



数据加载失败，请稍后重试！

· 综合评述 ·

- 1 列车制动过程的静态及动态评定方法 [德国] Wolfgang Hendrichs (1)
- 2 ICE 的制动装置 [德国] Uwe Kröger (11)
- 3 TGV 高速列车的制动系统 (18)
- 4 高速列车的制动装置 [德国] Alfred Braun (28)
- 5 ICE 列车摩擦制动装置的设计经验 [德国] Alfred Braun (39)
- 6 JR 东日本铁路制动系统的技术 [日本] 高尾忠明 (44)
- 7 281 系列摆式特快内燃动车制动性能试验
..... [日本] 柿沼博彦 玉置俊治 (52)

· 粘着与防滑控制 ·

- 8 高粘着制动系统及其控制 [日本] 川口清 (57)
- 9 制动性能分析系统 [日本] 川口清 渡边朝纪 (66)
- 10 粘着机理与粘着控制 [日本] 大山忠夫 (71)
- 11 铁路高速化和轮轨接触力的传递(1)——从摩擦学观点评价粘着力动态
..... [日本] 大山忠夫 石田弘明 (77)
- 12 铁路高速化和轮轨接触力的传递(2)——车辆运行和蠕滑力
..... [日本] 大山忠夫 石田弘明 (84)
- 13 MGS1 型防滑控制系统 (92)
- 14 OMG 202 微处理器控制防滑系统 (105)
- 15 高速时采用陶瓷粒子增加粘着 [日本] 大野薰 伴巧 (117)
- 16 新干线高速化粘着力利用技术(1)——制动时粘着力的有效利用与用陶瓷
粒子喷射提高粘着性能 [日本] 大野薰 小原孝则 (124)
- 17 新干线高速化粘着力利用技术(2)——逆变器控制用于空转、打滑再粘着
控制 [日本] 渡边朝纪 (128)

· 盘形制动 ·

- 18 低泵风功率的内部通风型车轴制动盘 [德国] Xaver Wirth (132)
- 19 列车制动盘的冷却 [英国] M. A. Tanvir (139)
- 20 盘形制动的设计和功率极限 [德国] E. Saumweber (147)
- 21 高速车辆用制动盘的开发(1)——带叶片的锻钢制动盘
..... [日本] 坂本东男 等 (154)
- 22 高速车辆用制动盘的开发(2)——帽型及 ECB 制动盘
..... [日本] 坂本东男 等 (167)
- 23 对铁路机车车辆制动装置轻量化的挑战 ... [德国] Torsten Dellmann (177)
- 24 铁道机车车辆制动材料的发展 [德国] Alfred W. Otto (188)

• 再生制动 •

- 25 电气制动控制的最佳化问题 [日本] 长田繁一 (200)
- 26 再生制动和供电系统最佳化 [日本] 伊藤二郎 (209)

• 电空制动 •

- 27 Kbr X₁₁型电空制动系统 (219)
- 28 最近的制动技术发展动向 [日本] 龟田康幸 古杉光史 (228)
- 29 新型机车制动系统 [日本] 新田浩 (237)

• 闸瓦制动 •

- 30 AAR 高摩合成闸瓦的坡道制动性能 [美国] D. H. Stone 等 (246)
- 31 合金铸铁闸瓦的各种特性 [日本] 辻村太郎 片山信一 (255)
- 32 高粘着的合金铸铁闸瓦 [日本] 辻村太郎 藤原直哉 (263)
- 33 特殊铸铁车轮踏面研磨瓦的研究 [日本] 赤城雄 等 (267)

• 油压制动 •

- 34 铁道列车制动课题和研究 [日本] 冈田铁之助 等 (270)
- 35 电气油压制动装置 [日本] 赤松修 (275)

• 轨道制动 •

- 36 电磁轨道制动机的静态、动态及热力特性
..... [德国] Wolfgang Hendrichs (281)
- 37 线性涡流制动机的原理、发展和设计 [德国] U. Kröger (299)
- 38 涡流制动装置的热特性 [德国] Wolfgang Hendrichs (309)
- 39 线性涡流制动装置试验中机械量的测量
..... [德国] Wolfgang Hendrichs (319)
- 40 线性涡流制动试验——电气部分 [德国] Wolfgang Hendrichs (327)
- 41 采用高性能滑行再粘着控制及钢轨制动的高速车辆制动系统
..... [日本] 熊谷则道 等 (338)

• 其它 •

- 42 克诺尔 SL20-5 螺杆式空气压缩机 (346)

列车制动过程的静态及动态评定方法

[德国] Wolfgang Hendrichs

本文作者在汉诺威大学为获得大学授课资格所写的论文中提出一种以数学—物理为基础来评价铁道车辆及列车制动性能的方法。对此加以补充作为作者授课讲稿,在本文中将其内容进行叙述。先介绍以前一般的制动过程静态评价方法及其结果,并与新的动态评定方法进行比较。

1 制动过程静态评定方法的估算式

因为过去对气动调节的铁路制动装置的微分方程及其所形成的动力学微分方程的求解过于费时,一般都以简化的静态方程来表达相当复杂的动态过程。

从能量考虑得出的简单表达式

$$F_t \cdot S = \frac{m}{2} v_0^2 \quad (1)$$

式中 F_t ——制动切向力;

S ——制动距离;

m ——列车质量;

v_0 ——制动初始速度。

$$\text{若以} \quad F_t = m \cdot a \quad (2)$$

代入,其中 a 是表示尚未进一步定义的减速度,将(2)代入(1)则得

$$S = \frac{v_0^2}{2a} \quad (3)$$

或经变换

$$a = \frac{v_0^2}{2S} \quad (4)$$

此式在铁路运行中经常被使用,这一很简单的关系式表明制动初始速度、制动距离及减速度的关系,对估算及比较计算发挥了很重要的作用。因为它是从静态考虑建立起来的,减速度 a 仅代表一个平均值。通过简单的数学推导可表明,它是对距离积分减速度的平均值 $\bar{a}_s$ 。

若这一平均值定义为

$$\bar{a}_s = \frac{1}{S} \int_0^S a \, dS \quad (5)$$

则可将此积分解出,按物理定义

$$a = \frac{dv}{dt} \text{ 及 } dS = v \, dt$$

代入(5),则得

$$\bar{a}_s = \frac{1}{S} \int_0^{v_0} v \, dv$$

以积分范围从0到 v_0 ,其解为

$$\bar{a}_s = \frac{v_0^2}{2S}$$

这是一个与(3)式完全一致的函数,也表明上面所做假设是正确的。

2 等减速度的情况

其关系式亦可从第3条路来推导,即通过动态计算,但假设运行中不是出现完全是等减速度的情况。

则可写成

$$\frac{dV}{dt} = -a \quad (6)$$

这一很简单微分方程的积分后为

$$V = -at + C_1$$

其积分常数可从初始条件确定,即当 $t=0$ 时,速度 $V=V_0$,得出 $C_1=V_0$,其速度方程为

$$V = V_0 - at \quad (7)$$

将关系式 $V = \frac{dS}{dt}$ 代入(7)可得出距离方程,经积分后为

$$S = V_0 t - \frac{a}{2} t^2 + C_2$$

积分常数 C_2 可从运行距离的初始条件于时间 $t=0$ 得到。

这里所谓“空走时间”起了作用:从企图开始制动时刻到进入制动过程需要一定时间,列车在此期间内完全没有制动而继续行驶了路程 S_0 ,反之,若列车立刻且没有一点时间延误地进行制动,则 S_0 及积分常数 $C_2=0$,其距离方程则为

$$S = V_0 t - \frac{a}{2} t^2 \quad (8)$$

因在多数情况制动时间是未知的,此式还不能使用。但可从边界条件来确定,即按制动终了时速度 $V=0$ 。这样速度方程(7)为

$$0 = V_0 - at$$

由上式解 t , 则

$$t = \frac{V_0}{a} \quad (9)$$

将(9)代入(8), 则

$$S = V_0 \cdot \frac{V_0}{a} - \frac{a}{2} \cdot \frac{V_0^2}{a^2}$$

这又是已知关系式(3)

$$S = \frac{V_0^2}{2a}$$

若考虑到,以一个常数进行时间积分,其结果与按平均减速度的距离积分相等,则可以说:只有瞬时减速度 dV/dt 在整个制动过程保持不变时,则按时间积分的平均减速度 $\bar{a}_t$ 才能与按距离积分的平均减速度 $\bar{a}_s$ 相等。

3 明登(Minden)公式作为静态制动距离计算的使用实例

若将3种不同方法推导的公式(3)与熟知的明登公式^[1]

$$S = \frac{3.85 \cdot V_0^2}{6.1 \cdot \psi(1 + \frac{\lambda_r}{10}) \pm i_r}$$

相比较,则可知在实际上显然是具有相同的结构,在两个公式中分子均含有速度平方项。若忽略由区段坡度引起的 i_r 项,则明登公式中分母的修正函数 ψ 及另一值 λ_r 显然是表示减速度作用的大小。

若再忽略与列车长度有关的下标 r , 则制动百分数 λ 值表示为

$$\lambda = \frac{B}{m} \cdot 100\%$$

可与所谓“制动重量” B 发生关系。以上式与牛顿公式

$$a = \frac{F_1}{m}$$

相比较可得出结论,“制动重量”物理上应与力具有相同的度量单位。

在铁路实际工作中制动重量是令人捉摸不透的量值,它是20年代末偶然被引入欧洲铁路^[2],此后一直被用作制动评价的基础。

Heller 写道:“在委员会长时间讨论之后取得一致意见,确定客车制动重量原则上以“标准制动车”为基准。此车制动重量与其自重相当,其自重为50t,制动率为80%,装有16块一般的闸瓦”。

制动重量至今还以吨(t)表示。自规定采用国际标准单位后产生困难。因此在某一铁路技术刊物上一位作者写道^[3]:“制动重量表示一个车辆所具有的制动功率,所以必须使用千瓦(kW)为单位。”但10年前在国际铁盟(UIC)通过了制动重量应表示车辆重量的一个比较量的意见。被定义为若制动重量与一辆车辆(或列车)的重量以相同值来表示,则车辆(或列车)重量100%的得到制动。这里的比较值单位是t。因使用国际标准单位取比较值单位为t,在以后的实施中将原来的制动功率称作为“制动质量”。

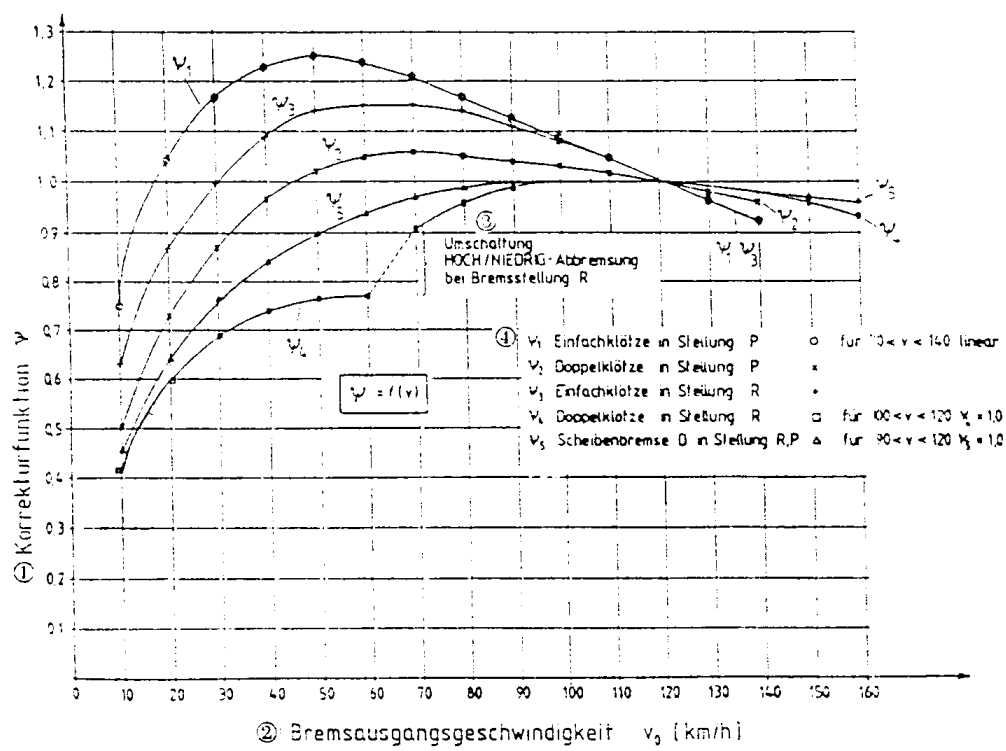


图1 明登公式 Sauthoff 函数 $\psi=f(V)$ 的关系

①修正系数 ψ ; ②制动初速度 V_0 (km/h); ③在制动位置 R 转换高低制动率; ④ ψ_1 在位置 P, 单侧闸瓦, $\circ$ $70 < V < 140$ 线性; ψ_2 在位置 P, 复式闸瓦, $\times$; ψ_3 在位置 R, 单侧闸瓦, $+$; ψ_4 在位置 R, 复式闸瓦, $\square$ $100 < V < 120$, $\psi_4 = 1.0$; ψ_5 在位置 R、P, 盘形制动, $\triangle$ $90 < V < 120$, $\psi_5 = 1.0$ 。

还应考虑,以“质量”表示的“功率”在实际上表示一个物理上的力,这可看出那时评价系统对以物理为基础的国际标准单位意见的不一致性,这也给那时的专家如 Sauthoff 造成很大的困难,在这样的基础上研究建立一个合理的制动距离公式。今日对那时以这样的条件所取得的成就还应表示敬佩。

图1表明其困难情况,虽然“制动百分数”本应能明确地确定列车的制动能力,但必须求得

Sauthoff 修正系数 ψ ，如果不考虑它的影响则所确定的制动距离的误差可达100%以上。令人感兴趣的是所有 ψ 曲线在 $V_0=120\text{km/h}$ 处相交。因为那时的制动评价以它作为相关速度。

4 UIC 的制动评价规范

制动评价曲线是使用由装有16块铸铁闸瓦的“标准制动车”作为样板车或由其组成的列车经过许多次制动试验整理所得的结果。以前的德意志国家铁路以及以后的德意志联邦铁路提供的制动评价曲线图为

$$\lambda = f(V_0)$$

是以制动距离 S 作为参数而建立的。由此得出的是抛物线形曲线，在其上面部分因为是用外推法得到的，所以是很成问题的。

UIC 制动委员会根据这一困难问题将制动评价曲线图采用双对数坐标变成直线表示^[4]。图2表示这样的评价图，其中所绘的制动评价曲线将在后面进一步讨论。

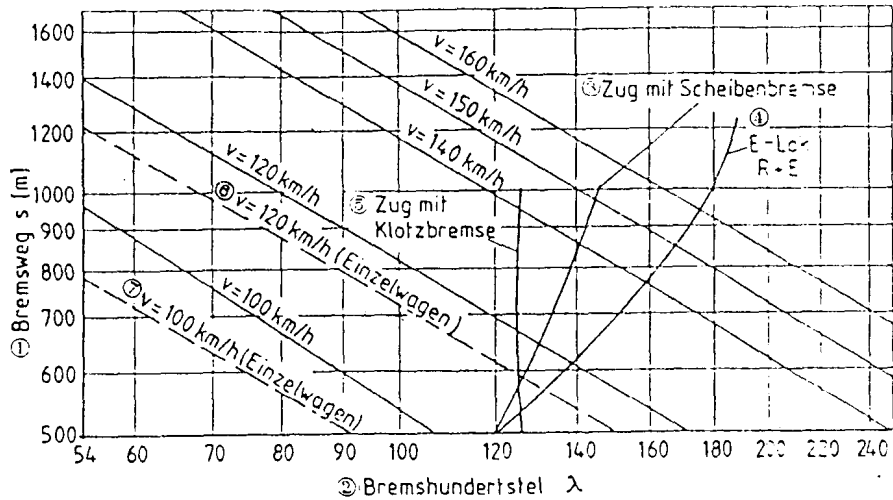


图2 按 UIC 备忘录544及546：制动距离与制动百分数关系

①制动距离 $S(\text{m})$ ；②制动百分数 λ ；③盘形制动列车；④电力机车 $R+E$ 位；
⑤闸瓦制动列车；⑥ $V=120\text{km/h}$ (单车)；⑦ $V=100\text{km/h}$ (单车)。

这里还需说明，由于篇幅所限在这里仅将制动作用快的车辆及列车(作用时间在3~5s)表示出来。对于作用慢的货车制动将研究其他方法。若对图2所示的评价图对其数学—物理基理进行研究，可得出表示制动过程的下列函数

$$S = A \cdot \lambda^B \tag{10}$$

即必须以一个指数函数来表示。其中 A 及 B 一定不是常数，而是与制动初速 V_0 有关的函数，因为制动距离 S 一定是 λ 及 V_0 的函数，这也是明登公式所表达的。从此也可看出，如果式(10)假定 S 是指数函数的话， A 与 B 必定是连续函数。

图3表示 A 及 B 与 V_0 的函数关系。显然它们是不连续的。为了直观起见将实际得到的 A 与 B 曲线使用插值法以得到其平均值 A_m 及 B_m 的曲线。从图中可看出在几个制动初速下其偏差是明显的。

这里还必须说明，图3曲线在铁路运行中不能使用。应指出，仅根据铁路列车制动过程以静态评价方法建立的经验曲线及公式可能与数学—物理规律发生矛盾。

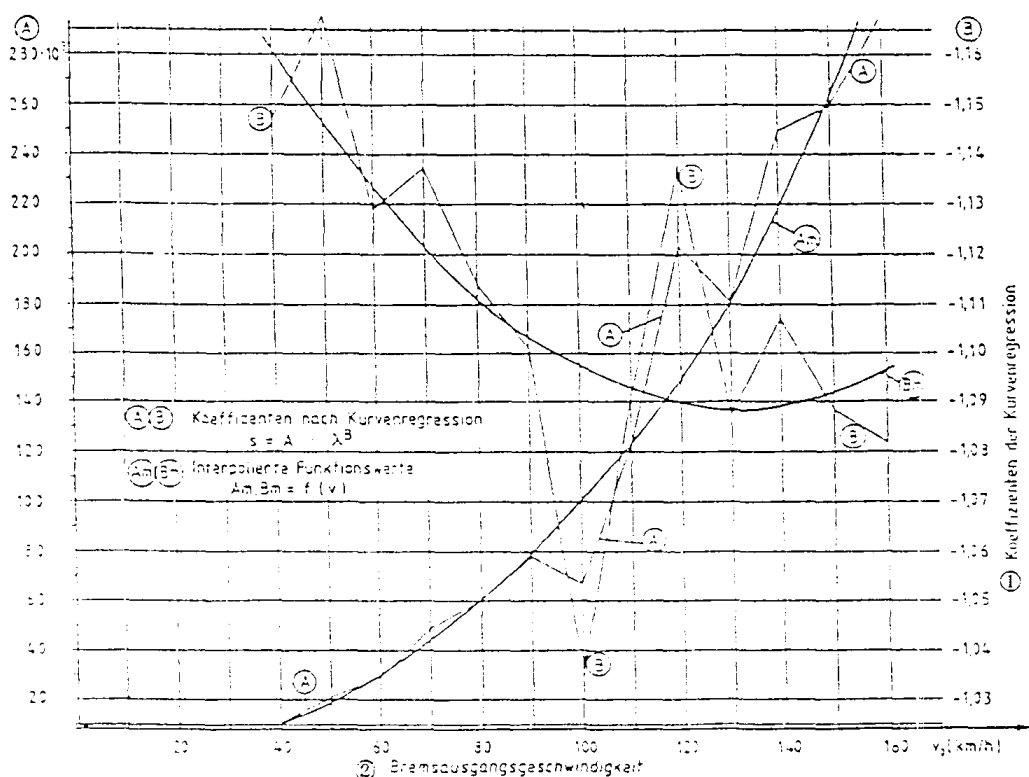


图3 按 UIC 制动评价规范的系数 A 与 B 变化曲线
 AB 按曲线回归的系数; A_m, B_m 插值函数值 $A_m, B_m = f(V)$
 ① 曲线回归系数; ② 制动初速度 V_0 (km/h)。

5 关于制动过程的动态评定方法及其评价

若认为过去对压缩空气制动的铁路列车评价的难题采用那时的手段已得到最佳的解决, 从今日铁路情况来看还可提出下列问题:

- 自20年代末以来有什么变化?
- 今日应做些什么新的和更好的工作?
- 对此今日具备有什么手段?

5.1 自20年代末以来有什么变化?

首先要回答很重要的第一个问题是: 自10多年以来欧洲法律规定采用国际标准单位(SI系统)。它对力和质量要求更有明显的不同。在力学、热力学、电子技术等公式中其相关的值是相互协调的。以前已有明确定义, 又符合国际标准单位提出的要求, 而“制动重量”一定不是这样的情况。

几乎同样重要的实事是, 在20年代末确定闸瓦制动为一般使用中的铁路有效形式。由样车试验得到的评价曲线也只是表征闸瓦制动实际本质特性的图形。

如有关发展论文所述, 新型制动系统(盘形制动、电力制动、涡流制动)决不会和铸铁闸瓦相一致, 若把装用新型制动装置的车辆进行制动试验所得的结果加到闸瓦制动的评价图上, 必定会产生困难。如图2所示, 当闸瓦制动列车在整个速度范围的制动百分数约为127, 按盘形制动的评价曲线则在120到148之间, 而动力制动的机车的制动百分数甚至在122到190。

上述问题第3个要回答的是“制动百分数”值的重复性。在[2]中引用的“样车”早已被淘汰, 同时对“一般”铸铁闸瓦在不同管理部门也有不同的理解。根据发展需要, 寻找一个新的数学—物理上定义明确的可重复的制动评价量为时已久。在1970年法国国铁(SNCF)已认识到, 对高

速范围制动的评价应与使用习惯用的制动重量有所不同,而必须另有评价的先决条件。SNCF 部门总工程师 M. P. Romaistan 在1971年初写道^[11]：“我们不去重新讨论制动重量的定义问题,但需再次说明,它是以120km/h 速度进行制动的功率为依据,来评价车辆制动的有效性为标志的。这一制动重量按其性质是一个附加系数而易于处理,因此在今日铁路运行中使用很方便。但显而易见,按其速度不同而采用不同组成的制动装置的不同车辆,其制动性能不能再以单一的参数来确定”。

本节结论:为满足新的需要,交通向高速度发展,除了“制动重量”外需要建立新的概念。

5.2 今日应做些什么新的和更好的工作?

答案很清楚:为了使结果改善,动态过程必须采用动态来表示。对此微分方程是必不可少的。制动过程的简单描述已在第2节介绍过。

一个动态考察的出发点总是一个瞬时减速度对时间的函数。制动动态基本方程是

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^i F_{ix_i}(t, V, x)}{m'} \quad (11)$$

(11)式表明,瞬时减速度等于所有 i 个与时间、速度及列车位置 x 为函数的制动切向力的和除以总质量 m 。符号 m' 表示包含车辆所有旋转部分的质量。

(11)式的计算表达相当困难,只能用一个庞大计算机程序可准确求解^[5]。此问题的简化表述本文作者已多次发表过论文^{[8]、[9]、[10]}。

这样,动态评定方法的问题已经解决。关于一个新的铁道制动评定方法在本文只能作简短的叙述,它也是作者写的为申请大学授课资格论文的核心部分^[5]。

这是清楚的,描述空气制动过程中以表征其具有摩擦的长空气管道特性的高阶偏微分方程不能直接作为新制动评价的基础;它对铁路运行中使用太复杂。在铁路运营中适用的评价系统一方面应是使实际工作人员易于掌握,另一方面列车的制动过程在原理上应正确的得到掌握。

5.3 今日具备有什么手段?

与往日相比今日铁路具有完善的数据采集与处理的电子设备。采用计算机技术今日可以快速地对复杂的微分方程系统求解,过去完成此项工作甚至优秀专家需几周时间。那时对单一的制动过程所表达的微分方程系统采用数值方法花一周长的时间处理还不能避免结果不出差错。

今日计算程序需要输入瞬时数据,这是以往的测试技术无法得到的。没有通过试验获得可靠测试结果作为基础,则各个部分的计算结果就会失去说服力。因此采用高度发展的测试及处理技术用于运行试验是对制动技术及列车动力学计算程序的建立与进一步发展的最大支持^{[12]、[13]、[14]、[15]}。若已在试验时即可计算出结果,显示出确定各个部分的瞬时值作为总结果的基础是理想的试验整理方法。

要检查计算与试验或同类试验之间的误差可从测量结果及其数据处理结果相当快地发现错误,但也表明,通过使用计算程序来表述整个制动过程还不能使计算与试验之间达到预定的误差。

在这种情况下计算程序必须调整以适应新的认识。后继试验结果一定要显示出是否按正确方向调整。制动过程的动态评定则成为新技术领域的计算与试验的基础。

5.4 制动评价问题

自开始时制动过程的静态评定及由此又从样车产生“制动重量”已进行叙述,本文最后提出制动评价的动态评定办法,以供在技术上进行深入讨论。

提出对未来评价系统以新的“样本”作为基础似乎无太大意义,因为现在在技术上比60年以前已有很大发展。这样新的“样车”也会在不久就被淘汰,同时制动评价也不用其原来单位了。这可想而知,要从动态评定方法角度来看建立以样板函数为基础的新的制动评价方法。应使用数学并使用现有技术尽量使其与物理状态相适应。

通过与大学和铁路进行长时间讨论后作者提出一个函数,它是在物理上及技术经常出现的微分方程的解。

它是与寻求理想制动情况相协调的,它从零开始升高经过一个制动缸充气时间 τ 达到其95%稳定的终了值后不再受速度及其他影响而保持不变。

符合理想制动的动态基本方程则为

$$\frac{dV}{dt} = \frac{F_{tx}}{m'} (1 - e^{-bt}) \tag{12}$$

若方程中的时间常数的定义,按制动缸充气时间 τ 在达到95%的 $F_{t\max}$ 进行确定,则

$$b = \frac{3}{\tau} \tag{13}$$

以

$$\frac{F_{tx}}{m} = a_B \tag{14}$$

得到以 a_B 作为“标准的减速度”,用以代替以往的制动评价标准的制动百分数。根据这一“标准的减速度”可建立新的制动评价曲线及制动图表。

“制动重量”现在则以一个“制动值”代替,它是由标准减速度 a_B 与车辆质量 m 乘积而得

$$B = a_B \cdot m \tag{15}$$

按其定义表示为一个假想的力。

在进行此项研究工作中发现其最大可贵处在于,虽然进行了深刻的物理上改变而能尽量使铁路人员使用处理时很少有变动。标准减速度 $a_B = 1 \text{ m/s}^2$ 可使等于100制动百分数,这样铁路工作人员可按其习惯使用的计算步骤令制动百分数保持不变,但现在从数学—物理基础上毫无问题可实现重复。但其数值必须修改。

对微分方程(12)积分得出速度及距离公式及(13)式的时间系数的导数详细过程见作者的申请大学授课资格论文[5]及关于坡道制动论文[8]。由于篇幅所限在此不再详述。

标准减速度 a_B 可按至今采用的通过试验求得,从制动初速 V_0 及走过的制动距离 S 出发,再使用计算机或手册中的制动评价曲线;在数学上则对样本函数进行两次积分并将距离方程对 a_B 求解,最后可得

$$a_B = \frac{3V_0\tau_B - 3S + \sqrt{(V_0\tau_B - 3S)^2 + (V_0\tau_B)^2}}{\tau_B^2} \tag{16}$$

“标准制动缸充气时间 τ_B ”是制动评价的基础,它对快速作用的制动按 UIC 规定公差范围 $3\text{s} < \tau < 5\text{s}$, 取 $\tau_B = 4\text{s}$ 。若有其他更佳条件作为基础,则可通过计算机在几分钟内建立新的评价曲线或计算出 a_B 值。

若总的制动时间 T 大于标准制动缸充气时间 τ_B 则(16)式完全准确。

这对快速作用的制动以 $\tau_B = 4\text{s}$ 在实际上总是这种情况。若不是这种情况,如在慢速作用的制动以很低的制动初速的情况,确定 a_B 就需较复杂的计算方法^{[5]、[8]}。

6 使用计算机整理制动运行试验结果的举例

最后以两个制动运行试验结果对样本函数的使用及处理进行说明。

试验对象是一辆52t 重型客车,速度为160km/h,安装有盘形制动及磁轨制动装置。制动试验采用摘钩试验^[16]形式,其制动初速约为160km/h。图4表示一个试验在制动位“R”时的计算机记录,它从上部往下表示

- 时间—距离阶梯变化;
- 储存—空气缸压力 P_R ;
- 主风管压力 P_L ;
- 制动缸压力 P_C ;
- 瞬时减速度 a 及样本函数以及
- 车辆速度 V_F 。

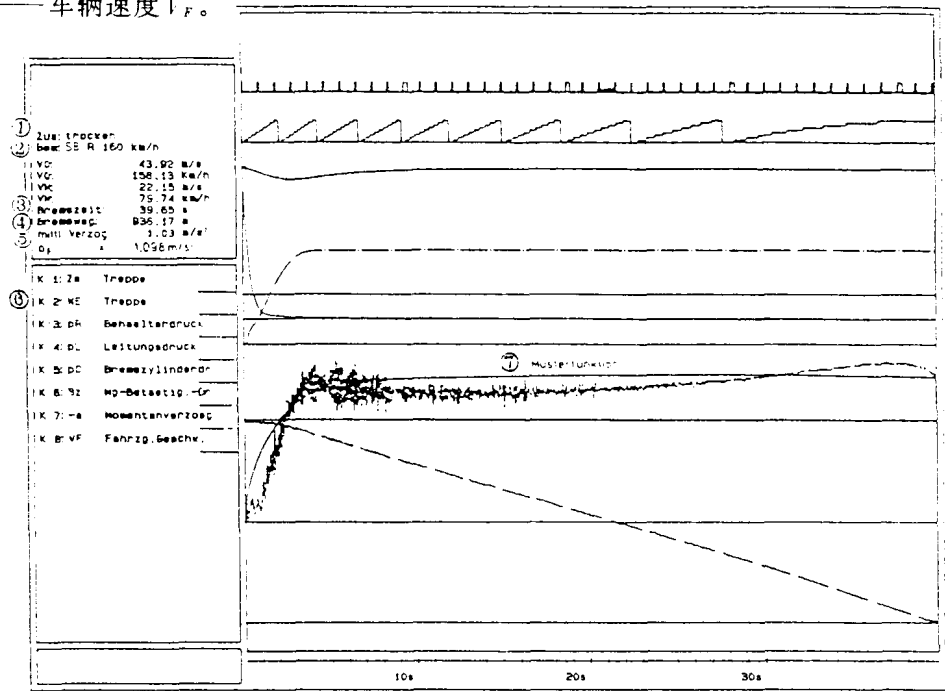


图4 一项制动试验结果的计算机显示;采用盘形制动的客车,没有磁轨制动

①状态:干燥;②制动SBR 160 km/h;③制动时间;④制动距离;⑤平均减速度;⑥阶梯,风缸压力,风管压力,制动缸压力,电磁阀动作压力,瞬时减速度,车辆速度;⑦样板函数。

现在来讨论瞬时减速度,它从变化曲线中将包含有很强的高频波动部分可立刻识别出来,且以相同的单位在相同的零线表示于样本函数上。因为车辆是盘形制动,其瞬时减速度变化与点划线表示的制动缸压力大致成比例。试验的前三分之一部分稍有下降是与制动片的摩擦系数因受热略微下降有关。在低速范围制动片摩擦系数有些升高。制动缸压力的上升时间 τ 与样本函数的基准上升时间 τ_b 实际上是一致的。可明显看出,车辆瞬时减速度曲线与实线的样本函数相互靠近。

从 $V_0=158.13\text{ km/h}$ 进行试验在制动位 R 时得出制动距离 $S=936\text{ m}$,由此按(16)得出标准减速度 $a_b=1.098\text{ m/s}^2$ 。这相当于取整数110的制动百分数。根据这一制动试验这个车辆在 R 制动位时制动值为

$$B = \frac{110 \text{ (m)}}{100 \text{ (s}^2\text{)}} \cdot 52(\text{t}) = 57.2 \text{ kN}$$

其计算过程与以前确定“制动重量”相同,只是数值不一样。

图5表示以同一车辆并以与图4所示相同的初始条件的试验结果,但制动位为 R+Mg,即再加入磁轨制动。记录中增加的是磁轨制动操作压力(轻微锯齿形变化曲线)的瞬时减速度与样本函数零线上部。由于磁轨制动同时作用使瞬时减速度比制动位 R 的试验结果水平明显变高。在低速范围磁轨制动的摩擦系数明显升高;因此这样的制动在停车前可自动避免猛烈的停车冲动现象。

因磁轨制动摩擦系数升高仅限于低速范围,这一作用对制动距离影响不大,这正如瞬时减速度变化过程曲线所表示。它对制动距离的作用相当于样本函数的抬高。

在这一运行试验从 $V_0=162.19\text{km/h}$ 开始其制动距离达到731m。由此计算出标准减速度为 $a_B=1.508\text{m/s}^2$,相当于151的物理制动百分数。当车辆重量为52t,得出制动位为 R+Mg 时的制动值

$$B = \frac{151}{100} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 52(\text{t}) = 78.5 \text{ kN}$$

以上两个例子说明,制动过程使用动态评定方法按国际标准单位以数学—物理的观点进行评价是完全可以实现重复性。

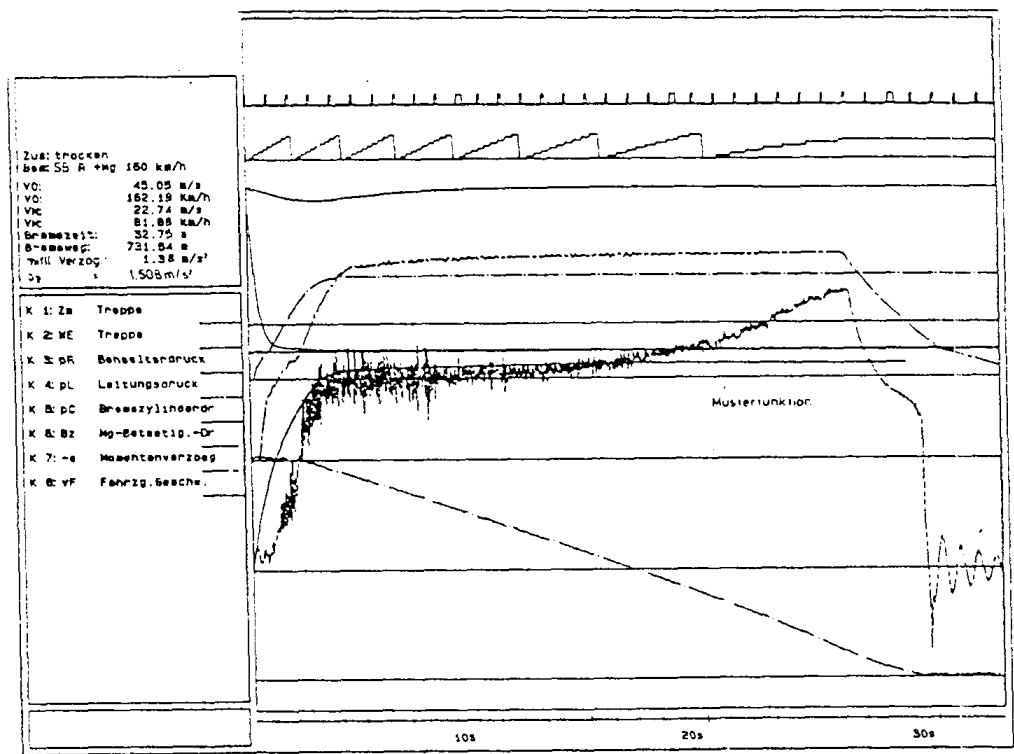


图5 一项制动试验结果的计算机显示;采用盘形制动客车并装有磁轨制动
图中说明同图4。

参考文献

- 1 Sauthoff, F. ;Über die Möglichkeiten zur Berechnung der Bremswege von Eisenbahn—Fahrzeugen. ZEV—Glas. Ann. 85(1961)Nr. 2, S. 48—61
- 2 Heller. G. ; Geschichte des UIC—Unterausschusses “Bremswesen”, Budapest 1984.
- 3 Autorenkollektiv unter Leitung von Dr. sc. techn. Klaus Töpfer. Grundausrüstungen transpress, VEB Verlag für Verkehrswesen, Berlin.
- 4 Internationaler Eisenbahn—Verband UIC. UIC—Kodex 546 VE Bremse—Hochleistungsbremsen für Personenzüge. 3. Ausgabe 1.1.1982.

- 5 Hendrichs, W. ; Über die Bewertung von Eisenbahnbremsen nach mathematisch — physikalischen Gesichtspunkten. Habilitation Universität Hannover 1989.
- 6 Hendrichs, W. ; Versuche mit linearen Wirbelstrombremsen. Messung mechanischer Größen. ZEV — Glas. Ann. 109(1985)Nr. 9, S. 375 — 381.
- 7 Hendrichs, W. ; Bremstechnische Versuche mit dem ICE — V aus hohen Geschwindigkeiten. ETR 37(1988) Nr. 1/2, S. 45 — 50.
- 8 Hendrichs, W. ; Über den Einfluß des Gefälles bei der Bremsung von Eisenbahn — Fahrzeugen. Archiv für Eisenbahntechnik 38(1983)S. 27 — 36.
- 9 Hendrichs, W. ; Die Dynamik beim Bremsen schnellfahrender Reisezüge. EI. Bahnen 86(1988)Nr. 6, S. 200 — 207.
- 10 Hendrichs, W. ; Fahr — und Längsdynamik druckluftgebremster Güterzüge. ZEV — Glas. Ann. 113(1989)Nr. 3, S. 87 — 94.
- 11 Romaistain, M. P. und Autruffe, M. H. ; Calcul dynamique du freinage des trains a grande vitesse. Revue Generale(1971)Nr. 1, S. 36 — 48.
- 12 Hendrichs, W. ; Computer — Einsatz und elektronische Meßdaten — Verarbeitung bei der Arbeit der Abteilung für Bremsen. DIE BUNDESBAHN 60(1984)Nr. 6/7, S. 477 — 484.
- 13 Hendrichs, W. ; Versuche zur Sicherheit der Eisenbahn — Bremsen unter Winterbedingungen. DIE BUNDESBAHN 61(1985)Nr. 2, S. 97 — 102.
- 14 Hendrichs, W. ; Elektronische Meßdatenverarbeitung beim Abhängen unbemannter Eisenbahnwagen. DIE BUNDESBAHN 63(1987)Nr. 1, S. 49 — 53.
- 15 Hendrichs, W. ; Bremsversuche der Versuchsanstalt Minden . Drei Generationen elektrischer Meßdatenverarbeitung. DB — Deine Bahn 17(1989)Nr. 3, S. 160 — 165.
- 16 Hendrichs, W. ; Von der Klotzerprobung bis zur Bremsbewertung. Tradition und Fortschritt bei der Abteilung "Bremsen" der Bundesbahn — Versuchsanstalt Minden. DIE BUNDESBAHN 59(1983)Nr. 3, S. 171 — 177.

陈泽深 译自 ZEV-Glas. Ann. 113. 1989(12)481 — 489

吴培元 校

ICE 的制动装置

[德国] Uwe Kröger

摘要 德意志联邦铁路新型高速列车 ICE 的制动系统是高速试验列车 ICE-V 制动系统部件通过考验后进一步发展而成的。根据所得经验和新的列车配套要求,每辆中间拖车装有 16 个制动盘,而每辆动车则装有 8 个制动盘。在第一列车的中间拖车采用目前 IC 列车所用的磁轨制动,但以后将选用线性涡流制动进行替换。

1 前言

高速列车的制动要求多种制动系统协调地工作,并根据情况进行分级控制。平时无磨损制动机优先使用,在紧急制动或非常制动时,即使在个别制动机有故障情况下也能使列车安全停车,就是在这样条件下选用适当减速度。

IC 车辆重量为 44 t,最高允许速度为 $V_0=200$ km/h,其盘形制动装置与 ICE 相比,主要的差别是在功率消耗方面。由于 ICE 的旅行速度提高到 $V_0=250$ km/h,在新线区间为 40‰坡道,其速度 $V_0\geq 280$ km/h,而且车辆重量要增加到 60 t。

这些盘形制动方案将在下面叙述,并描述了磁轨制动机和再生电流制动机的变化,还进一步指出涡流制动机对 ICE 来说其优点和缺点的对比。

2 ICE 的制动系统

多年来克诺尔制动机公司与多个铁路公司和制动片制造厂合作进行了盘形制动装置的极限功率和寿命试验^[1,2]。因此它对欧洲高速列车 TGV 特别是 ICE-V 的制动装置,包括基础装置的计算和尺寸设计的建立,此外整套盘形、磁轨和涡流制动机等起了很大作用。

2.1 再生制动(GB)

交流动车在施行制动时能将电能反馈给电网。可是在网压降低发生故障时,再生制动将失效,盘形制动的作用必须加强。因此,在制动计算时

- 两端动车的再生制动在停车制动时不计在内。
- 进站停车时仅仅允许在一端动车的再生制动发生故障。

此后在 E 120 型机车进行了试验,其再生制动与 ICE-V 装置相同具有 3.3 MW,试验圆满完成,则 ICE 动车再生功率提高到 4.0 MW。

2.2 盘形制动机(SB)

根据表 1 所给定的车辆参数,新线的坡度和速度的纵断面情况选择了制动盘和另外的一些制动系统的结构。

动车制动盘

与 ICE-V 相比,根据座席、成本和中间车数量进行考虑,ICE 列车动轴采用两个制动盘。因为下述工况是比较少的,即在

- 施行制动时无再生制动及
- 具有再生制动下在紧急制动和非常制动以 $V>160$ km/h 施行制动,再经过长时间冷却下来,故决定采用了无通风型铸钢盘和粉末冶金制动片。这些整体盘在 ICE-V 及 TGV(TGV 大西洋)高速列车上仅有微不足道的通风功率,而使用得非常好。

中间车辆制动盘

当 IC 及 ICE-V 的车辆每轴仍装有 2 个制动盘,而在 ICE 每根轴则必须装有 3 个盘或如 TGV-A 那样选用 4 个盘。凭借以下二例来说明它的选用配置和评价。

表 1 列车技术参数比较

	ICE	ICE-V	IC	TGV-A
配 置	2TK+12W	2TK+3W	E103+12W	2TK+10W
速 度 (km/h)	280~300	300~350	200	300
列车重量(t)	846	311	645	490
每轴盘数(规格)TK	2(750×40)	3(750×40)	—	—
材 质 TK	铸钢	铸钢	—	—
每轴盘数(规格)W	4(640×80)	2(660×40)	2(610×110)	4(640×45)
材 质 W	铸钢/球铁	铸钢	灰铁/球铁	铸钢
制动片材质 TK	粉末冶金	粉末冶金	—	—
W	粉末冶金/有机合成	粉末冶金	有机合成	粉末冶金
涡流制动机 TK	—	4	—	—
W	(4)	4	—	—
磁轨制动机 TK	—	—	—	—
W	4	—	4	—

注:TK 动车;W 中间车。

○ ICE 第一种系列(图 1)

区间: Hannover-Würzburg 最大坡度为 10‰和最高速度 $V_{\max}=280$ km/h。

循环制动:4 个常用和 2 个紧急制动。

车辆参数:分别列于表 1,中间车辆装备磁轨制动。

盘形制动:每轴 3 个灰铸铁盘,配以有机合成制动片。

摩擦面温度: $\theta_{\max}=480^{\circ}\text{C}$

○ ICE 第二种系列(图 2)

区间:Köln-wiesbaden 最大坡度 40‰,

$V_{\max}=300$ km/h。

循环制动:3 个常用,一个调速以及 2 个紧急制动。

车辆参数:参阅表 1。

盘形制动:4 个铸钢盘/轴,配以粉末冶金制动片。

摩擦面温度: $\theta_{\max}=375^{\circ}\text{C}$ 。

由热负荷产生的最大制动盘应力主要由下列 4 个参数决定

- 当停车制动时温升 $\Delta\theta$;
- 摩擦环上温度应力 σ_{θ} ;
- 多次制动后摩擦面温度最大值 $\theta_{\max}$ 以及
- 平均摩擦温升最大值 $\bar{\theta}$ 。

上述参数值对制动盘的耐久性受到了摩擦环和制动片的磨损和制动盘热裂的影响。因为制动盘和制动片的磨损和摩擦面的温度是呈指

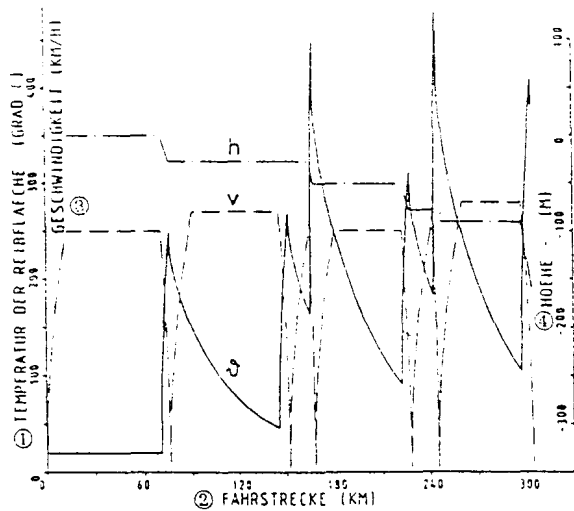


图 1 ICE 第一种系列,Hannover-Würzburg

①摩擦面温度($^{\circ}\text{C}$);②运行区间(km);

③速度(km/h);④高度(m)。

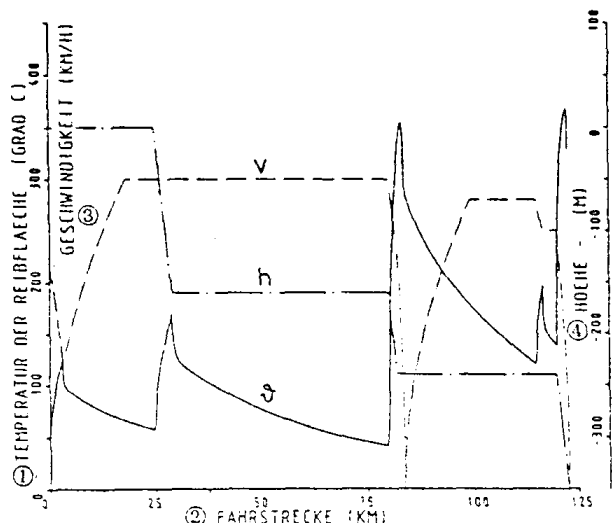


图2 ICE 第二种系列, Köln-Frankfurt

①摩擦面温度(°C);②运行区间(km);

③速度(km/h);④高度(m)。

生的温升 $\Delta\theta$ 和热应力 σ_θ 以及制动集成所决定的。

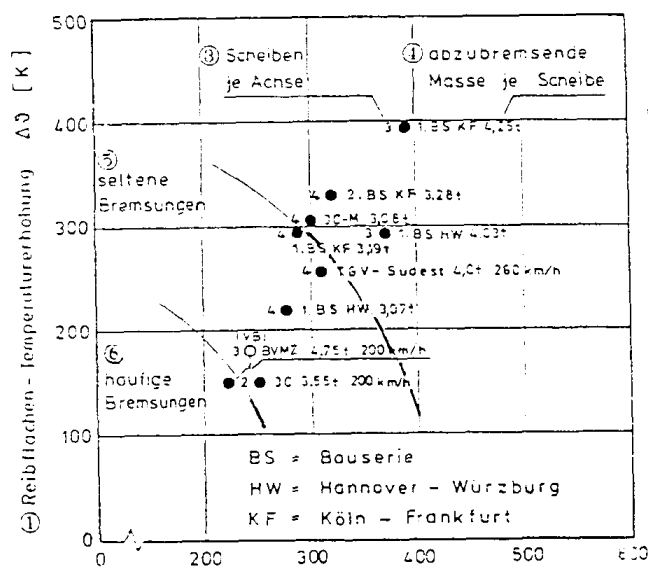


图3 ICE 紧急制动时制动盘负荷(铸铁盘配以有机合成闸片)

①摩擦面温升 $\Delta\theta$ (K);②摩擦环热应力 σ_θ (MPa);③每轴盘数;④每盘制动重量;⑤紧急制动;⑥常用制动。BS、HW、KF 为区间名称。

二种盘和闸片的 $\Delta\theta$ 和 σ_θ 比较值列于图3和图4中。由法国国铁(SNCF)和德意志联邦铁路(DB)的裂纹记录分析定出标定负荷极限。一个极重要的参考点为表明在图3中的IC制动盘负荷,这个热负荷点是多年运用后产生了热裂,而ICE盘明显在其下方。其余的关系点定出TGV东南线列车的负荷(图3)及TGV大西洋线列车的负荷(图4)。

按此,则制动盘在不常发生的紧急制动时允许负荷为

- 铸铁盘 $\Delta\theta \approx 300$ K 及 $\sigma_\theta \approx 300$ MPa;

数上升的^[1],这些值对经常制动应比少数高负荷情况下制动时(例如部分制动系统在施行紧急和常用制动时发生故障)的允许温度值还低些。对一些意外负荷下制动盘的允许温度为

- 铸铁盘配以有机合成闸片 $\theta_{zul} \approx 375^\circ\text{C}$ 及
- 铸钢盘配以粉末冶金闸片 $\theta_{zul} \approx 500^\circ\text{C}$ 。

因此对极高的制动功率来说,铸钢盘和粉末冶金闸片配套时是极为有利的,它显示出

- 较高的热稳定性;
- 微小的湿敏感性;
- 在高速区域摩擦系数值稳定;
- 在高制动功率下较小的制动片的磨耗;
- 较小的热裂倾向。

摩擦面上热裂的形成主要是由停车制动产生的

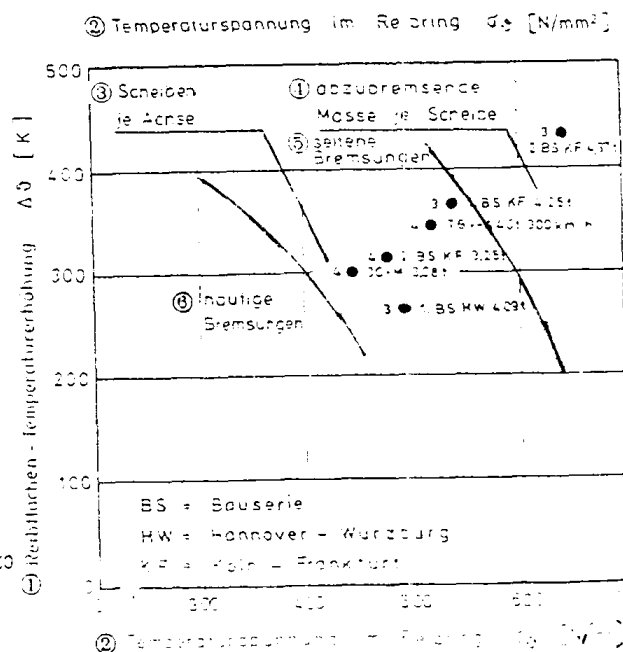


图4 ICE 紧急制动时制动盘负荷(铸钢盘配以粉末冶金闸片)

①摩擦面温升 $\Delta\theta$ (K);②摩擦环热应力 σ_θ (MPa);③每轴盘数;④每盘制动重量;⑤紧急制动;⑥常用制动。BS、HW、KF 为区间名称。

- 铸钢盘 $v \approx 350 \text{ K}$ 及 $\sigma_b \approx 600 \text{ MPa}$ 。

从图 4 可看出,采用每轴 3 个球铁盘不允许使用于高负荷下,这不仅在 Hannover-Würzburg 区间(例 1),而且在 Köln-Frankfurt 区间(例 2)也是如此。因为第 1 种系列考虑制动盘数量和第 2 种系列相同,每轴推荐为 4 个盘(图 5)。第 1 种系列和新线区间 Hannover-würzburg 还可采用铸铁盘配以有机合成闸片,但是在第 2 种系列则必须用铸钢盘。

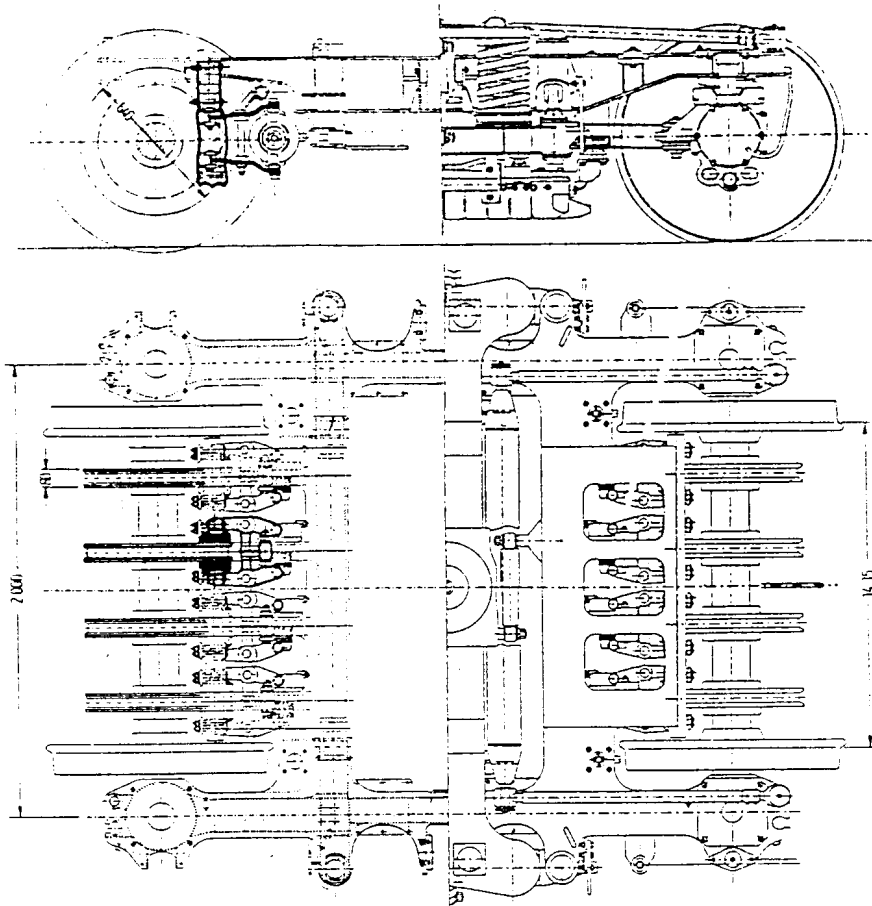


图 5 MD 530 型转向架

2.3 线性涡流制动机

随着提高旅行速度之后,在欧洲 70 年代开始 Jeumont-schneider 公司和 Knorr 公司各自开发了互不相关的线性涡流制动机。并相继分下列阶段完成

- 考虑在高速时最大制动力条件下,钢体断面和线圈工艺的最优化选择;
- 区间运行试验的验证。

(法国首先改装了一辆客车和 7001 型机车^[3,4]作为试验列车,德意志联邦铁路开始也是用一辆客车,继而首次在整列车 ICE-V 上进行试验)^[5,6,7]

- 对成套列车总体方案的重点问题是列车制动控制、能量供给、经济性探讨以及列车运行中线路特殊问题的解决,例如钢轨发热和信号影响进行研究。

涡流制动机的优点通过试验证实为

- 良好的制动特性,即在高速时有较大的制动力,如图 6;
- 有稳定的粘着值,即随时都有可靠的和安全的制动作用;
- 无磨损和无级调整,因此适用于常用制动以及