

# 上篇 基础理论知识

## 基础理论知识一：自动制动机的基本工作原理

现代自动空气制动机，其结构和原理都比较复杂，功能也日趋完善，但基本工作原理仍和最早的自动制动机——基础三通阀相同，即当向列车管充气时，制动机呈缓解状态，反之，当列车管内减压时，制动机呈制动状态。下面以基础三通阀的三个位置来说明自动空气制动机的基本工作原理，

### 一、充气缓解位

充气缓解位如图 1-1-1 所示。

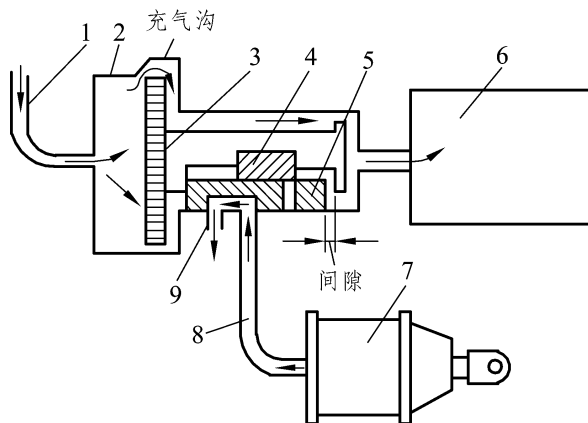


图 1-1-1 基础三通阀（充气缓解位）

1—列车管；2—三通阀；3—主活塞；4—节制阀；5—滑阀；6—副风缸；7—制动缸；8—制动缸管；9—排气口

当制动阀手把在充气位时，总风缸的压力空气进入列车管内，再由列车管输送到各车辆三通阀。三通阀主活塞左侧压力增高，推主活塞及活塞杆，带动节制阀和滑阀一起移动至右侧。此时充气沟开放，压力空气经充气沟进入副风缸内储存，直到其压力和列车管压力相等为止。副风缸储存压力空气，为施行制动做准备。与此同时，制动缸经滑阀上的联络槽与三通阀的排气口连通，制动缸内的压力空气由此排入大气后，制动缸活塞被弹簧推回原位，形成缓解状态。制动缸缓解后的最终压力为零。

这里所说的“缓解”就是指制动缸通大气，而“充气”就是指副风缸压力低于列车管压

力时，由总风缸经列车管向其补充的过程。列车连挂后的初充气或制动后的再充气，以及正常行车时，三通阀都工作在这个位置上。

## 二、制动位

制动位如图 1-1-2 所示。

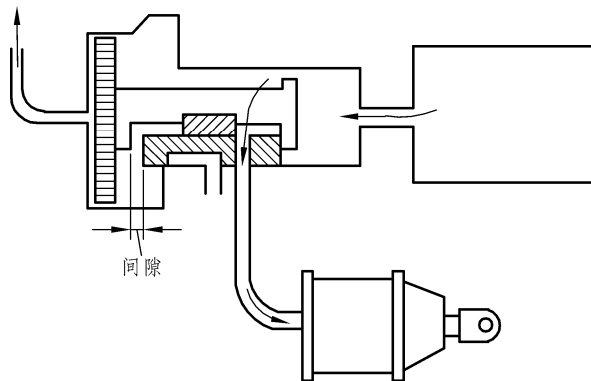


图 1-1-2 基础三通阀（制动位）

当制动阀手把在制动位时，列车管的压力空气由制动阀排气口排向大气，这一过程称为减压。列车管减压时，三通阀主活塞两侧压力失去平衡，形成一定的压力差。活塞在此压力差的作用下，克服其本身及节制阀的阻力，向左先移动一个间隙距离后，再带动滑阀移到左端位置，一方面关闭充气沟，另一方面使滑阀上的上下贯通孔与制动缸孔相通。这时，储存在副风缸里的压力空气进入制动缸，推动制动缸活塞右移，使闸瓦压紧车轮产生制动作用。

在正常情况下使列车停车或在运行途中调节列车速度时，三通阀就会处于这个位置。

## 三、中立位

中立位如图 1-1-3 所示。

当达到所需的减压量时，将制动阀手把由常用制动位移至中立位，制动阀将通路全都遮断，压力空气既不进入列车管，也不由列车管排出。这时，三通阀活塞还处在制动位置，副风缸压力空气仍继续流向制动缸，因此，副风缸压力继续下降。当副风缸压力下降到稍低于列车管压力时，主活塞被列车管侧的压力向右推移一个间隙距离，使节制阀遮断副风缸经滑阀通制动缸的通路，副风缸压力停止下降。此时三通阀主活塞两侧不能再产生更大的压力差，自动形成中立位，制动缸内的压力也不再增长，保持原有压力，因此，中立位又叫保压位。

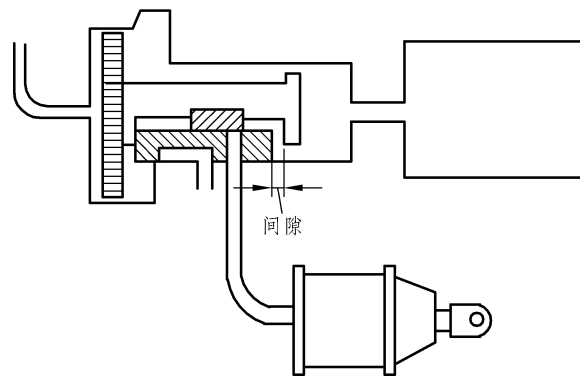


图 1-1-3 基础三通阀（中立位）

三通阀处于中立位时，如果再次对列车管实施减压，三通阀活塞两侧又会形成压力差，从中立位过渡到制动位，制动缸压力又会增加。所以，司机需要增大列车制动力时，只要将制动阀手把在制动位与中立位之间交替操作，三通阀活塞相应地左右移动一个间隙距离，制动缸压力便分阶段上升，即得到阶段制动。制动缸压力是与列车管减压量成正比的，但有一定限度，当减压量增大到使副风缸和制动缸的压力平衡时，再继续减压，制动缸压力也不再增加。

## 基础理论知识二 :DK-1 型电空制动机的组成、控制关系及特点

### 一、DK-1 型电空制动机的组成

DK-1 型电空制动机由风源系统、主控系统和基础制动装置三大部分组成。

风源系统为机车和制动系统提供压力空气，由空气压缩机组、空气干燥器、总风缸、调压器等组成。

制动机主控系统的主要功能是使机车和车辆产生制动、保压和缓解作用。DK-1 型电空制动机主控系统由安装在司机室内的电空制动控制器和空气制动阀，以及安装在车内的电空制动控制屏、中继阀、分配阀、电动放风阀、紧急阀及均衡风缸、过充风缸、初制动风缸、工作风缸等组成。主控系统的这些部件按作用原理可分为控制、中继、执行三部分：控制部分主要包括电空制动控制器、空气制动阀、电空阀、调压阀等，中继部分包括均衡风缸和中继阀，执行部分包括分配阀、电动放风阀和紧急阀。

基础制动装置用来把制动原力扩大若干倍后使其作用在闸瓦上，压紧车轮产生制动作用。

### 二、DK-1 型电空制动机的控制关系

DK-1 型电空制动机的控制关系如图 1-2-1 所示。

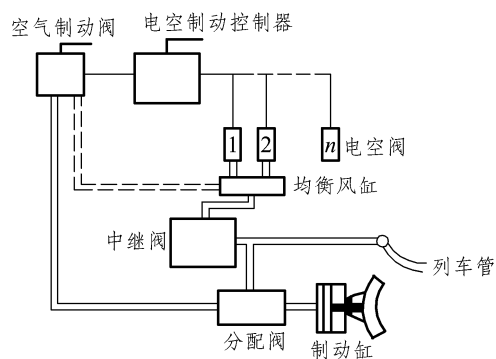
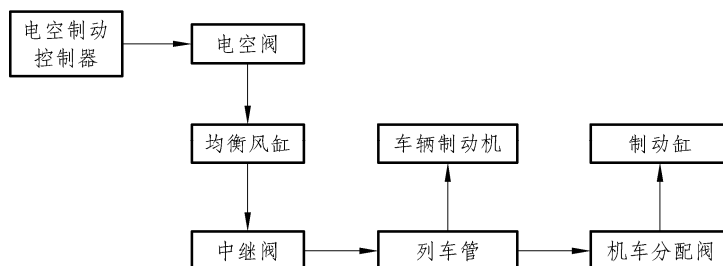


图 1-2-1 DK-1 型电空制动机控制原理

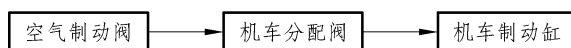
DK-1 型电空制动机的控制关系决定了它的操纵方式有两种。

## （一）电空位

### 1. 控制全列车

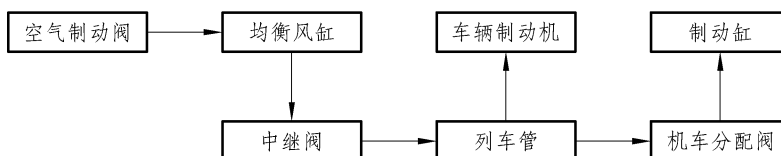


### 2. 控制机车

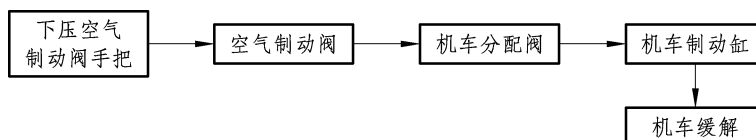


## （二）空气位

### 1. 控制全列车



### 2. 控制机车



## 三、DK-1 型电空制动机的特点和性能

### （一）DK-1 型电空制动机的特点

DK-1 型电空制动机采用积木式组合结构并以电信号作为控制指令，因而具有准、快、轻、静、结构简单、工作可靠、维修方便等特点，更具有失电制动、故障转换和手动放风阀等多重安全保护措施。

## (二) DK-1 型电空制动机的主要性能

DK-1 型电空制动机的单独制动性能和自动制动性能分别如表 1-2-1 和表 1-2-2 所示。

表 1-2-1 DK-1 型电空制动机单独制动性能

序号	项 目	技术要求
1	全制动时制动缸最高压力/kPa	300
2	制动缸压力自 0 升至 280 kPa 的时间/s	4
3	缓解位, 制动缸压力由 300 kPa 降至 40 kPa 的时间/s	5

表 1-2-2 DK-1 型电空制动机自动制动性能

序号	项 目	技术要求
1	初制动列车管减压量/kPa	40 ~ 50
2	运转位, 列车管压力由 0 升至 480 kPa 的时间/s	9
3	均衡风缸自 500 kPa 常用减压至 360 kPa 的时间/s	5 ~ 7
4	全制动时制动缸最高压力/kPa	340 ~ 380
5	全制动时制动缸升压时间/s	6 ~ 8
6	运转位缓解全制动时制动缸最高压力降至 40 kPa 的时间/s	7
7	紧急位列车管压力由定压排至 0 的时间/s	3
8	紧急位制动缸最高压力/kPa	450 ± 10
9	紧急位制动缸压力升至 450 kPa 的时间/s	5

DK-1 型电空制动机采用电信号作为控制指令, 因而还具有普通空气制动机所不具备的特殊性能:

- (1) 紧急制动时有选择地自动切除机车动力。
- (2) 列车分离时, 自动切除列车管补风源和机车动力。
- (3) 检查列车管贯通情况, 判断列车管折角塞门是否关闭。
- (4) 机车使用电阻制动前自动进行小减压量空气制动, 间隔一定时间后自行缓解空气制动, 实现动力制动与空气制动的协调配合。
- (5) 与列车运行监控记录装置配合, 接受监控装置发出的常用制动或紧急制动指令, 自动施行常用制动或紧急制动。

# 基础理论知识三：制动基础理论

## 一、常用术语

### (一) 制动和制动力、再制动和再缓解

人为地使运动中的物体（如机车、车辆）降低速度或停止运动，以及防止静止的物体移动所采取的措施叫作制动。

为了施行制动而在机车、车辆上装设的由一整套零部件组成的装置称为制动机。由制动机产生的，受司机控制并可根据需要调节的外力叫作制动力。

EL-14（EL-14改进）型制动机自阀缓解位缓解长大列车制动及DK-1型电空制动使用充气按钮检查列车管畅通状态时，具有总风压力的压缩空气直接充入列车管和车辆制动机副风缸，由于空气流通阻力的影响，前部列车管及副风缸的压力常比后部列车管及副风缸的压力高。当EL-14（EL-14改进）型制动机自阀移回运转位以及DK-1型电空制动机停止使用充气按钮而使用消除按钮时，前部列车管压力较高的压缩空气会继续流向后部列车管，因而形成减压作用，引起前部车辆产生制动作用，这种制动就叫作再制动。

为消除再制动，对于EL-14（EL-14改进）型制动机，将自阀手把由缓解位移至运转位3~5s，再移至缓解位1s左右，然后再将手把移回运转位；对于DK-1型电空制动机，使用消除按钮后，将电空制动控制器手把移至过充位，待列车管有一定的过充压力后再将手把移回运转位。这样做的目的是以较高的压力空气推动前部车辆“三通阀”主活塞，使产生再制动的车辆制动机迅速缓解，这种操作就叫作再缓解。

### (二) 直通制动与自动制动

直通制动是指被控压缩空气增压使制动缸增压，产生制动作用，反之减压就产生缓解作用。如空气制动机的单独制动阀和DK-1型电空制动机的空气制动阀就属于直通制动。

自动制动正好与直通制动相反，当被控压缩空气减压时制动缸反而增压产生制动作用，而增压时产生缓解作用。如空气制动机的自动制动阀和DK-1型电空制动机的电空制动控制器就属于自动制动。

### (三) 过量供给及自然制动

误操作或制动机某些部件发生故障造成列车管实际压力超过规定压力的现象称为过量供给。

发生过量供给后(制动机故障除外),若盲目地将制动机操作手把移回运转位,列车管和副风缸得不到总风缸高压空气的继续补充,列车管因自然泄漏,压力将会逐渐下降。当列车管压力低于副风缸压力一定值后,三通阀主活塞将移动到制动位,使车辆制动机产生制动作用,这种制动叫作自然制动。自然制动极易引起列车途(坡)停事故。

#### (四) 列车管最小减压量与最大有效减压量

列车管最小减压量是指减压量在该数值以下时,将可能使机车、车辆制动缸不产生制动作用。机车分配阀主阀部主活塞两侧的压力差不能克服稳定弹簧的反力(JZ-6和JZ-9型分配阀为均衡活塞胀圈摩擦阻力)和滑阀与滑阀座之间的摩擦阻力,活塞不能移动,工作风缸(JZ-6和JZ-9型分配阀为压力室)的压力空气还将逆流到列车管。如果长时间多次小量减压,即使工作风缸(压力室)的压力空气全部流入列车管,机车也还会产生制动作用。为了克服机车分配阀稳定弹簧的反力(JZ-6和JZ-9型分配阀为均衡活塞胀圈摩擦阻力)以及滑阀与滑阀座之间的摩擦阻力所需的减压量,称为机车的最小减压量。机车常用制动时的最小减压量约为40 kPa。车辆制动机的最小减压量,不仅要考虑三通阀主活塞胀圈及滑阀的摩擦阻力,还必须考虑在制动时制动缸活塞外移而在制动缸内形成的局部真空,初制动时要补充至100 kPa的压力空气,才能和制动缸活塞背面的大气压相平衡,同时还要考虑制动缸缓解弹簧的反拨力所造成的影响。机车和客车的最小减压量为40 kPa,货车的最小减压量为50 kPa。

机车、车辆的制动缸压力是随着列车管减压量的增加而增加的,最大有效减压量是指分配阀或三通阀在常用制动时,制动缸的压力在压力平衡过程中获得最大值时对应的列车管减压量。列车管减压量超过此值后,制动缸压力还会再增加。由于列车管定压不同,其最大有效减压量也不相同。列车管压力为500 kPa及600 kPa时,对应的最大有效减压量分别为140 kPa及170 kPa。

#### (五) 制动机的稳定性、安定性与灵敏度

稳定性是指列车管减压速率低于某一数值时,制动机不应产生制动作用的性能。即要使制动机产生制动作用,除要有一定的减压量外,还需要有一定的减压速率,两者缺一不可。当列车管减压速率或泄漏小于40 kPa/min时,制动机不应产生制动作用,这就是对制动机的稳定性要求。

安定性是指常用制动时不发生紧急制动作用的性能。即当列车管减压速率在10~40 kPa/s范围内时,制动机不应产生紧急制动作用,这就是对制动机的安定性要求。

灵敏度是指列车管减压速率达到一定数值范围时,制动机必须产生制动作用的性能。即减压速率为10~40 kPa/s时,制动机应产生常用制动作用,这就是常用制动的灵敏度;当列车管减压速率达到70 kPa以上时,制动机应产生紧急制动作用,这就是紧急制动灵敏度。

#### (六) 制动波速与缓解波速

司机对列车施行制动操作后,列车中的制动机的制动作用不是同时发生的,而是一个沿



列车长度方向由前及后依次传播的过程，习惯上称之为“制动波”。其传播速度叫作“制动波速”。制动波速按下述试验公式计算：

$$\omega_z = \frac{L}{t_z} \quad (\text{m/s})$$

式中  $L$ ——列车管长度 (m)；

$t_z$ ——制动作用传播时间，即自司机移动制动阀手把到制动位起至列车最后一辆车的制动缸开始升压时止所用的时间 (s)。

制动波速  $\omega_z$  与列车长度及制动机的作用性能有关，不同的制动机有不同的制动波速。由于制动方式的不同，制动波速分为常用制动波速和紧急制动波速。目前国内制动机的常用制动波速为 60~180 m/s，而紧急制动波速为 150~250 m/s。

当司机移动制动阀至运转位充气时，充气缓解作用也是一个由前及后的传播过程，通常称为“缓解波”。缓解波的传播速度被称为“缓解波速”。缓解波速也是按试验公式计算的，即

$$\omega_H = \frac{L}{t_H} \quad (\text{m/s})$$

式中  $L$ ——列车管长度 (m)；

$t_H$ ——缓解作用时间，即自移动制动阀到运转位起至列车最后一辆车的制动缸开始降压时止所用的时间 (s)。

### (七) 二压力机构制动机与三压力机构制动机

凡是根据两种压力之间的变化来控制三通阀或分配阀主活塞的动作，实现制动、缓解与保压作用的制动机，称为二压力机构制动机。如 GK 型三通阀主活塞两侧的压力空气分别来自列车管与副风缸，109 型分配阀的主阀活塞两侧的压力空气分别是列车管和工作风缸。这种制动机具有一次缓解功能，不具备阶段缓解功能，当列车管充气至其压力高于副风缸或工作风缸一定值时，就推动三通阀（或分配阀）主活塞至充气缓解位，直至实现制动机的完全缓解为止，如图 1-3-1 所示。

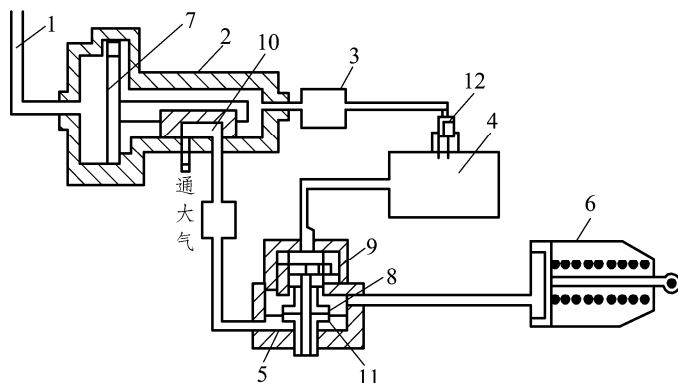


图 1-3-1 二压力机构分配阀作用示意图

1—列车管；2—分配阀；3—工作风缸；4—副风缸；5—中继阀；6—制动缸；7—主活塞；8—均衡活塞；9—均衡阀；10—滑阀；11—容积室；12—止回阀

为适应铁路运输发展的需要，制动机应具备阶段缓解性能与自动补风性能。因此，目前对分配阀进行了改造，即根据三种压力之间的变化来控制分配阀主活塞的动作，实现制动、缓解与保压作用的制动机，称为三压力机构制动机。这种制动机在主活塞上除保留列车管与工作风缸的作用外，另增加制动缸压力的作用。国产 JZ-7 型、美国生产的 26-L 型制动机为三压力机构制动机。三压力机构分配阀的作用原理如图 1-3-2 所示。

列车管充气时，二压力机构制动机比三压力机构制动机缓解得快些，为了满足二压力机构制动机与三压力机构制动机混编的需要，通常在三压力机构制动机上加装转换装置，将其转换成二压力机构来使用。JZ-7 型和 26-L 型制动机就属于二、三压力可调式制动机，其作用原理如图 1-3-3 所示。

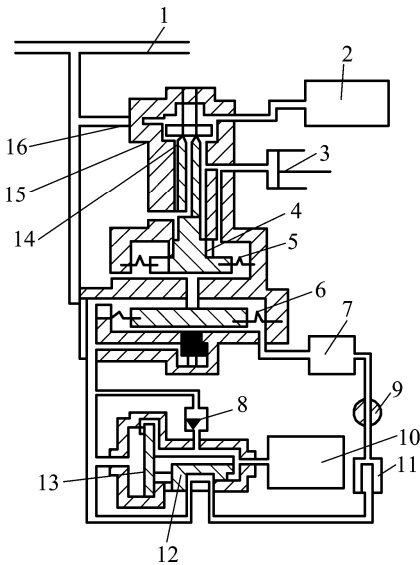


图 1-3-2 三压力机构分配阀作用示意图  
1—列车管；2—分配阀；3—副风缸；4—制动缸；  
5—弹簧；6—小膜板；7—大膜板；8—工作风缸

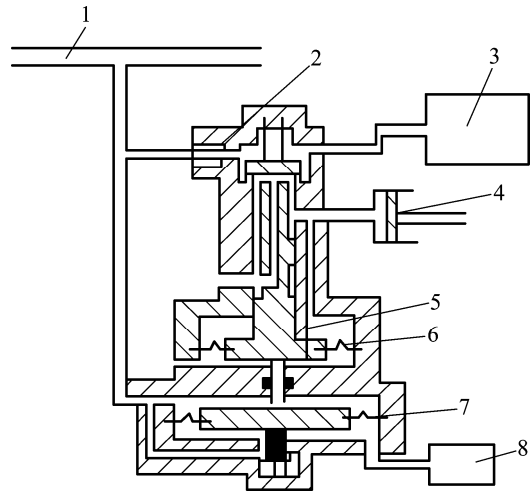


图 1-3-3 二、三压力可调式分配阀作用示意图  
1—列车管；2—副风缸；3—制动缸；4—弹簧；5—小活塞；  
6—大活塞；7—定压风缸；8—充气止回阀；9—转换塞门；  
10—工作风缸；11—止回阀；12—滑阀；13—活塞

## 二、列车制动时的纵向动力作用

对于空气制动机，在施行制动或缓解时所产生的空气波存在一个沿列车管长度方向由前向后扩散或传播的过程。列车越长，其前后部开始制动或缓解的时间差就越大。这种“沿列车长度的制动或缓解作用的不同时性”是列车制动或缓解时发生强烈纵向动力作用的主要原因。对于重载（或扩编）列车，这个问题尤为突出。

### （一）制动阶段的划分及其性质

根据列车制动过程中各制动缸压力的变化及分布情况，整个制动过程可划分为四个阶段。

如图 1-3-4 所示为编组为 4 辆的列车制动时各制动缸的充风  $P-t$  曲线。

第一制动阶段，自司机移动制动手柄至制动位开始到最后一辆车的制动缸压力开始上升的瞬间为止。在这个阶段，从列车前部第一辆开始，各车辆制动机逐次发生制动作用，制动缸压力及产生的制动力沿列车长度方向由前向后越来越小。因此，前部车辆减速度大，后部车辆减速度小，形成各车辆间的动能差。这个动能差引起列车各车辆从两端向中部挤压的相对运动。这种相对运动将动能差转换为车钩缓冲器弹簧的势能，使列车各车钩缓冲器的弹簧产生压缩作用，这种压缩称为静压缩。列车的这种压缩具有一定的作用速度，对外就表现为列车的纵向动力作用。当第二制动阶段终了时，压缩力达到最大值，车钩缓冲器弹簧到达新的静平衡位置，静压缩也达到最大值。

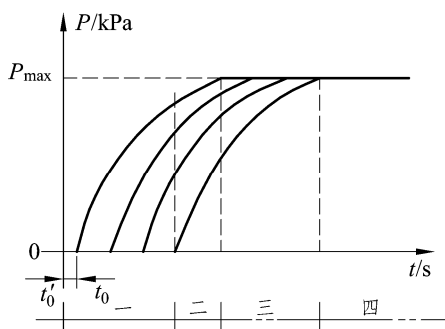


图 1-3-4 列车制动时制动缸的充风曲线  
 $t_0$ —第一台制动发生制动作用的时间

第二制动阶段，自最后一辆车的制动缸压力开始上升起到第一辆车的制动缸压力上升到最大值为止。在这个阶段，各车辆制动缸压力保持着第一阶段末形成的压力差按相同的速率上升，车钩缓冲器弹簧继续被压缩，形成动压缩。当第二阶段形成的动能差全部转换为势能时，动压缩达到最大值。在这之后车钩缓冲器弹簧开始伸张，引起列车的纵向动力振动。由于车钩缓冲器的摩擦阻力作用，这个动力振动将很快衰减而消失，但静压缩则仍保持不变。

第三制动阶段，自第一辆车的制动缸压力上升到最大值的瞬间起到最后一辆车的制动缸压力上升到最大值为止。在这个阶段，各车辆的制动缸压力逐渐趋于一致，第一制动阶段储存在车钩缓冲器弹簧中的静压缩势能逐渐释放出来，列车中各车辆在车钩缓冲器弹簧的反拨力作用下发生由列车中部向两端伸张的现象。这种伸张也具有一定的作用速度，虽比压缩时的速度小，但也会引起列车纵向动力作用。这个冲动也会因车钩缓冲器的摩擦阻尼作用而很快衰减和消失。

第四制动阶段，自最后一辆车的制动缸压力上升到最大值时起，到列车完全停车或缓解为止。在这个阶段，各个车辆的制动机都产生了最大制动力。如果列车单位制动力分配均匀，则车辆之间不形成任何因制动而产生的作用力。如果列车单位制动力分配不均匀，就会有压缩力或拉伸力存在，同样会引起列车的纵向动力作用，当制动力达到最大值时，这种作用力也达到最大值。

实际运行中，在列车制动过程中的每一瞬间，各机车车辆具有不同的单位制动力，如果列车施行制动时是处在拉伸状态，则制动之初首先要消除这些车钩与车钩之间的自由间隙，这就必然会产生强烈的纵向动力作用，或发生强烈的纵向动力作用。

## （二）产生动力作用的原因

列车制动时产生纵向动力作用的主要原因有三个：

（1）制动作用沿列车长度方向的不同时性，即列车前部制动形成得早，压力上升得快，后部则晚而慢。

(2) 全列车制动缸的压力都达到指定值以后, 单位制动力沿列车长度方向的不均匀分布。这是由列车中车辆类型和装载状态不同而造成的。

上述两个原因, 使得列车中各车辆在制动过程中的每一瞬间都具有不同的单位制动力。如果没有车钩的连接, 各车辆都将按各自的减速度运行, 但这是不可能的。组成列车的机车和车辆必须按同一减速度运行, 具有相同的单位惯性力, 因此, 在各车辆间的车钩连接处, 必然要产生相应的纵向动力作用。

(3) 各车辆之间的非刚性连接使前两种原因产生的纵向动力作用更加剧烈。

为了缓和制动不同时性和单位制动力分布不均所造成的强烈纵向动力作用, 每个车钩后面都装有可压缩的缓冲器, 制动时可通过前从板压缩缓冲器弹簧吸收和衰减纵向动力作用的能量, 将它限制在允许的范围内。但这样一来, 列车纵向的可压缩量也增大了。由于列车的这种压缩不是缓慢进行的, 它具有一定作用速度, 所以弹簧被压缩到静平衡位置时列车的压缩并未停止。当弹簧继续被压缩并达到动平衡位置时, 列车压缩的相对运动的能量被用尽, 弹簧和列车的压缩量才达到最大值, 车钩受到的纵向力也才达到最大值。列车制动纵向动力作用, 随列车长度的增加和制动力的增大而加剧。严重时它能导致车钩缓冲器装置折损和车体严重损坏。

### (三) 减小纵向动力作用的方法和途径

由于闸瓦摩擦系数随列车速度的降低而增大, 在闸瓦压力相同的条件下, 低速时制动冲击力更大。列车在拉伸状态下制动, 其纵向冲击力比在压缩状态下大很多。

提高制动波速和延长制动缸充风时间都可以减轻列车制动时的纵向动力作用。提高制动波速同时可以缩短制动距离, 但延长制动缸充风时间会导致制动距离延长。要想在不延长制动距离的条件下减轻制动时的纵向动力作用, 首先要大力提高制动波速, 同时科学地延长制动缸充风时间, 如采用“先快后慢”的变速充风。同时也应该看到发展大吨位车辆比增加编组辆数对减轻制动冲动更为有利。

## 三、制动缸压力的计算

DK-1 型电空制动机是通过列车管施行减压来实现全列车制动的, 当对列车进行常用制动减压时, 分配阀工作风缸的压力空气进入容积室和均衡室, 均衡活塞上移顶开均衡阀, 使总风缸压力空气进入制动缸, 车辆副风缸的压力空气直接进入车辆制动缸, 从而使机车、车辆制动缸都获得一定的压力空气而产生制动作用。

制动缸压力计算的依据是波义耳-马略特定律(简称波-马定律)。波-马定律指出, 一定质量的气体在温度保持不变时, 气体的压力(实指压强, 以下同)与体积的乘积为一常量, 即

$$pV = C$$

式中  $p$  ——空气绝对压力;  
 $V$  ——空气体积;  
 $C$  ——常数。

或表述为气体膨胀（压缩）前的压力与体积的乘积等于膨胀（压缩）后的压力与体积的乘积，即

$$p_1V_1 = p_2V_2 = C$$

式中  $p_1$ ——变化前气体的绝对压力；  
 $V_1$ ——变化前的气体体积；  
 $p_2$ ——变化后气体的绝对压力；  
 $V_2$ ——变化后的气体体积。

### （一）常用制动时机车制动缸压力的计算

常用制动时，机车分配阀工作在常用制动位，工作风缸的压力空气进入容积室（含均衡室），机车制动。当列车管减压量一定时，根据波-马定律就可算出容积室也就是制动缸的压力。

设： $p'$ 为列车管绝对压力（kPa）， $p$ 为列车管表压力（kPa）， $p_r'$ 为容积室（制动缸）绝对压力（kPa）， $p_r$ 为容积室（制动缸）表压力（kPa）， $r$ 为列车管减压量（kPa）， $V_{gh}$ 为工作风缸缓解状态容积（L）， $V_{gz}$ 为工作风缸制动状态容积（L）， $V_{rh}$ 为容积室缓解状态容积（L）， $V_{rz}$ 为容积室制动状态容积（L）。

根据波-马定律有：

$$V_{gh}p' + 100V_{rh} = V_{gz}(p' - r) + V_{rz}p_r'$$

由上式可得：

$$p_r' = \frac{V_{gz}r + 100V_{rh} - (V_{gz} - V_{gh})p'}{V_{rz}}$$

$$p_r = \frac{V_{gz}r + 100V_{rh} - (V_{gz} - V_{gh})p'}{V_{rz}} - 100$$

在 DK-1 型电空制动机中， $V_{gh} = 12.39 \text{ L}$ ， $V_{gz} = 12.49 \text{ L}$ ， $V_{rh} = 3.85 \text{ L}$ ， $V_{rz} = 3.91 \text{ L}$ ，代入上式最终可得：

$$p_r = 3.17r - \frac{100}{3911}p' - 1.5$$

如果考虑到分配阀稳定弹簧、均衡阀弹簧的作用和工作风缸压力空气向列车管逆流等因素的影响，实际计算时，上式一般定为：

$$p_r = 2.6r \text{ (kPa)}$$

### （二）常用制动时车辆制动缸压力的计算

常用制动时，车辆副风缸的压力空气直接进入制动缸。进入制动缸的空气量等于副风缸的送出量，副风缸送出压力空气后的压力与列车管内的空气压力保持平衡。

设： $p'$ 为列车管绝对压力（kPa）， $p_z'$ 为制动缸绝对压力（kPa）， $p_z$ 为制动缸表压力（kPa）， $r$ 为列车管减压量（kPa）， $V_f$ 为副风缸容积（L）， $V_z$ 为制动后制动缸容积（L）。

根据波-马定律有：

$$p'V_f = (p' - r)V_f + p_z'V_z$$

化简后得：

$$p_z = \frac{V_f}{V_z}r - 100$$

考虑车辆制动机空气通路所占有的容积和泄漏等因素，副风缸与制动缸的容积比按 3.25 : 1 计算，故车辆制动缸压力按下式进行计算：

$$p_z = 3.25r - 100 \text{ (kPa)}$$

## 四、最小有效减压量及最大有效减压量的确定

### (一) DK-1 型电空制动机最小减压量的确定

DK-1 型电空制动机的最小减压量由均衡风缸向初制动风缸匀压自动形成。

电空制动控制器手把由运转位移至制动位，缓解电空阀 258 和制动电空阀 257 失电释放，均衡风缸分两路减压：一路经缩孔  $d_4$  向初制动风缸匀压，另一路经缩孔  $d_3$  和制动电空阀 257 上阀口排入大气。均衡风缸减压量达到 20 kPa，压力开关 209 动作后，就将电空制动控制器手把移回中立位，让制动电空阀 257 得电吸合关闭排气口，均衡风缸压力便停止下降。在此过程中，如果忽略均衡风缸经电空阀 257 上阀口排气的影 响，就得到下面的结论：均衡风缸和初制动风缸压力均衡时，均衡风缸压力的减小值就是 DK-1 型电空制动机的最小减压量。

设： $V_j$  为工作风缸缓解状态容积 (L)， $V_c$  为工作风缸制动状态容积 (L)， $p'$  为均衡风缸定压时的绝对压力 (kPa)， $p$  为均衡风缸定压时的表压力 (kPa)， $p_j'$  为均衡风缸与初制动风缸压力平衡时的绝对压力 (kPa)， $r_{\min}$  为均衡风缸 (列车管) 最小减压量 (kPa)。

根据波-马定律有：

$$p'V_j + 100V_c = p_j'(V_j + V_c)$$

$$p_j' = \frac{p'V_j + 100V_c}{V_j + V_c}$$

$$r_{\min} = p' - p_j' = \frac{p'V_c - 100V_c}{V_j + V_c}$$

将  $p' = p + 100$  代入上式得：

$$r_{\min} = \frac{pV_c}{V_j + V_c} \text{ (kPa)}$$

DK-1 型电空制动机货车位操纵时， $p = 500$  kPa， $V_j = 5.7$  L， $V_c = 0.56$  L，代入上式可得  $r_{\min} = 44.7$  kPa。考虑减压初期制动电空阀 257 排气的影 响，最小减压量可达 50 kPa。

DK-1 型电空制动机客车位操纵时， $p = 600$  kPa， $V_j = 5.7$  L， $V_c = 0.36$  L，代入上式可得  $r_{\min} = 35.6$  kPa。考虑减压初期制动电空阀 257 排气的影 响，最小减压量可达 40 kPa。

## (二) DK-1 型电空制动机最大减压量的确定

由机车、车辆制动缸压力与列车管关系式  $p_r = 2.6r$  和  $p_z = 3.25r - 100$  可知，制动缸压力随列车管减压量成正比增加。但是，当列车管减压量达到一定限度时，制动缸将获得常用制动时的最大压力，超过此限度，即使再加大列车管减压量，制动缸压力也不会再增加。把制动缸获得最大压力时的列车管减压量叫作列车管最大有效减压量，用  $r_{\max}$  表示。DK-1 型电空制动机施行制动，工作风缸压力空气进入分配阀容积室（含均衡室）。当容积室压力上升到与工作风缸剩余压力相等时，工作风缸压力空气就不再继续流入容积室，此时工作风缸与容积室压力达到平衡，这个压力称为均衡压力。工作风缸和容积室压力均衡时列车管的减压量就是最大有效减压量。显然，列车管最大减压量等于列车管定压与均衡压力的差。

设： $p'$  为列车管绝对压力（kPa）， $p$  为列车管表压力（kPa）， $p_1'$  为均衡绝对压力（kPa）， $p_1$  为均衡表压力（kPa）； $V_{gh}$  为工作风缸缓解状态容积（L）， $V_{gz}$  为工作风缸制动状态容积（L）， $V_{rh}$  为容积室缓解状态容积（L）， $V_{rz}$  为容积室制动状态容积（L）。

根据波-马定律有：

$$\begin{aligned} p'V_{gh} + 100V_{rh} &= p_1'(V_{gz} + V_{rz}) \\ p_1' &= \frac{p'V_{gh} + 100V_{rz}}{V_{gz} + V_{rz}} \\ p_1 &= \frac{(p + 100)V_{gh} + 100V_{rz}}{V_{gz} + V_{rz}} - 100 \\ r_{\max} &= p' - p_1' = p - p' = \frac{p'(V_{gz} - V_{gh} + V_{rz}) - 100V_{rh}}{V_{gz} + V_{rz}} \\ &= \frac{(p + 100)(V_{gz} - V_{gh} + V_{rz}) - 100V_{rh}}{V_{gz} + V_{rz}} \text{ (kPa)} \end{aligned}$$

实际运用中为简化计算，一般采用经验公式  $p_r = 2.5r$  导出均衡压力公式。

$$\begin{aligned} 2.5p &= (2.5 + 1)p_1 \\ p_1 &= \frac{5}{7}p \text{ (kPa)} \\ r_{\max} &= p - p_1 = \frac{2}{7}p \text{ (kPa)} \end{aligned}$$

如果容积室原有表压力  $p_{ij}$ ，均衡压力和最大有效减压量应按以下公式计算：

$$\begin{aligned} 2.5p + p_{ij} &= (2.5 + 1)p_1 \\ p_1 &= \frac{5p + 2p_{ij}}{7} \text{ (kPa)} \\ r_{\max} &= p - p_1 = \frac{2}{7}(p - p_{ij}) \text{ (kPa)} \end{aligned}$$