

469231

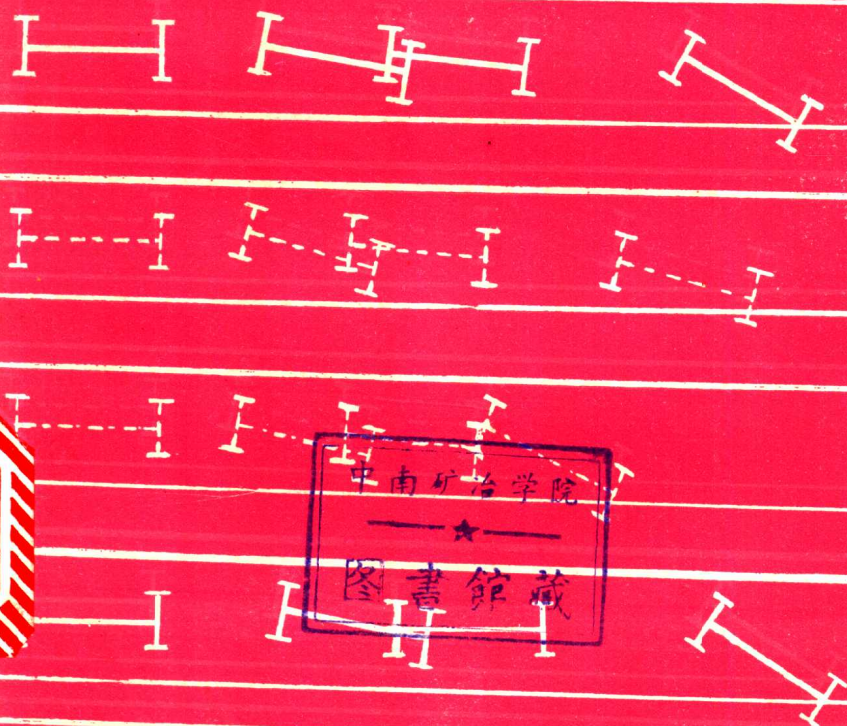
[苏] Б. Б. 根波姆

等著

吴 法 民

等译

汽车制动动力学和 工作过程



人民交通出版社

汽车制动动力学和 工作过程

〔苏〕Б. Б. 根波姆 等著
吴植民 等译

人 民 交 通 出 版 社

内 容 提 要

本书为有关汽车制动理论及制动器设计的一部专著，其中讨论了各种因素对制动时的汽车动力学参数的影响以及制动过程最佳化的途径；阐明了制动系的能量负荷及能容量的概念，并对其道路及台架试验结果作了分析；介绍了车轮制动器热过程的电模拟方法。

本书可供汽车设计、研究、使用方面的工程技术人员及高等院校有关专业师生参考。

本书由吉林工业大学汽车教研室四位同志翻译。分工情况是：陈德宜译第一章，李初译第三章，陈家瑞译第四章，吴植民译绪言及第二章并通校全书。

本书根据苏联“高等学校”出版联社1974年出版的《ВОПРОСЫ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ И ТЕОРИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ》一书译出，出版时书名作了简化。

汽车制动动力学和工作过程

〔苏〕Б. Б. 根波姆 等著

吴 植 民 等译

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 1/32 印张：8 字数：171 千

1982年12月 第1版

1982年12月 第1版 第1次印刷

印数：0001—5,200册 定价：1.25 元

绪 言

没有一个能够有力地保证高制动效能和就汽车稳定性及操纵性观点而言的最佳制动过程进展的制动系，汽车就不可能高速行驶。因此，制动效能和影响稳定性及操纵性的过程参数不仅关系到行驶安全性，而且关系到汽车额定速度得以实现的程度。

在一般情况下，驾驶员-汽车系统是一个多变自动控制系统，而驾驶员则在其中起到敏感元件和主控装置的作用。制动系是独立的操纵系统之一，借此驾驶员可以调节行驶速度或在危险情况下紧急停车。因为保证高制动效能的要求，同保持被制动汽车的行驶稳定性及操纵性的要求是相矛盾的，所以迫切需要发展我们对最佳制动过程以及使这一过程得以实现的条件的认识。

对现代汽车提出的主要要求之一是输出参数的稳定性（参数的可靠性）。因此，重要的是拥有关于制动器工况和能量负荷的数据。只有考虑及这些参数，才能创制出在高能量负荷的条件下具有足够稳定的输出特性的制动系。

制动系中最不稳定的环节是制动器。因此，继续加深我们对不同型的蹄鼓式制动器的各种结构的性能的认识，以及使计算关系式在较全面地考虑工作进展条件方面更为精确，都具有很大意义。

提高制动器稳定性的途径之一是保证有足够的能容量，而后者则受限于摩擦表面温度。因此，希望拥有研究制动器

的能量负荷和结构参数对表面温度和容积温度的影响的简单而可靠的方法。

在本书中讨论了上列各项问题，其中包括著者在制动力学和制动系工作过程领域的部分研究成果。

目 录

绪 言.....	1
第一章 制动时的汽车动力学.....	1
§ 1 最佳制动过程的一般概念.....	1
§ 2 制动车轮的特性.....	9
§ 3 汽车的制动特性.....	24
§ 4 车轮先后抱死对制动效能的影响.....	35
§ 5 制动时总制动力分配对汽车操纵性及稳定性 的影响.....	41
第二章 制动系与制动器的能量负荷及能容量.....	66
§ 1 制动系能量负荷的量标.....	66
§ 2 制动系的工况及能量负荷的研究方法及研 究结果.....	74
§ 3 制动系能容量及其量标.....	93
第三章 蹄鼓式制动器的工作过程及输出指标稳定 性的研究.....	104
§ 1 基本术语及定义.....	107
§ 2 受力计算的任务及原始假定.....	112
§ 3 沿摩擦衬片长度的压力分布.....	115
§ 4 制动力矩及效能因数的确定.....	141
§ 5 制动力矩的实际值及稳定性.....	166
第四章 确定摩擦表面温度并按能容量足够的条件 选择制动器参数.....	194

§ 1	制动器受热和冷却过程的数学描述及现有 热计算方法的评述.....	194
§ 2	在汽车车轮制动器中进行的非稳定热过程 的电模拟理论基础.....	207
§ 3	各种因素对制动器温度工况及能容量的影 响的研究.....	225
§ 4	在实际使用条件下的汽车制动器温度状况 的预测.....	238
附录	单位换算关系.....	242
参考文献		243

第一章 制动时的汽车动力学

§1 最佳制动过程的一般概念

对汽车制动性能的要求正在不断提高。这在规定不同类型的汽车运输工具的最小制动距离 ($S_{\tau\min}$) 的上限和最大减速度 ($j_{\tau\max}$) 的下限的标准及国内和国际的其他文件中都有所反映。为了满足这些要求, 设计师应创制出高效能的、稳定而可靠的制动系。

制动效能和制动系效能的指标是相互关联的。今讨论建立这些关系的常用方法[9, 20, 21]。

图1-1为汽车在水平路段上制动时的受力示意图。运动方程及减速度与其影响因素的关系可写成如下形式:

$$P_i = \frac{\delta' G_a}{g} j_i = P_\tau + P_f + P_w;$$

$$j_\tau = \frac{g P_\tau}{\delta' G_a} \left(1 + \frac{P_f + P_w}{P_\tau} \right) = m_i g \gamma_\tau,$$

式中: G_a ——汽车重量, kgf;
 g ——重力加速度, m/s²;
 δ' ——回转质量换算系数;
 $P_\tau = P_{\tau 1} + P_{\tau 2}$ ——总制动力, kgf;
 $P_f = P_{f 1} + P_{f 2}$ ——滚动阻力, kgf;
 P_w ——空气阻力, kgf;
 $\gamma_\tau = P_\tau / G_a$ ——比制动力;

m_i ——计及回转质量惯性和力 P_f 、 P_w 对减速的影响的系数。

制动通常可分为行车制动和紧急制动两类[20]。行车制动是根据道路的几何参数和表面状况以及障碍物的情况来调节行驶速度的方法之一。危险情况下进行紧急制动时，所实现的制动力最大，且

$$i_{\tau \max} = m_i g \gamma_{\tau \max}。$$

如果运输汽车在路面坚硬而干燥的道路上进行紧急制动，则系数 m_i 接近于 1，可取

$$i_{\tau \max} = g \gamma_{\tau \max}。$$

$P_{\tau \max}$ 和 $\gamma_{\tau \max}$ 的极限值可由下式确定：

$$P_{\tau \max}^0 = \varphi G_a；$$

$$\gamma_{\tau \max}^0 = \varphi，$$

式中 φ 为附着系数。

与上述诸值相应，

$$i_{\tau \max} = g \gamma_{\tau \max}^0 = g \varphi。 \quad \text{图1-1 在水平路段上制动时作用于汽车上的力}$$

实现 $P_{\tau \max}^0$ 和 $\gamma_{\tau \max}^0$ 的条件之一是使全部车轮同时濒临抱死。可采用附着重量利用系数 K_G 作为表征汽车极限制动可能性被利用程度的参数，而

$$K_G = \frac{P_{\tau \max}}{P_{\tau \max}^0} = \frac{P_{\tau \max}}{\varphi G_a}。$$

如果忽略 P_f 和 P_w 对载荷动态再分配的影响，则动轴荷（作用在前、后轴车轮上的法向反力）的公式可写成

$$\left. \begin{aligned} G_{x1} = Z_{\tau 1} &= -\frac{G_a}{L} (b + \gamma_{\tau} h_g)； \\ G_{x2} = Z_{\tau 2} &= -\frac{G_a}{L} (a - \gamma_{\tau} h_g)。 \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

在充分利用附着重量的情况下制动时,

$$\left. \begin{aligned} Z_{\tau 1 \max}^0 &= \frac{G_a}{L} (b + \gamma_{\tau \max}^0 h_g) = \frac{G_a}{L} (b + \varphi h_g); \\ Z_{\tau 1 \min}^0 &= \frac{G_a}{L} (a - \gamma_{\tau \max}^0 h_g) = \frac{G_a}{L} (a - \varphi h_g). \end{aligned} \right\} \quad (1-1')$$

制动时, 总制动力分配系数对汽车运动参数的影响很大, 该系数为

$$\beta_x = \frac{P_{\tau 1}}{P_{\tau}}. \quad (1-2)$$

考虑到式(1-2), 各轴制动力与总制动力的关系式可写成

$$\left. \begin{aligned} P_{\tau 1} &= \beta_x P_{\tau}; \\ P_{\tau 2} &= (1 - \beta_x) P_{\tau}. \end{aligned} \right\} \quad (1-3)$$

如果各轴制动力之比等于其法向反力之比, 则附着重量将得到充分利用。能满足这一条件的分配系数称为最佳分配系数, 并以 β_{on} 表示。根据(1-1')和(1-3)可得

$$\beta_{on} = \frac{b + \gamma_{\tau \max}^0 h_g}{L} = \frac{b + \varphi h_g}{L}. \quad (1-4)$$

制动距离通常是在充分利用附着系数的假定下确定的。如果略去在驾驶员反应时间内汽车行驶的距离, 则 H.A. 布哈林提出的公式[21]可写成

$$S_{\tau} = (\Delta t_1 + \Delta t_2) \frac{v_{a1}}{3.6} - 1.63 \varphi t_2^2 + \frac{(v_{a1} - 17.7 \varphi t_2)^2}{254 \varphi}, \quad (1-5)$$

式中: Δt_1 ——制动驱动机构滞后时间, s;

t_2 ——减速增长时间, s;

v_{a1} ——汽车制动初始速度, km/h。

随着总制动力的增加，汽车减速度按线性规律增长。如果此时决定各轴制动力比值的分配系数 β 保持不变，则侧滑和转向越轨的概率便增加。在一定的 P_r 值下，各轴制动力比值的改变将使侧滑的概率增加而转向越轨的概率减小，或者与此相反。因此，为了保证行驶安全，对于具有良好的牵引-速度性能的现代汽车仅仅规定并严格控制制动效能参数是不够的。保证汽车始终处于安全地带（在正常情况下不致与对面驶来的或平行行驶的车辆碰撞的地带）的范围内的这样一种制动过程进展还是相当重要的〔3〕。

汽车在任一时刻的位置由 x 、 y 和 θ （图1-2）确定。

上述参数又取决于初始条件、汽车性能、控制效应以及因汽车与外界介质相互作用而引起的扰动力和扰动力矩。因此，只有研究汽车-驾驶员-道路系统，才有可能精确解决有关汽车运动参数的问题。制动情况下该系统的结构示意图如图1-3〔47〕。

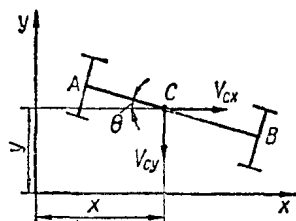


图1-2 相对于固定坐标系的汽车位置

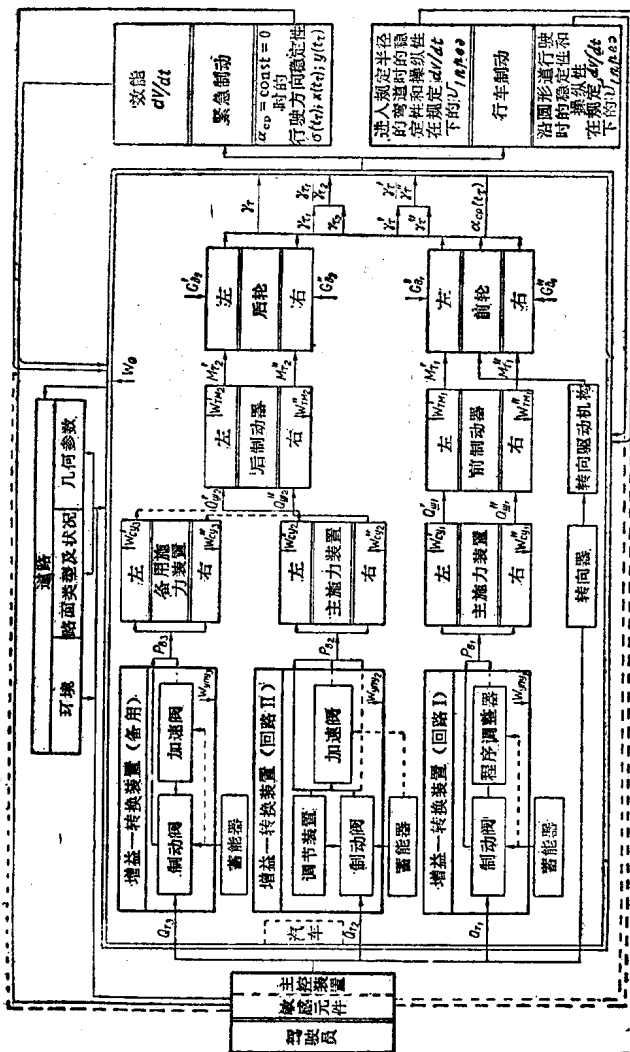
根据Я.Е.法罗宾的研究〔155〕，汽车运动的轨迹总是曲率随时间不断改变的曲线。驾驶员对转向机构的作用几乎是不停顿的，而且转向轮的偏转角随时间的变化具有振动的特性。因而制动时的受控参数是速度和行驶方向，而控制效应则是制动器造成的制动力和转向轮的偏转角。因此，驾驶员-被制动汽车系统可当作二维自动控制系统来研究，其中驾驶员是敏感元件和主控环节，而汽车则是控制对象〔63,64〕。

在一般情况下，最佳控制问题，在某种意义上可归结为选择和实现控制对象从初始状态转变到预定的终了状态的最

1-32

驾驶员-汽车-道路系统的结构示意图

Q_T —施加于制动
 阀总成顶杆上的
 力, P_N —增益-转
 换装置出口处的
 气压, Q_M —施力
 装置推杆上的
 力, M —制动力
 矩, G_M —动轴荷
 重-扰动,
 $U_{in\text{ref}}$ —保持稳
 定性和操纵性的
 极限速度



图中, W ——对汽车的扰动; W_{rn} ——对增益-转换装置的扰动; W_e ——对施力装置的扰动; W_n ——对制动器的扰动——译者注。

佳途径〔12〕。制动时的汽车最佳控制问题在于保证必要的制动效能，且不致由于操纵性的恶化或行驶的不稳定而引起相对于指定行驶方向的不能容许的偏离。

前已指出，在无防抱装置的情况下，提高制动效能的要求与保证行驶稳定性和保持操纵性的要求是相矛盾的。制动效能一定时，后轴侧滑概率的减小可借增大转向越轨的概率来实现，反之亦然。因此，应十分注意研究制动时各种因素对汽车稳定性和操纵性的影响。

在Я.М. 别乌斯涅尔〔124〕和Е.А. 楚达柯夫〔161〕的著作中，全面地研究了在一轴上的和双轴上的刚性车轮抱死情况下的汽车的受扰运动。根据这些研究的结果，在脉冲扰动作用下，前轮抱死的汽车是稳定的。如果后轮抱死且速度超过某个临界值，则在脉冲扰动作用下，已开始的后轮侧滑将加剧，即运动不稳定。斯塔尔克斯和里斯捷尔〔184〕以及其他研究者也得到同样结果。

Г.М. 柯索拉波夫和В.Г. 列别江斯基的研究指明了总制动力在两侧分配的不均衡对重心侧向位移的影响〔104〕，其所得的结果表明，当两侧制动力比值不等于1时，制动初始速度愈高，减速度愈小，则重心侧移愈显著。О.И. 库兹涅错夫也获得类似结果〔93〕。利用发动机或辅助制动装置（缓行器）制动，对两侧制动力之比以及对汽车行驶稳定性均有明显的影响。在А.Б. 格列杰斯库尔和О.К. 沙赫巴佐夫的著作〔72〕以及В.А. 伊拉里昂诺夫的著作〔82〕中都研究了这一问题。

在论述制动对汽车操纵性的影响的研究工作中，必须指出В.С. 法里凯维奇和В.Ф. 幼达柯夫的著作〔152〕。在这一著作中，以具有很高的总制动力分配系数的伏尔加 M-21 汽车为例，令人信服地指出，只有装备防抱装置方有可能保

持紧急制动时的操纵性。

在继续发展这方面工作中的重要课题之一是改善对被制动汽车的操纵性和稳定性的理论研究与试验研究的方法。

在汽车制造业的部颁标准 OH025319-68 中，举出了汽车行驶方向稳定性的试验方法。通过这项试验，可以了解受驾驶员操纵的汽车在受外部扰动力作用时保持既定的直线方向行驶的能力。按规定应考察驾驶员-汽车系统。将驾驶员的作用考虑在内的汽车使用性能的研究是汽车理论的主要发展方向之一。然而，在紧急制动条件下研究汽车行驶方向稳定性时，考察这一系统的可能性还是有疑问的。如果汽车速度不超过 70km/h ，而附着系数处于 $0.5\sim 0.7$ 的范围内，则紧急制动的延续时间不超过 4s 。驾驶员反应和汽车对操纵作用的反应的总时间可达 $1.2\sim 1.4\text{s}$ ，即占总制动时间的相当大一部分。考虑到在侧滑加剧和过程进展速度大时汽车动作的复杂性，未必可以认为驾驶员能够顺利地完成任务。此外，对大量的公路运输事故的分析指出，在某些情况下，根据行驶条件对人提出的要求超过了其心理和生理上的可能性。结果驾驶员所完成的动作正好与保证安全性所需的相反[83]。因此有理由断言，在紧急制动时应当研究作为控制对象的汽车的行驶方向稳定性。

在 Я.М. 别乌斯涅尔[125]和 А.С. 里特文诺夫[103]的研究中，从一般的运动稳定性理论出发来分析汽车行驶稳定性。这一理论是在 $0 \leq t \leq \infty$ 的范围内来考察运动，并且假定对机械系统的扰动作用在 $t \leq 0$ 时终止。按照里亚普诺夫的观点，如果相对于无扰动运动时的偏离随着时间推移而减小，则机械系统的运动是稳定的；如果偏离随着时间的推移而增大，且有扰动运动与无扰动运动之间的差距也随之增加，则运动是非稳定的。

实际的技术过程是在一定的时间区段内进行的。因此，除了里亚普诺夫式稳定性外，技术稳定性也有着重要意义〔118〕。在后一种情况下，所研究的是有限时间区段 $0 \leq t \leq T$ 内的运动，并且物质系统可以感受到 $0 \leq t \leq T$ 的整个区段内或其部分区段内的外部扰动作用。如果扰动作用在 $t \leq 0$ 时并不终止，则通常是这样来确定运动的稳定性的：若在有限的扰动作用下，相对于无扰动运动的偏离保持在有限的范围内，则机械系统的运动便是稳定的〔172〕。因为制动是在汽车受扰动力和扰动力矩作用的情况下进行的短暂过程，故上述一般定义，对我们来说，是较为可取的。因此，如果总制动力实际上能接近于附着极限，则汽车运动在技术上是稳定的，即相对于无扰动运动的偏离处于容许范围内。

A.C.里特文诺夫所推荐的用以评价汽车操纵性的指标，是作圆周运动时的导向点轨迹的最小曲率半径和汽车各点轨迹曲率的变化速率的极限值。制动时这些指标的数值可能受限于：a)前轮开始滑移；b)后轮开始滑移，从而受限于运动的不稳定性。可以将不出现上述现象作为在弯道上进行行车制动的最佳性的判据。因为初始条件和扰动作用都是变化幅度很大的随机数值，所以制动过程的最佳性判据应当根据特定条件（制动初始速度、路面类型及状态、干扰作用的型式和大小等等）来建立。

紧急制动时汽车的减速度和行驶方向的稳定性，以及在弯道上行车制动的稳定性和操纵性，在很大程度上取决于制动车轮的性质和制动系的输出参数。因此，继续发展我们关于制动车轮和制动系的性能和参数对被制动汽车的运动参数的影响的认识具有很大意义。只有在此基础上，才有可能从制动过程进展的最佳性条件出发来提出对制动系的基本要求。

§2 制动车轮的特性

轮式行驶机构的特性对被制动汽车的运动参数有很大影响。因此，在阐明车轮运动理论的各项研究的总体中，制动车轮动力学问题的研究工作占有重要地位，其中包括：a) 力的参数和运动学参数之间的相互关系；b) 支承面内及与支承面毗连的区域内的胎面微元的应力状态和变形；c) 胎面微元的弹性滑动（局部滑动）以及从弹性滑动过渡到全面滑移的判据；d) 车轮抱死过程；e) 车轮附着性能及各种因素对该性能的影响。

通过这些工作可以详细说明力的关系和运动学关系，并得到关于各种因素对制动轮特性的影响的比较全面的概念。

图1-4为作用于制动车轮上的力和力矩的示意图，图中考虑到车轮轴线相对于接触面中心有一定的位移量 c [127]。在车轮未抱死的制动情况下，相对于接触面中心的力矩方程和功率平衡方程可写成如下形式：

$$\left. \begin{aligned} P_{\tau} r_k + G_k c + M_{ik} - M_{\tau k} - Z_{\tau k} a &= 0, \\ P_{\tau} v_a - (M_{\tau k} - M_{ik}) \omega_k - a Z_{\tau k} \omega_k &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1-6)$$

式中： $M_{\tau k}$ ——制动器所产生的制动力矩， $\text{kgf} \cdot \text{m}$ ；

M_{ik} ——车轮惯性力矩， $\text{kgf} \cdot \text{m}$ ；

r_k ——车轮动力半径， m ；

$P_{\tau} v_a$ ——推力的功率（传到车轮的功率）， $\text{kgf} \cdot \text{m/s}$ ；

$(M_{\tau k} - M_{ik}) \omega_k$ ——动力学的制动功率， $\text{kgf} \cdot \text{m/s}$ ；

$a Z_{\tau k} \omega_k$ ——为克服滚动阻力所消耗的功率， $\text{kgf} \cdot \text{m/s}$ 。

因 $G_k = Z_{\tau k}$ ， $P_{\tau} = X_{\tau k}$ ，故根据式(1-6)可得到以下两

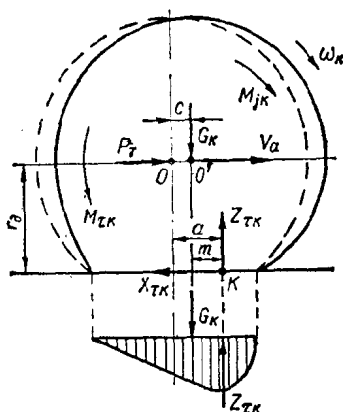


图1-4 作用于制动车轮上的力和力矩示意图

个用以确定 X_{TK} 的公式：

$$X_{TK} = \frac{M_{TK} - cZ_{TK}}{r_d} + \frac{aZ_{TK} - M_{jK}}{r_d}, \quad (1-7)$$

$$X_{TK} = \frac{M_{TK}}{r_K} + \frac{aZ_{TK} - M_{jK}}{r_K}, \quad (1-8)$$

式中： $r_K = \frac{v_a}{\omega_K}$ —— 车轮滚动半径，m。

如果切向反力 X_{TK} 未达到附着极限，则差值 $aZ_{TK} - M_{jK}$ 甚小而可忽略不计，于是

$$X_{TK} = P_{TK} = \frac{M_{TK} - cZ_{TK}}{r_d}, \quad (1-7')$$

$$X_{TK} = P_{TK} = \frac{M_{TK}}{r_K}. \quad (1-8')$$

此处 P_{TK} 为制动器所产生的制动力，kgf。关系式(1-8)和(1-8')未计入车轮轴线相对于接触面中心的位移，运用较为简便。

假定弹性车轮的表面是一个无限薄而柔软的，但又是不可