制动气室 C—通大气 D—接后桥右轮制动气室

快放阀的工作原理如图 21.39 所示。不制动时, 膜片成平直状态。由于膜片在径向和轴向与壳体之间都有一定的间隙, 快放阀不密封任何一条管路, 后桥制动气室与制动阀均可通过快放阀通向大气。

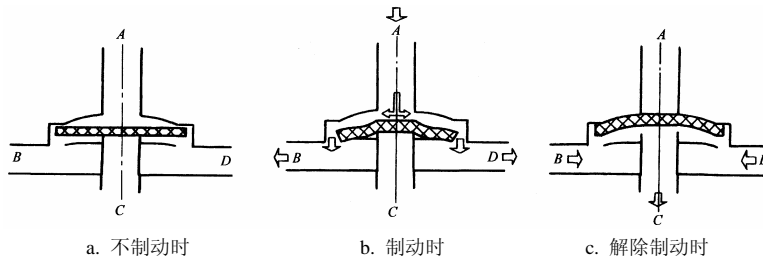


图 21.39 快放阀工作原理示意图

制动时, 从控制阀来的压缩空气通过 A 口进入快放阀, 推动膜片, 将通大气孔 C 堵住。气体压力使膜片发生弹性形变, 膜片边缘下弯, 打开了 A-B、A-D 之间的通道, 压缩空气经 B、D 分别进入后桥左、右制动气室, 后轮车轮制动器开始制动, 此时的快放阀相当于一个三通阀。

解除制动时, 制动阀至快放阀管路内的压缩空气从制动阀排气孔排到大气中, 膜片上腔气体压力消失。制动气室的压缩空气回流, 从快放阀 B、D 口进入, 膜片在下腔气体压力作用下迅速上移, 关闭进气口 A, 压缩空气从排气口 C 排入大气。这样后桥制动气室的压缩空气直接通过快放阀短路排出, 缩短了排气时间, 与前桥制动气室同步解除制动。

21.4.4 气压制动系统的传能装置

气压制动系统的传能装置主要是制动气室(brake chamber),它的作用是将输入的压缩空气压力转变为转动制动凸轮的机械推力,使车轮制动器产生制动力矩。

制动气室有膜片式和活塞式两种。膜片式制动气室结构简单,但膜片的行程较小,寿命短,制动间隙稍有变化就需及时调整。活塞式制动气室则没有这些问题,多用于重型车辆。

如图 21.40 所示为东风 EQ1090E 型汽车的膜片式制动气室(diaphragm brake chamber),它主要由盖 2、橡胶膜片 3、壳体 6、推杆 8 及回位弹簧 5 等组成。制动器壳体 6 和盖 2 是用钢板冲压制成的,夹布橡胶膜片的周缘用卡箍 10 夹紧在壳体和盖的凸缘之间。膜片将整个制动气室分隔成两个相互完全隔绝的气室。膜片和盖之间的气室通过进气口 1 与制动阀连接,膜片和壳体之间的气室通大气。弹簧通过焊接在推杆上的支承盘 4 推动膜片紧靠在盖的极限位置。推杆 8 的外端通过螺纹与连接叉 9 连接,连接叉通过销子与制动调整臂连接。

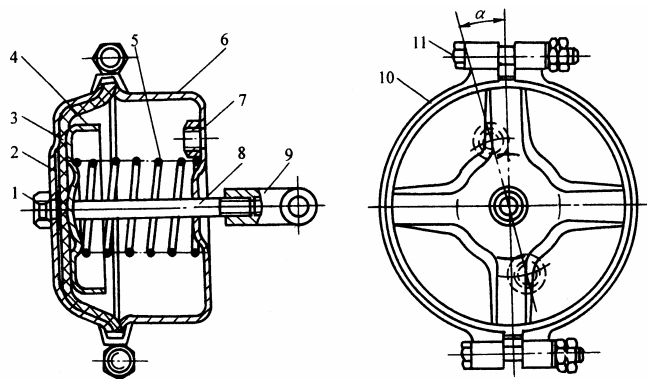


图 21.40 东风 EQ1090E 型汽车制动气室

1—进气口 2—盖 3—膜片 4—支承盘 5—弹簧 6—壳体
7—固定螺钉孔 8—推杆 9—连接叉 10—卡箍 11—螺栓

不制动时,回位弹簧推动承压盘连同膜片左移与盖紧贴,整个制动气室用螺栓通过支架固定在车桥上。

制动时,压缩空气从进气口进入制动气室,膜片在气体压力作用下克服回位弹簧弹力而右移,通过承压盘推动推杆、连接叉右移,使制动调整臂绕凸轮轴转过一个角度,制动调整臂带动制动凸轮转动,凸轮使制动蹄张开,制动蹄压向制动鼓,从而产生制动。

解除制动时,制动气室中的压缩空气经制动阀或快放阀排入大气,膜片和承压盘连同推杆在回位弹簧的作用下左移,带动制动调整臂反向转动,制动凸轮回位,制动蹄在回位弹簧的作用下收拢,摩擦力矩消失,制动作用解除。

21.5 制动力调节装置

制动时,在车轮上作用一个制动力矩,路面对车轮作用一个向后的切向反作用力,也就是制动力。该制动力 F_B 受轮胎与路面间的附着力 F_ϕ 的限制,即:

$$F_B \leq F_\phi = G \cdot \phi$$

式中: G 为车轮对路面的垂直载荷; φ 为轮胎与路面间的附着系数。

制动力 F_B 一旦达到了附着力 F_φ 的数值, 车轮便完全停止旋转而被抱死, 只是沿路面做纯滑移, 汽车将失去抗侧滑能力。若前轮制动到抱死而后轮还在滚动时, 汽车会失去操纵性而无法转向; 若后轮制动到抱死而前轮还在滚动时, 汽车会侧滑而发生甩尾甚至掉头。无论是前轮还是后轮单独滑移, 都极易造成车祸, 尤其是后轮单独侧滑后果更为严重。所以制动时最好前、后轮都不要抱死, 并且首先避免后轮抱死。

欲使汽车既得到尽可能大的制动力, 又保持制动时的方向稳定性, 就必须将制动系统设计得能够将前、后轮制动到同步滑移。前后轮同步滑移的条件是: 前后轮制动力之比等于前后轮对路面垂直载荷之比, 即:

$$\frac{F_{B1}}{F_{B2}} = \frac{G_1 \varphi}{G_2 \varphi} = \frac{G_1}{G_2}$$

式中: F_{B1} 为前轮制动力; F_{B2} 为后轮制动力; G_1 为前轮对路面的垂直载荷; G_2 为后轮对路面的垂直载荷。

但是, 汽车在制动过程中, 作用于汽车重心上的向前惯性力试图使汽车俯倾, 因而造成前后轮垂直载荷增大而后轮垂直载荷减小, 即重心前移, 使得前后轮垂直载荷之比变大。因此要满足前后轮同步制动的条件, 汽车前后轮制动力之比, 也就是前后轮制动管路压力之比也应是变化的, 如图 21.41 中的曲线 1 和 2 所示。

过去大多数汽车的前后制动管路压力总是相等的, 如图 21.41 中的曲线 3 所示, 因而其前后轮制动力之比为定值, 这显然不能满足理想的制动要求。目前, 出于提高制动安全性的考虑, 愈来愈多的汽车制动系统中设置了各种制动力调节装置, 使前后轮制动管路压力的实际分配特性曲线在不同程度上接近于相应的理想分配特性曲线。在某些汽车上, 还装备了最佳的制动力调节装置—制动防抱死系统(Anti.lock Braking System, 简称 ABS), 使车轮在制动过程中始终保持边滚边滑的临界状态, 以充分利用轮胎与路面间的附着力。

汽车上传统的制动力调节装置主要有有限压阀、比例阀、感载阀和惯性阀等, 它们一般串联在后制动管路中, 但也有的是串联在前制动管路中。这些装置对制动力的调节一般是自动的和渐进的。

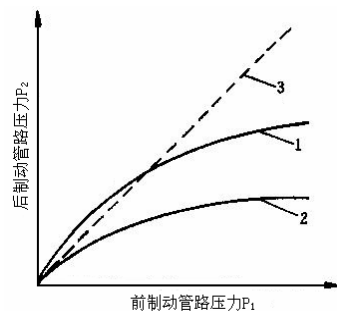


图 21.41 前后制动管路压力分配特性

1—满载时的理想特性 2—空载时的理想特性
3—无制动力调节装置时的实际特性

21.5.1 限压阀

限压阀是一种最简单的压力调节阀, 串联于液压或气压制动回路的后制动管路中。限压阀的作用是当前后制动管路压力 p_1 和 p_2 由零同步增长到一定值后, 自动将 p_2 限定在该值不变, 避免后轮抱死。

液压限压阀的构造如图 21.42a 所示。自进油口输入的控制压力是前制动管路压力(亦即制动主缸压力) p_1 , 从出油口输出的是后制动管路压力 p_2 。阀门 2 与活塞 3 连接成一体,

装入阀体 6 后, 弹簧 5 便受到一定的预紧力。在弹簧力的作用下, 阀门离开阀体上的阀座而抵靠着阀盖 1。阀门凸缘上开有若干个通油切口。当输入压力 p_1 较低时, 阀门 2 左端面推力 $p_1 a$ (a 为阀门左端有效面积), 阀门由端面受弹簧力 F , 此时由于 $F > p_1 a$, 阀门不动且一直保持开启, 因而 $p_2 = p_1$, 即限压阀尚未起限压作用。当踏板力增加, p_2 与 p_1 同步增长到一定值 p_s 时, 限压阀开始限压, 活塞左端压力超过右端弹簧的预紧力, 即 $p_s a > F$, 阀门向右移动, 使阀门关闭, 后轮轮缸与制动主缸隔绝。此后 p_1 再增长, p_2 也不随之增长而是保持定值 p_s 。限压点 p_s 仅取决于限压阀的结构, 而与汽车的轴载质量无关。

限压阀的静特性曲线如图 21.42b 中的直线 AB 。与不装任何制动力调节装置时的实际制动管路分配特性 OK 相比, 装用限压阀后的实际分配特性 OAB 更为接近理想分配特性曲线。装用限压阀的汽车在满载且 $p_1 = p_2 = p_s$ 时, 前后轮才有可能被制动到同步抱死; 否则无论 $p_1 < p_s$ 还是 $p_2 < p_s$ 时, 相应于同 p_1 值的 p_2 实际值均低于 p_2 理想值。因此, 在 $p_1 \neq p_2$ 的情况下制动, 不会出现后轮先抱死, 必然是前轮先抱死滑移, 这正符合制动稳定性的要求。

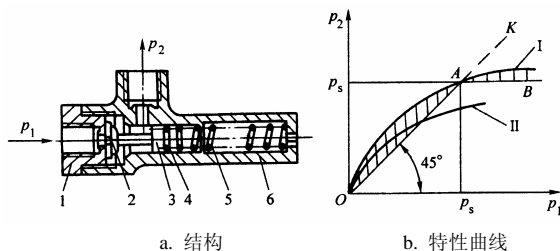


图 21.42 液压限压阀结构及其特性曲线

1—阀盖 2—阀门 3—活塞 4—活塞密封圈 5—弹簧 6—阀体
7—排气阀弹簧 I—满载理想特性曲线 II—空载理想特性曲线

限压阀用于重心高度与轴距的比值较大的轻型汽车上, 因为这种汽车在制动时, 后轮垂直载荷向前轮转移得较多, 即重心前移较多, 其理想的制动管路压力分配特性中段的斜率较小, 与限压阀特性曲线 AB 相近。

21.5.2 比例阀(P 阀)

重心高度与轴距的比值较小的中型以上汽车, 制动时重心前移较少, 其理想制动管路分配特性中段斜率较大。这种汽车如果装用限压阀, 虽然可以满足制动时前轮先滑移的要求, 但在紧急制动时后轮制动力将远小于后轮附着力, 不能满足制动力尽可能大的要求。为此, 在液压或气压制动系统的后制动管路中串联比例阀来解决这一问题。

比例阀(又称 P 阀)的作用是当前、后制动管路压力 p_1 与 p_2 同步增长到一定值 p_s 后, 自动对 p_2 的增长加以节制, 也就是使 p_2 的增量按一定比例小于 p_1 的增量。比例阀与限压阀的区别在于当制动管路压力达到 p_s 以后, 输入与输出的压力按一定比例增长, 使实际制动管路压力分配曲线更接近于理想曲线。由此可见, 比例阀比限压阀更能充分发挥后轮的制动力。

比例阀的结构如图 21.43a 所示, 一般采用两端承压面积不等的差径活塞结构。不工作时, 差径活塞 2 在弹簧 3 的作用下处于上极限位置。此时阀门 1 保持开启, 因而在输入控制压力 p_1 与输出压力 p_2 从零同步增长的初始阶段, $p_1 = p_2$ 。但是压力 p_1 的作用面积 A_1 小

于压力 p_2 的作用面积 A_2 , 故活塞上方液压作用力大于活塞下方液压作用力。在 p_1 、 p_2 同步增长过程中, 活塞上、下两端液压作用力之差超过弹簧 3 的预紧力时, 活塞便开始下移。当 p_1 和 p_2 增长到一定值 p_s 时, 活塞内腔中的阀座与阀门接触, 进油腔与出油腔即被隔绝, 此时比例阀处于平衡状态。

若进一步提高 p_1 , 则活塞将回升, 阀门又重新开启, 油液继续流入出油腔, 使 p_2 也升高, 但由于 $A_1 < A_2$, p_2 尚未增加到新的 p_1 值, 活塞又下降到平衡位置。在任一平衡状态下, 差径活塞的力平衡方程为:

$$p_2 A_2 = p_1 A_1 + F$$

即:

$$p_2 = \frac{A_1}{A_2} p_1 + \frac{F}{A_2}$$

式中 F 为平衡状态下的弹簧力。 F 愈大, p_2 愈大, 调节作用起始点的控制压力 p_s 就愈大。由于斜率 $A_1/A_2 < 1$, 所以 p_2 的增量小于 p_1 的增量。如图 21.43b 中所示的折线 OAB 为装用比例阀后的实际制动管路压力分配特性, 它更接近于理想分配曲线。

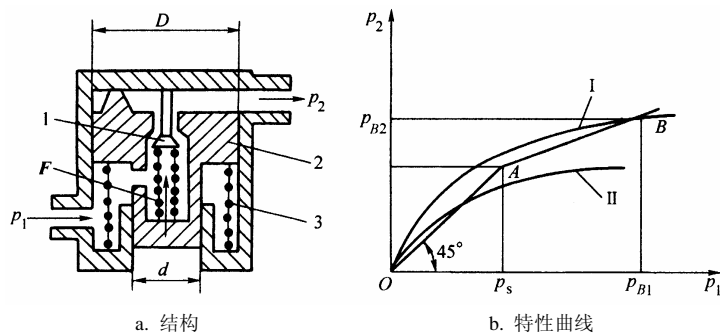


图 21.43 比例阀结构及其特性曲线

1—阀门 2—活塞 3—弹簧 I—满载理想特性曲线 II—空载理想特性曲线

21.5.3 感载阀

有些汽车(特别是中、重型货车)在实际装载质量不同时, 其总重力和重心位置变化较大, 因而满载和空载下的理想促动管路压力分配特性曲线差距也较大。一般在非满载、总质量较小时, 理想曲线要下移。此时, 采用一般的比例阀就不能适应载荷变化对制动力分配作相应变化的要求, 故有必要采用其特性随汽车实际装载质量而变化的感载阀。

液压制动系统用的感载阀有感载限压阀和感载比例阀两种, 其特性如图 21.44 所示。满载时, 感载阀特性曲线为 OA_1B_1 。而在空载时, 感载阀的调节作用起始点自动改变为 A_2 , 使特性曲线变成 OA_2B_2 , 但两特性曲线的斜率还是相等的。这种变化是渐进的, 即在实际装载质量为任一值时, 都有一条与之相应的特性曲线。调节作用起始点的控制压力 p_s 取决于限压阀或比例阀的活塞弹簧预紧力。因此只要使活塞弹簧预紧力随汽车装载质量而变化, 便能实现感载调节。由于感载比例阀的工作特性优于感载限压阀, 所以应用较广。

1. 感载比例阀(loading sensing pressure proportioning valve)

如图 21.45 所示为一种液压感载比例阀的结构及特性曲线。阀体 3 安装在车身上, 活

塞 4 右端的空腔内有阀门 2。杠杆 5 的一端由感载拉力弹簧 6 与后悬架连接, 另一端压在活塞 4 上。

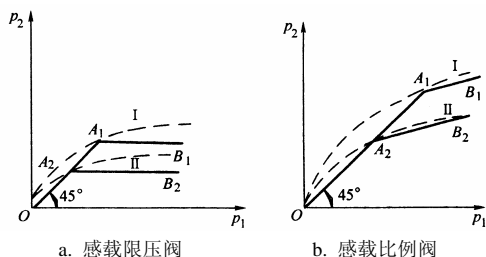


图 21.44 液压感载阀特性曲线

I—满载理想特性曲线 II—空载理想特性曲线

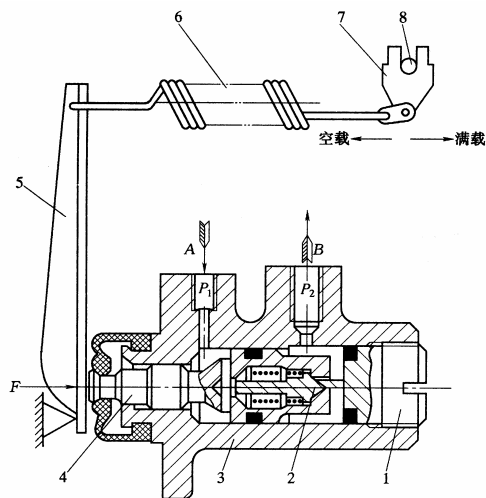


图 21.45 液压感载比例阀

1—螺塞 2—阀门 3—阀体 4—活塞 5—杠杆
6—拉力弹簧 7—摇臂 8—后悬架横向稳定杆

不制动时, 活塞在感载拉力弹簧通过杠杆施加的推力 F 的作用下处于右端极限位置。阀门右端杆部顶触螺塞 1 而处于开启状态。

制动时, 来自制动主缸油压为 p_1 的制动液从进油孔 A 进入, 并通过阀门从出油口 B 输出到后制动管路, 此时的输出压力 $p_2 = p_1$, 由于活塞右端承压面积大于左端承压面积, 活塞不断向左移动, 最后将阀门关闭达到某一平衡状态。此后 p_2 的增量将小于 p_1 的增量。

这种感载比例阀的特点是作用于活塞上的轴向力 F 是可变的。当汽车装载质量增加时, 后悬架载荷也增加, 因而后轮向车身移近, 后悬架横向稳定杆便带动摇臂转过一定角度, 将感载拉力弹簧进一步拉伸。这样作用于活塞上的推力 F 便增大。反之汽车装载质量减少时, 推力 F 也减少。

2. 感载限压阀 (loading sensing pressure limiting valve)

如图 21.46 所示为一种液压感载限压阀, 其推力 F 与弹簧压缩量有关, 从而与推杆行程有关, 并可由感载控制机构控制。通过感载控制机构向感载阀输入的控制信号, 一般是有关悬架的变形量。

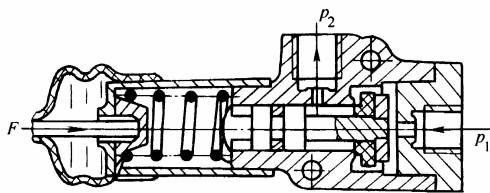


图 21.46 液压感载限压阀结构

21.5.4 惯性阀 (G 阀)

惯性阀 (又称 G 阀) 是一种用于液压制动系统的制动力调节装置, 它的作用是根据汽车制动时作用在重心上的惯性力自动调节制动力在前、后轮上的分配。

惯性阀的特性曲线与感载阀相似,但其调节作用起始点的控制压力 p_s 取决于汽车制动时作用在汽车重心上的惯性力,也就是说 p_s 不仅与汽车实际装载质量有关,也与汽车制动减速度有关。

惯性阀分为惯性限压阀和惯性比例阀两类。

1. 惯性限压阀(inertia pressure limiting valve)

惯性限压阀的结构如图 21.47 所示。惯性限压阀内有一个惯性球 2,惯性球起作用时其支承面相对于水平面的仰角 θ 必须大于零。汽车在水平路面上时, θ 应为 $10^\circ \sim 13^\circ$ 。通常惯性球在其本身重力作用下处于下极限位置,并将阀门 4 推到与阀盖 5 接触,使得阀门与阀座 3 之间保持一定的间隙。此时进油口 A 与出油口 B 连通。

在水平路面上施行制动时,来自制动主缸的制动液由进油口 A 输入惯性球,再从出油口 B 进入后制动管路,输出压力 p_2 即等于输入压力 p_1 。当路面对车轮的制动力使汽车产生减速度时,惯性球也具有相同的减速度。当控制压力 p_1 较低、减速度较小时,惯性球向前的惯性力沿支承面的分力不足以平衡球的重力沿支承面的分力,阀门便仍然保持开启, p_2 也依然等于 p_1 。当 p_1 增长到某一定值 p_s 时,制动力和减速度增大到足以实现 p_1 和 p_2 两力平衡,阀门弹簧便通过阀门将球推向前上方,使阀门得以压靠阀座,切断制动液流动通道。此后 p_1 继续增长,前轮制动力以及汽车总制动力继续增长时,球的惯性力使球滚到前上极限位置不动,阀门对阀座的压紧力也因 p_1 的增长而增加,阀门牢牢关闭,故 p_2 保持 p_s 值不变。

汽车在上坡路上制动时,由于支承面仰角 θ 增大,惯性球重力沿支承面的分力也增大,使得惯性阀开始起作用所需的控制压力 p_s 更高,即所限定的输出压力 p_2 更高,这正与汽车上坡时后轮附着力增加相适应。相反,在下坡路上制动时,后轮附着力减小,惯性阀所限定的 p_2 也正好相应地降低。

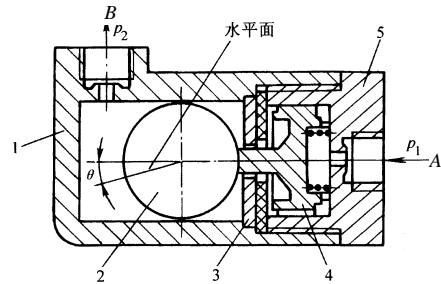


图 21.47 惯性限压阀结构示意图

1—阀门 2—惯性球 3—阀座 4—阀门
5—阀盖 A—进油口 B—出油口

2. 惯性比例阀(inertia pressure proportioning valve)

惯性比例阀的结构如图 21.48 所示。惯性比例阀的阀座 8 位于惯性球 7 的前方,惯性球兼起阀门作用。阀体上部有两个同心但直径不等的油腔 E 和 G, E 腔与出油口 B 连通,而 G 腔通过油道 H 与进油口 A 连通。E 腔中直径较大的第一活塞 2 与 G 腔中直径较小的第二活塞 4 组成差径活塞组。

在输入压力 p_1 和输出压力 p_2 同步增长的初始阶段,惯性球保持在后极限位置不动,进油口 A 与出油道 C、D 相通,因而 $p_2 = p_1$ 。此时差径活塞组两端的液压作用力不等,其差值由弹簧 3 承受。当该力超过弹簧预紧力时,差径活塞组便进一步压缩弹簧 3 而右移。当 p_1 、 p_2 同步增长到某一定值 p_s 时,惯性球沿倾斜角为 θ 的支承面向上滚到压靠阀座 8 时,油腔 E 和 G 便互相隔绝,差径活塞组停止右移。此后,继续增长的输入压力 p_1 对第二活塞 4 的作用力 N_1 与弹簧力 F 之和作用于第一活塞 2 上,使 E 腔压力 p_2 也随之增长。在惯性比例阀起作用之后,输出压力 p_2 的增量小于输入压力 p_1 的增量。

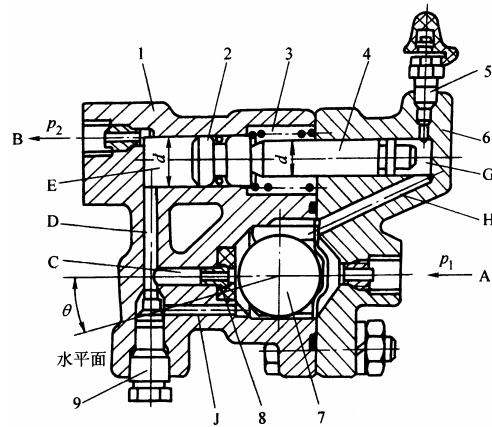


图 21.48 惯性比例阀结构示意图

1—前阀体 2—第一活塞 3—弹簧 4—第二活塞门 5—放气阀 6—阀体 7—惯性球
8—阀座 9—旁通锥阀 A—进油口 B—出油口 C、D、H、J—油道 E、G—油腔

当汽车实际装载量不同时，其总质量也不同。在总制动力相同的情况下，满载汽车的减速度比空车的小。但是使同一惯性阀开始起作用的减速度值只与仰角 θ 有关，而与汽车装载量无关。因此，汽车满载时，相应于调节作用起始点的控制压力值 p_s 比空载时的高。

在某些情况下不需要惯性比例阀起作用时，可将旁通锥阀 9 旋出，使旁通油道 H 与出油道 D 连通。于是阀门被短路，差径活塞组也失效。

21.5.5 组合阀

近年来，一些新车型上装有制动压力调节组合阀。其外形如图 21.49 所示，它由锻造铝合金制成，设置在汽车前舱的左侧、制动主缸的下方。组合阀有三个出口，从主动主缸出来的制动液通过这些出口分别通往前、后制动轮缸。

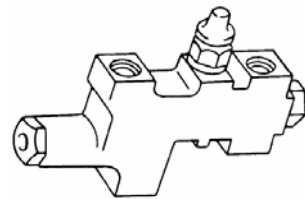


图 21.49 制动压力调节组合阀外形图

组合阀由压差阀(D 阀)、比例阀(P 阀)、旁通阀(B 阀)和制动信号灯开关等组成。压差阀实际上是一个制动报警开关，当汽车的双回路中任一回路有泄漏时，D 阀都接通制动报警电路，向驾驶员报警。比例阀在大的踏板制动力时对后轮制动液压进行调节以实现前、后制动作用均衡。旁通阀的作用是当前制动管路泄漏时，打开后制动器旁通管路，使压力油不经调节直接进入后制动器，以提高制动效率。

21.6 制动防抱死系统(ABS)

制动防抱死系统(Anti.lock Braking System，简称 ABS)是汽车上的一种主动安全装置。其作用是在汽车制动时防止车轮抱死拖滑，以提高汽车制动时的方向稳定性，缩短汽车的制动距离，使汽车制动更为安全有效。

21.6.1 ABS 相关理论基础

1. 滑移率

汽车从纯滚动到抱死拖滑的制动过程是一个渐进的过程,经历了纯滚动、边滚边滑和纯滑动三个阶段。为了评价汽车车轮滑移成分所占比例的多少,常用滑移率 s 来表示,其定义如下:

$$s = \frac{u - u_w}{u} \times 100\% = \frac{u - r\omega}{u} \times 100\%$$

式中: u 为车速; u_w 为车轮速度; ω 为车轮滚动角速度; r 为车轮半径。

当车轮纯滚动时, $u = u_w$, $s = 0$; 当车轮抱死纯滑动时, $u_w = 0$, $s = 100\%$; 当车轮边滚边滑时, $u > u_w$, $0 < s < 100\%$ 。车轮滑移率越大,说明车轮在运动中滑动成分所占的比例越大。

2. 滑移率对汽车制动性的影响

如图 21.50 所示,滑移率对汽车车轮制动附着系数 φ_x 和侧向附着系数 φ_y 影响极大,从而影响汽车的制动性能。

由图 21.50 可以看出,当地面对车轮法向反作用力一定时,滑移率大约在 20% 左右时制动纵向附着系数 φ_x 最大,车轮与路面之间的附着力就最大,此时的地面制动力也就最大,制动效果最佳。当滑移率等于零时,侧向附着系数 φ_y 最大,汽车抗侧滑能力最强,制动时方向稳定性最好。 φ_y 随着滑移率的增大而减小,当车轮完全抱死拖滑时 $\varphi_y \approx 0$,汽车制动稳定性最差。

基于以上理论,ABS 制动防抱死系统防止汽车制动时车轮抱死,并把车轮的滑移率保持在 10%~30% 的范围内,以保证车轮与路面有良好的纵向、侧向附着力,有效防止制动时汽车侧滑、甩尾、失去转向等现象发生,提高了汽车制动时的方向稳定性;制动时,ABS 系统将制动力保持在最佳的范围内,缩短了制动距离。这样也减弱了轮胎与地面之间的剧烈摩擦,减轻了轮胎的磨损。

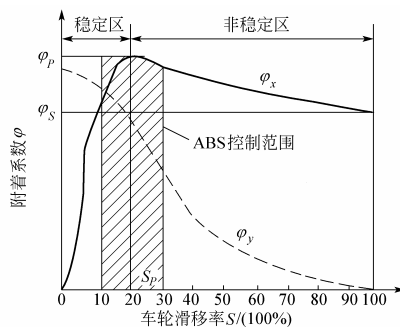


图 21.50 滑移率与路面附着系数的关系

φ —附着系数 φ_x —纵向附着系数 φ_y —横向附着系数
 S —车轮滑移率 φ_p —峰值附着系数 S_p —峰值附着系数时的滑移率 φ_s —车轮抱死时纵向滑动附着系数

21.6.2 ABS 的组成

通常,ABS 制动防抱死系统是在普通制动系统的基础上加装车轮速度传感器、ABS 电控单元、制动压力调节装置及制动控制电路等电子控制系统组成的,如图 21.51 所示。普通制动系统的组成与前述液压制动系统完全相同,由制动主缸、制动轮缸和制动管路等组成,用来实现汽车的常规制动。电子控制系统则是在制动过程中用来确保车轮始终不抱死,车轮滑移率处于合适的范围内,车轮始终处于理想的运动状态。

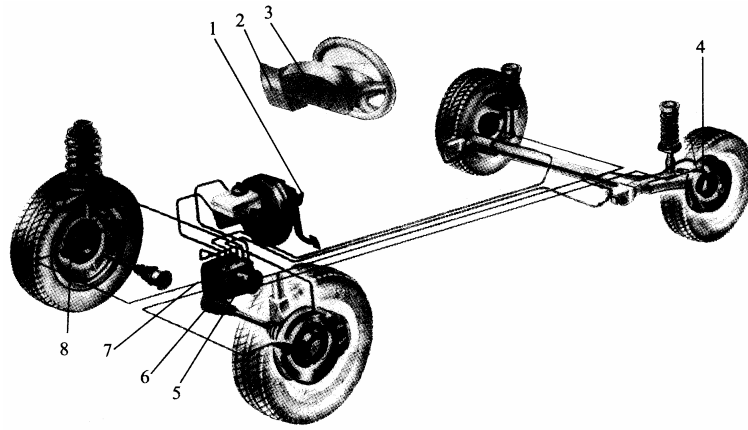


图 21.51 ABS 制动防抱死系统的组成

1—制动灯开关 2—ABS 指示灯 3—制动警告灯 4—左后轮速传感器
5—液压泵电动机 6—液压调节器 7—电子控制单元 8—右前轮速传感器

1. 转速传感器(speed sensor)

转速传感器的功用是检测车轮的速度，并将速度信号输入 ABS 的电控单元。如图 21.52 所示为转速传感器在车轮上的安装位置。

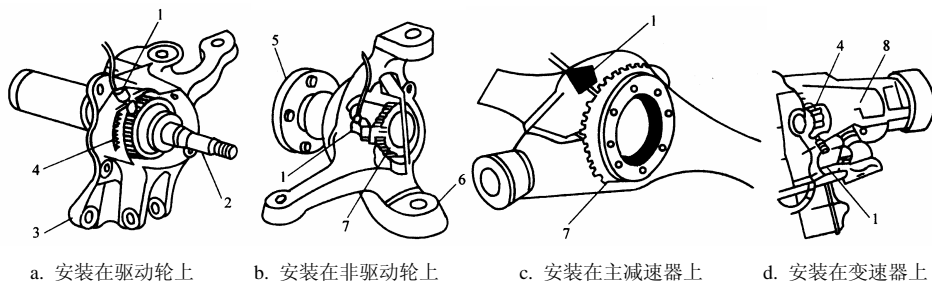


图 21.52 ABS 轮速传感器的安装位置

1—传感器头 2—半轴 3—悬架支座 4—齿圈 5—轮毂 6—转向节 7—主减速器从动齿轮 8—变速器

目前，用于 ABS 系统的速度传感器主要有电磁式和霍尔式两种。

(1) 电磁式转速传感器结构 传感器的结构如图 21.53 所示，它由永磁体 2、极轴 5 和感应线圈 4 等组成，极轴头部结构有凿式和柱式两种。

齿圈 6 旋转时，齿顶和齿隙交替对向极轴 5。在齿圈旋转过程中，感应线圈 4 内部的磁通量交替变化从而产生感应电动势，此信号通过感应线圈末端的电缆 1 输入 ABS 的电控单元。当齿圈的转速发生变化时，感应电动势的频率也变化。ABS 电控单元通过检测感应电动势的频率来检测车轮转速。

电磁式轮速传感器结构简单、成本低，但存在下述缺点：一是其输出信号的幅值随转速的变化而变化。若车速过慢，其输出信号低于 1V，电控单元就无法检测；二是响应频率

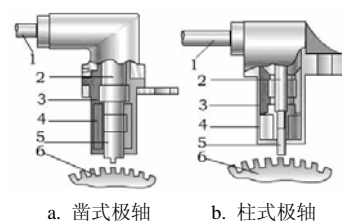


图 21.53 电磁式轮速传感器示意图

1—电缆 2—永磁体 3—外壳
4—感应线圈 5—极轴 6—齿圈

不高。当转速过高时，传感器的频率响应跟不上；三是抗电磁波干扰能力差。目前，国内外 ABS 系统的控制速度范围一般为 15~160km/h，今后要求控制速度范围扩大到 8~260km/h 以至更大，显然电磁感应式轮速传感器很难适应。

(2) 霍尔轮速传感器 霍尔轮速传感器也是由传感头和齿圈组成，如图 21.54 所示。传感头由永磁体 1，霍尔元件 2 和电子电路等组成，永磁体的磁力线穿过霍尔元件通向齿轮。

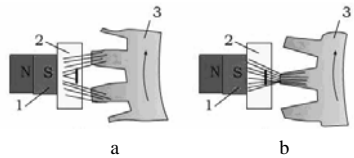


图 21.54 霍尔式轮速传感器示意图

1—永磁体 2—霍尔元件 3—齿圈

当齿轮位于图 21.54a 所示位置时，穿过霍尔元件的磁力线分散，磁场相对较弱；而当齿轮位于图 21.54b 所示位置时，穿过霍尔元件的磁力线集中，磁场相对较强。齿轮转动时，使得穿过霍尔元件的磁力线密度发生变化，因而引起霍尔电压的变化，霍尔元件将输出一个毫伏(mV)级的准正弦波电压。此信号还需由电子电路转换成标准的脉冲电压。

霍尔轮速传感器具有以下优点：其一是输出信号电压幅值不受转速的影响；其二是频率响应高。其响应频率高达 20kHz，相当于车速为 1000km/h 时所检测的信号频率；其三是抗电磁波干扰能力强。因此，霍尔传感器不仅广泛应用于 ABS 轮速检测，也广泛应用于其控制系统的转速检测。

2. ABS 电控单元(ECU)

ABS 电子控制装置具有运算功能，接收轮速传感器的交流信号，计算出车轮速度、滑移率和车轮的加、减速度。把这些信号加以分析，对制动压力发出控制指令。电子控制装置能控制压力调节器，对其他部件还具有监控功能。当这些部件发生异常时，由指示灯或蜂鸣器给驾驶员报警，使整个系统停止工作，恢复到常规制动方式。

ECU 由以下几个基本电路构成：①轮速传感器的输入放大电路；②运算电路；③电磁阀控制电路；④稳压电源、电源监控电路、故障反馈电路和继电器驱动电路。如图 21.55 所示。

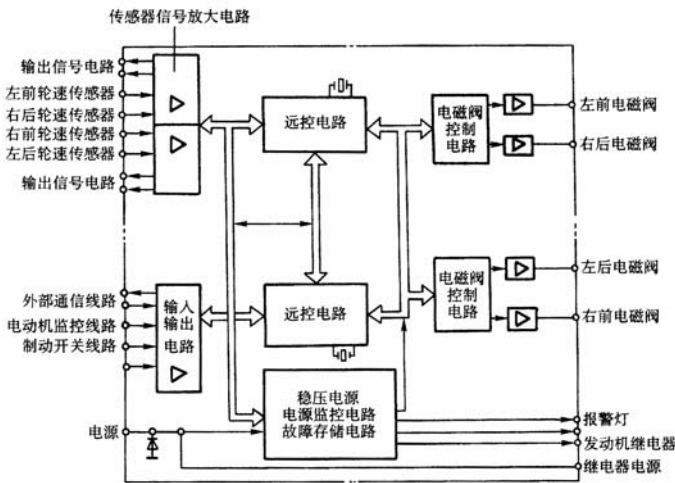


图 21.55 ABS 电控单元 ECU 的基本组成

3. 制动压力调节装置

压力调节装置的形式很多,有真空式、液压式、机械式、空气式、空气液压助力式等。

液压式压力调节装置安装在主缸(总泵)和轮缸(分泵)之间,主要任务是转换 ECU 的指令,并独立于驾驶员执行 ECU 的命令。它接到 ECU 的指令后,通过电磁阀的工作直接或间接地实现车轮制动器中压力的调节。直接控制制动压力的形式称为循环式,间接控制制动压力的形式称为可变容积式。

制动压力调节装置按其布置形式可分为整体式和分离式两种:整体式压力调节装置与制动主缸、助力器制成一体,如图 21.56 所示;分离式压力调节装置独立于制动主缸、助力器,如图 21.57 所示。

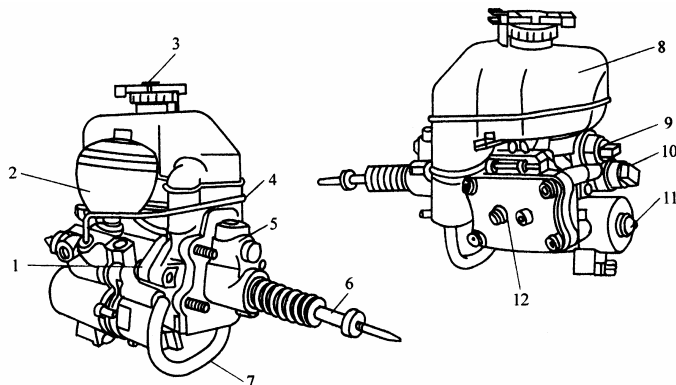


图 21.56 整体式制动压力调节装置

1—油泵总成 2—储能器 3—液位提示开关 4—高压管路 5—助力器总成 6—推杆
7—低压油管 8—储液罐 9—主电控阀 10—压力开关 11—电子泵 12—电磁阀阀体

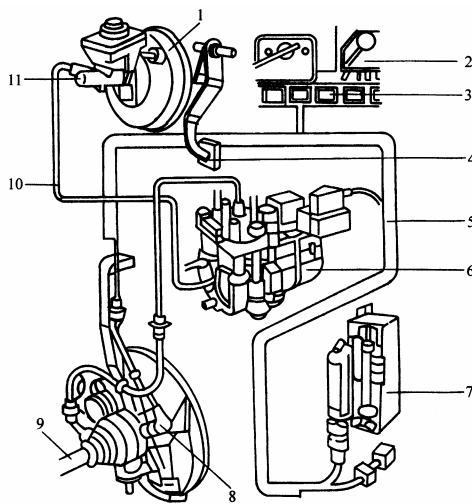


图 21.57 分离式制动压力调节装置

1—真空助力器 2—仪表盘 3—ABS 指示灯 4—制动踏板 5—ABS 线路 6—压力调节阀
7—电子控制器 8—车速传感器 9—车轴 10—制动油管 11—制动主缸体

不同的制动压力调节装置其结构不尽相同，但主要都是由供能装置(液压泵、储能器)、电磁阀和调压缸等组成。

液压泵是一个高压泵，它可在短时间内将制动液加压(在储能器中)到 15~18MPa，并给整个液压系统提供高压制动液。液压泵能在汽车启动 1min 内完成上述工作。液压泵的工作独立于 ABS 计算机，如果计算机出现故障或接线有问题，液压泵仍能正常工作。

储能器的结构形式多种多样。用得较多的为活塞-弹簧式储能器，该储能器位于电磁阀与回油泵之间，由轮缸来的液压油进入储能器，进而压缩弹簧使储能器液压腔容积变大，以暂时储存制动液。

电磁阀是制动压力液压调节装置的重要部件，由它完成对 ABS 的控制。ABS 系统中都有一个或两个电磁阀体，其中有若干对电磁阀，分别控制前、后轮的制动。常用的电磁阀有三位三通阀和二位二通阀等多种形式。

21.6.3 ABS 的类型

目前 ABS 的产品很多，其中德国博世公司、戴维斯公司、美国德尔科和本迪克斯公司生产的 ABS 在轿车上的应用最为广泛。ABS 的分类主要类型如表 21-2 所示。

表 21-2 ABS 系统的类型

分 类 方 法	ABS 类型	特 点	应 用
按压力调节介质分	机械式	以机械力控制	已趋于淘汰
	真空式	以真空产生作用力控制	真空液压制动汽车
	空气式	以高压空气控制	气压或气顶液压制动汽车
	液压式	以制动液控制	液压制动汽车，应用广泛
按控制方法分	轮控式	对每个车轮单独控制	成本高、效果好
	轴控式	对同一车轴上的所有车轮一起控制	结构简单、效果差
	混合式	前轮轮控，后轮轴控	介于以上两者之间
按控制通道分	单通道	后轮轴控	早期应用
	双通道	前后轮轴控	早期应用
	三通道	前轮轮控，后轮轴控	应用广泛
	四通道	所有车轮轮控	实际应用不多

ABS 的控制通道分为单通道、双通道、三通道和四通道四种。所谓控制通道，是指在 ABS 系统中能够独立进行制动压力调节的制动管路。对车轮制动压力采用轴控时，有高选和低选两种方式。所谓高选是指以不容易抱死的车轮为控制对象；所谓低选是指以容易抱死的车轮为控制对象。

1. 单通道 ABS

单通道 ABS 在后轮制动器总管中设置一个制动压力调节器，在后桥主减速器上安装一个轮速传感器(也有的在两后轮上各安装一个轮速传感器)，如图 21.58 所示。单通道 ABS 能

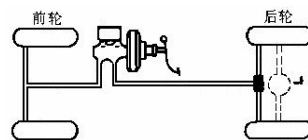


图 21.58 单通道式 ABS

充分利用两后轮的附着力,制动时后轮并未抱死,制动时方向稳定性得以提高;但前轮制动压力未进行控制,制动时前轮仍会出现抱死,转向操纵能力未得到改善。在 ABS 发展早期得到广泛应用,目前仅在一些轻型货车上得到应用。

2. 三通道 ABS

三通道 ABS 一般是对两前轮进行独立的轮控,两后轮按低选原则进行轴控,如图 21.59 所示。对两前轮进行独立控制主要是考虑轿车,尤其是前轮驱动的轿车,前轮的制动力在汽车总制动力中所占的比例较大(可达 70%左右),可充分利用两前轮的附着力;对两后轮按低选原则进行轴控,可以保证汽车在各种条件下左右两后轮的制动力相等。因此,三通道 ABS 在轿车上普遍采用,如上海桑塔纳 2000GSi、一汽捷达都市先锋等。

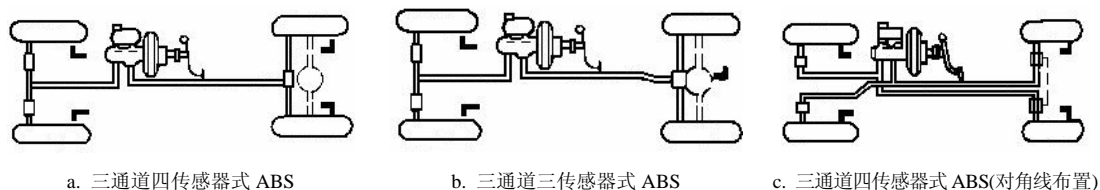


图 21.59 三通道式 ABS

21.6.4 ABS 的工作原理

ABS 系统根据其制动压力调节方式的不同,分为循环调压式和变容积式两种。以循环调压式 ABS 系统为例,说明其工作原理。

循环调压式 ABS 系统的制动压力调节装置串联在制动主缸与轮缸之间,通过电磁阀直接调节轮缸的制动压力,其工作过程分为常规制动、保压过程、减压过程和增压过程等。

1. 常规制动

常规制动过程中,ABS 系统不工作。电磁线圈中无电流通过,柱塞 10 处于如图 21.60 所示的位置。此时制动主缸 6 与制动轮缸直通,由制动主缸来的制动液直接进入轮缸,轮缸压力随主缸压力而增减。此时回油泵也不需工作。

2. 减压过程

轮速传感器检测到车轮有抱死信号时,ECU 即向电磁阀线圈 5 通入一个较大电流,柱塞 10 移到上端,如图 21.61 所示。此时制动主缸与轮缸的通路被切断,电磁阀将轮缸与回油通道或储液室接通,轮缸中制动液经电磁阀流入储液室,轮缸压力下降。与此同时,驱动电动机启动,带动回油泵工作,把流回储液器的制动液加压后输送到制动主缸,为下一个制动周期作准备。

3. 保压过程

当轮速传感器发出抱死危险信号较弱时,ECU 向电磁阀线圈通入一个较小的保持电流(约为最大电流的 1/2)时,柱塞移到如图 21.62 所示的位置。此时主缸、轮缸和回油孔相互隔离密封,轮缸中的制动压力保持一定。

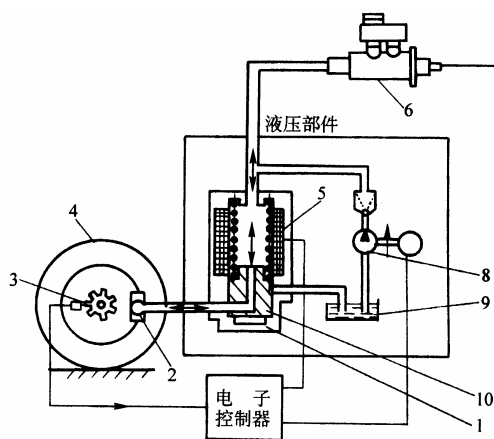


图 21.60 循环调压式 ABS 常规制动过程

1—电磁阀 2—制动轮缸 3—轮速传感器 4—车轮
5—电磁阀线圈 6—制动主缸 7—制动踏板
8—电动泵 9—储液器 10—柱塞

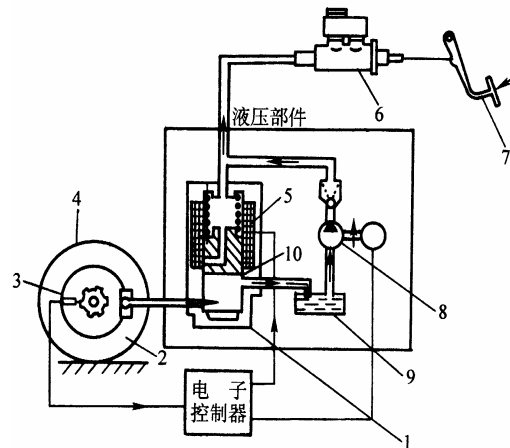


图 21.61 循环调压式 ABS 减压制动过程

1—电磁阀 2—制动轮缸 3—轮速传感器 4—车轮
5—电磁阀线圈 6—制动主缸 7—制动踏板
8—电动泵 9—储液器 10—柱塞

4. 增压过程

当压力下降后车轮加速太快时，柱塞又回到初始位置，如图 21.62 所示。此时，ECU 便切断通往电磁阀的电流，主缸和轮缸再次相通，主缸中的高压制动液再次进入轮缸，使制动压力增加。车轮又接近趋于抱死状态。

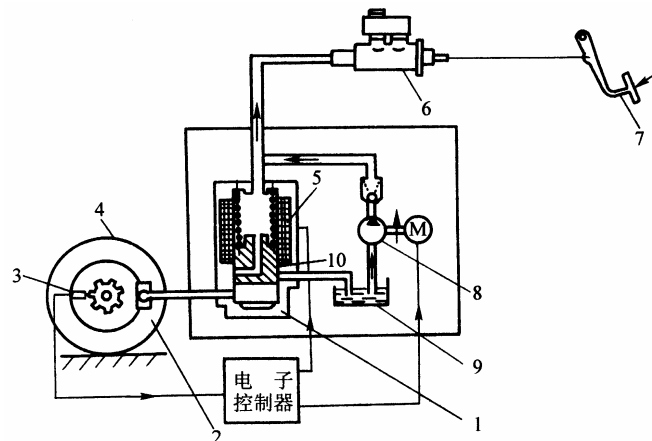


图 21.62 循环调压式 ABS 保压制动过程

1—电磁阀 2—制动轮缸 3—轮速传感器 4—车轮 5—电磁阀线圈
6—制动主缸 7—制动踏板 8—电动泵 9—储液器 10—柱塞

在上述 ABS 起作用的几个过程中，压力调节都是脉冲式的，其频率约为 4~10Hz。

在汽车制动过程中，ABS 系统只在车速超过一定值时才起作用，而且只有当被控制车轮趋于抱死时，ABS 系统才会对趋于抱死车轮的制动压力进行防抱死调节；在被控制车轮

还没有趋于抱死时，制动过程与常规制动系统的制动过程完全相同。ABS 系统具有自诊断功能，并能确保 ABS 系统出现故障时，常规制动系统仍能正常工作。

思 考 题

1. 制动系统的功能有哪些？它由哪些装置组成？
2. 试说明制动系统的一般工作原理。
3. 鼓式制动器有几种形式？根据制动蹄受力的不同，画出鼓式制动器不同的结构简图，并说明各种结构的特点及其应用。
4. 常见的盘式制动器有几种形式？各具有什么特点？
5. 盘式制动器与鼓式制动器相比，具有哪些优缺点？
6. 气压制动系统和液压制动系统相比各具有哪些特点？
7. 气压制动系统具有哪些典型部件？各部件有何作用？
8. 液压制动系统具有哪些典型部件？各部件有何作用？
9. 汽车的制动力为什么要进行调节？制动力调节装置主要有哪些？各有何作用？
10. ABS 制动防抱死系统有何作用？它主要由哪些装置组成？它是如何工作的？