

高等学校教学参考书

电 传 动 机 车

转 向 架 结 构 与 原 理

(上 册)

卡尔·萨克斯 著

孙 翔 译

李 富 达 校

中国铁道出版社

1988年·北京

译者前言

奥地利著名学者K·萨克斯 (Karl Sachs) 主编的《电传动车》(Elektrische Triebfahrzeuge) 是有关机车的一部权威性著作, 在欧洲受到了很高的评价。原书包括三卷, 共约三百万字, 本书摘译了其中有关转向架的章节, 并根据我国实际情况, 作了适当的删节及编排。

原书所指的电传动车包括由牵引电动机驱动的电力机车、内燃机车、动车组、电车等, 其转向架的构造和理论基本上是相同的, 所以在翻译出版此书时将其定名为《电传动车转向架结构与原理》。

本书搜集了相当多的转向架结构型式, 对各主要组成部分的结构特点及设计计算方法作了相当详细的介绍, 并附有大量插图。本书还由瑞士技术科学博士G·博根奥德 (G·Borgeaud) 执笔, 系统论述了机车轴重转移和曲线通过的理论。

在欧洲, 本书是从事机车研究、设计、制造、使用的工程技术人员常用的一本专业书籍, 也是一本重要的教学参考书。现将其有关部分译出奉献给我国读者, 希望能对我国铁路运输事业的现代化有所裨益。

本书译稿由铁道部科学研究院李富达同志进行精心核对, 完稿后承铁道部科学研究院陈泽深同志审阅, 谨此致谢。

译者

1986.12.

内 容 简 介

本书介绍了电传动机车转向架的结构与原理,对轴重转移、曲线通过、轮轨相互作用等问题作了深入、细致的论述,并附有各种结构实例,对我国重载牵引以及客运机车研制具有重要参考价值,是一部在联邦德国机车工程界影响很大、内容丰富的专著。本书除供内燃机车专业师生参考外,还可供从事内燃、电力机车设计、运用、研究的工程技术人员学习参考。

全书分上、下两册。本书为上册,内容包括机车的粘着牵引力与轴重转移、轮对、轴承、轮对弹簧装置、机车车辆在轨道上的导向和轮轨相互作用等。

本书节译自
Elektrische Triebfahrzeuge
Karj·Sachs
1973 by Springer-Verlag

* * *

高等学校教学参考书

电传动机车 转向架结构与原理

(上册)

卡尔·萨克斯著

孙翔译 李富达校

中国铁道出版社出版

责任编辑 马时亮 封面设计 安宏

新华书店总店科技发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本: 787×1092毫米 1/16 印张: 14.75 插页: 2 字数: 350 千

1988年9月 第1版 第1次印刷

印数: 0001—1500册 定价: 3.35元

目 录

第一章 机车的粘着牵引力与轴重转移.....	1
§ 1.1 机车的粘着牵引力	1
§ 1.2 轴重转移的基本概念	21
§ 1.3 单个转向架内轴承压力的变化	36
§ 1.4 简单机车的轴重转移	37
§ 1.5 双转向架机车的轴重转移	38
§ 1.6 双转向架机车上各种载荷均衡方法的作用	61
§ 1.7 三转向架机车的轴重转移	70
第二章 轮 对.....	75
§ 2.1 车 轴	75
§ 2.2 轮 心	77
§ 2.3 轮 箍	80
§ 2.4 弹性轮对	92
第三章 轴 承	106
第四章 轮对弹簧装置	123
第五章 机车车辆在轨道上的导向和轮轨相互作用	154
§ 5.1 导 言	154
§ 5.2 曲线几何通过	158
§ 5.3 轮对倾斜时轮对与钢轨的接触	162
§ 5.4 轮对在曲线上运行时的运动学	170
§ 5.5 轮轨间的摩擦	183
§ 5.6 轮对上的作用力	188
§ 5.7 转向架构架的作用力	197
§ 5.8 简 化	199

第一章 机车的粘着牵引力 与轴重转移

§ 1.1 机车的粘着牵引力

一般都将机车的车轴分为动轴和从轴，将车轮分为动轮和从轮。牵引电动机轴上的功率通过驱动装置，在动轴上转变为列车前进的牵引力，单位用N表示，并认为它作用于全部动轮的轮周。从轴一方面用来承受重量，另一方面则用于改善走行品质。因此，机车的全部重量都由动轴及从轴承担。其中分配在动轴上的部分称为驱动重量、摩擦重量或粘着重量；而分配在每根动轴上的重量则称为轴重、动轴重或直接称为轴压力。

动轮对在轨道上滚动时，轮轨相互间力的作用过程是相当复杂的，目前常用下述简单的不等式描述：

$$Z \leq 1000 G_a \cdot \mu \quad (\text{N}) \quad (1.1)$$

式中 Z 为轮周牵引力（即作用于所有动轮轮周上牵引力的总和），用N表示； G_a 为粘着重量，用kN⁽¹⁾表示； μ 为钢质车轮及钢轨间的摩擦系数或粘着系数。

只有牵引力小于粘着重量与粘着系数的乘积时，动轮在钢轨上的滚动才可能导致向前的运动。如果因牵引力增大或 μ 值减小而使不等式变向时，即：

$$Z \geq 1000 G_a \cdot \mu$$

车轮与钢轨间的力耦合作用也随之改变，轮对不再向前运动，而是以滑动摩擦在轨道上转动，这时车轮发生“空转”。

起动时，钢质车轮与钢轨间的粘着系数 μ 可按0.25~0.4计算。在钢轨很干燥或在任意条件下撒砂时，粘着值可达0.50。也就是说，在正常条件下起动时，如果考虑到必要的可靠性，由电动机所驱动的一组钢质轮对（即一组动轮对）最高可将该轮对上轴荷重（即轴压力）的三分之一做为牵引力。例如，当轴压力为180kN时，轮对起动时可产生的最大轮周牵引力约为60kN。

图1.1为H.F.安德鲁斯（Andrews）在曼彻斯特-设菲尔德间对英国国家铁路（BR）1500V直流电力机车测得的结果。该机车采用B₀-B₀轴式及轴悬式牵引电动机。实测值显得十分离散，而这些点本身又是大量测试的平均值，这充分说明，轨面状态对粘着系数有很大影响。在很干燥的轨道上，测得的粘着系数值可达0.5，而在潮湿的轨道上，可能降到0.15以下。安德鲁斯的试验还说明，砂的作用大不相同，起动后低速运行时，砂就不再起作用了。同时，还用其他材料代替砂进行了试验，使用的溶液主要有：0.5%硬脂酸乙酯水溶液；1%辛酸乙酯水溶液；1%油酸乙酯的锭子油溶液。这些溶液通过毛毡送到轨面上。为使效果更好，可以用喷射器喷射。采用这些溶液，不仅使稳态下的（即运行中的）粘着特性得到

（1）原文中力和重量的单位为kg和t，译文中均相应改用国际单位制N和kN。为简便起见，换算时均近似取1kgf≈10N和1t≈10kN，计算公式也在必要时作相应改变。

明显改善，而且使起动空转时的粘着特性也得到显著改善。由于使用简单、价格便宜，硬脂酸乙酯水溶液显得更为适用。

1958年末，伯纳德（Bernard）及吉利尔（Guillier）对多合法国国家铁路（SNCF）的16500系列、B-B轴式单电机转向架机车进

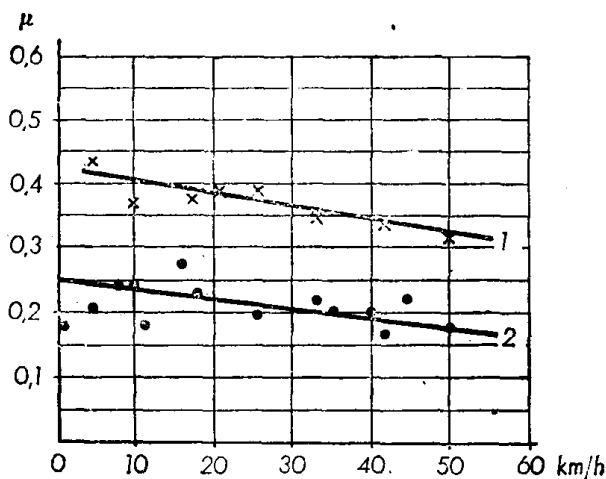


图1.1 H.F.安德鲁斯所测定的粘着系数μ
1——干轨道时；2——湿轨道时。

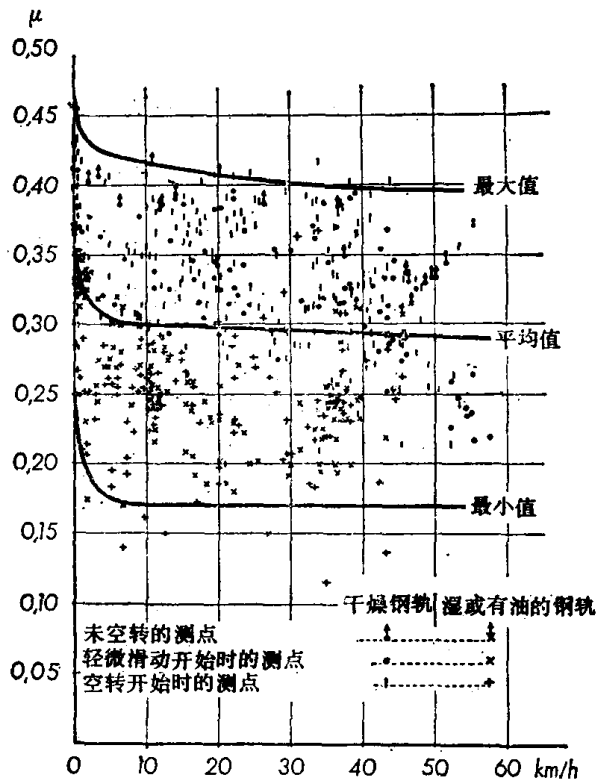


图1.2 法国国家铁路16500系列B-B轴式
机车粘着系数测点分布图

行了测试，图1.2为测得的结果。由于测试是在运行条件下，在不撒砂的线路上进行的，既有干燥轨道，也有状态不良的轨道，既有直线区段，也有曲线区段，因此实际的粘着系数分布是十分离散的。条件特别有利时，可以达到很高的粘着值（0.45）。由图1.3可以看出，整流器机车（包括由脉动电流供电的电动机）的牵引力-速度函数关系曲线明显地陡于16 2/3Hz的整流子电动机机车，更陡于50Hz的整流子电动机机车。比值 $\Delta Z/\Delta V$ 表示曲线斜率，用来说明起动过程的特性，脉流电动机的 $\Delta Z/\Delta V$ 最大，在同样的速度差 ΔV 下，其牵引力下降较多（ ΔZ 较大），使刚刚开始的空转在形成过程中就自动停止。这种情况说明，整流器机车牵引重载列车起动时之所以不易发生空转，并不是由于粘着系数高（实际上粘着系数与电流种类无关，只取决于轮轨之间的状况，特殊条件下有可能达到较高的数值），而是由于当起动中空转可自动停止时，牵引力与粘着极限之间总是有一定的差值（即大的 ΔZ ）。但即使这样，也比处于粘着限边缘（即小的 ΔZ 时）的起动快而且可靠。因为后者一直面临着丧失粘着的危险并要求退回手柄或不断地施行空转制动。

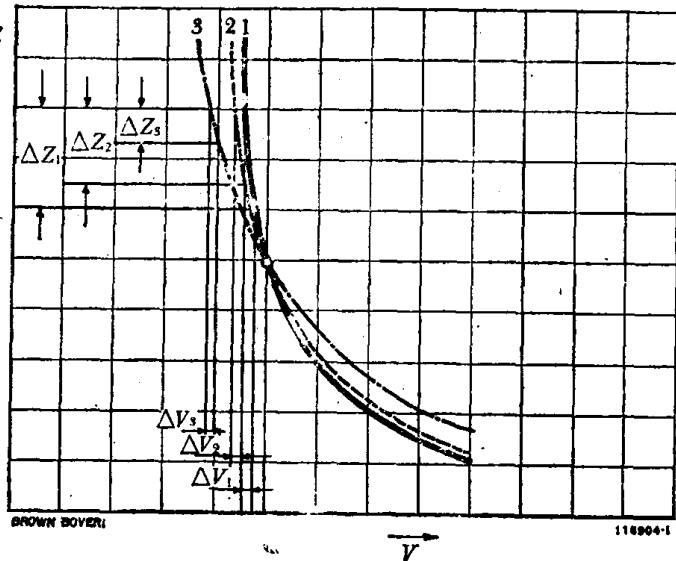


图1.3 牵引力Z与速度V的函数关系
1——采用脉流电动机；2——采用16 2/3Hz的整流子电动机；3——采用50Hz的整流子电动机。
 $\Delta V_1 = \Delta V_2 = \Delta V_3$
 $\Delta Z_1 > \Delta Z_2 > \Delta Z_3$

对于机车设计来讲，平均粘着系数十分重要，伯纳德和吉利尔所测得的结果（图 1.2）并不比平时设计中选取的数值高。通过在磁路中加入影响饱和的芯片，也有可能使 $16\frac{2}{3}$ 及 50 Hz 整流子电动机的转矩-速度特性向脉流电动机的方向调整。

粘着系数综合了许多构成滚动及粘着的现象，这些现象可能是相当复杂的，在各种情况下，肯定都不能把 μ 看成是常数，该值至少与引起轮-轨接触面弹性变形的粘着重量（即轴压力）有关。此外， μ 值随速度的提高而下降，也是众所周知的。

根据迄今所得的测试结果，人们试图确定 μ 与速度间函数关系的经验公式，其中最老的一个关系式是由 A.W. 朱伊德维希（Zuidweg）提出的：

$$\mu = k - \frac{25v - 0.35v^2}{0.1G} \quad (1.2)$$

式中 v 的单位是 m/s， k 值取 0.13 及 0.3，分别对应于湿的和干的钢轨。该方程存在着第二个最大值，这肯定是不对的，所以上述公式的适用范围应限制在速度 v 为 5 到 22 m/s（18 到 80 km/h）之间。

帕罗狄（Parodi）及泰特勒尔（Te'trel）给出的 μ 值经验公式为：

$$\mu = \frac{0.22}{1 + 0.01V} \quad (1.3)$$

努斯鲍姆（F. Nußbaum）提出的公式为：

$$\mu = 0.225 \left(1 - \frac{D}{20} \right) \left(1 - 0.35 \frac{V}{100} \right) \quad (1.4)$$

在该公式中引入了车轮直径 D （单位为 m），是考虑到运行速度越高，车轮对滑动越敏感。也就是说，滚动加快时，会使滑动速度增加， μ 值也随之下降。根据新的测试结果（见下文），使用这两个公式在高速下求出的数值太小，所以只推荐在最高速度不超过 100 km/h 的范围内应用。

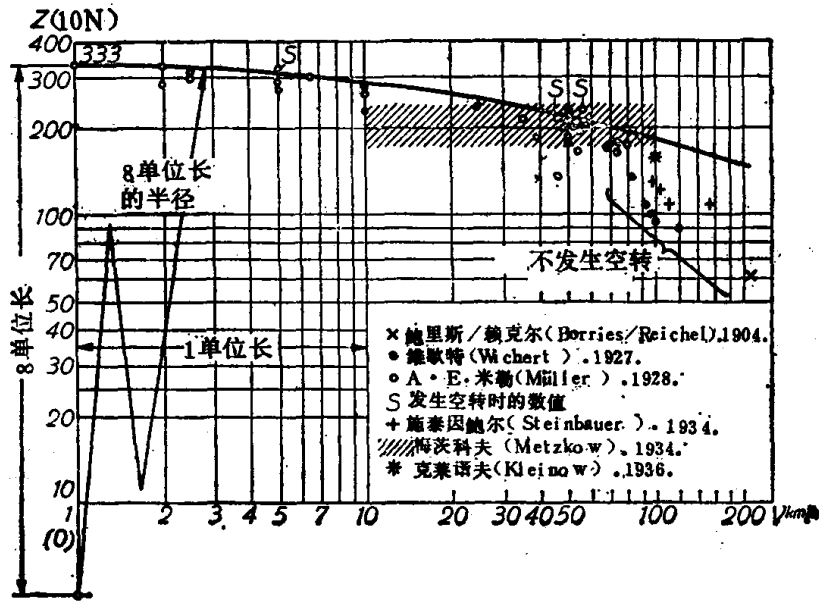


图1.4 在 $V = 200 \text{ km/h}$ 范围内钢质车轮及干燥钢轨间粘着系数 μ 的外推值

在图1.4上，克特（Kother）将截止到1936年所发表的有关轮轨粘着系数的结果综合

(1) 式中 G 的单位为 kN，换算中近似取 $1t = 10 \text{ kN}$

在对数坐标上，以判断高速下能否采用一种明确的数学外推法求值。用 S 表示起动时车轴发生空转的数值，把 S 连成一条连续曲线，并将其延长到未进行过研究的200km/h的范围。在没有新的测试结果的情况下，方案设计中可以使用一个外推方程。解该方程的方法是，在双对数坐标系中，把界限曲线看成是一段圆弧，其方程为：

$$(\log V)^2 + (\log Z)^2 = R^2 = 64$$

由此得到 $\log Z$ 的方程：

$$\log Z = \sqrt{64 - (\log V)^2} - 5.477$$

式中，-5.477是表示正确坐标位置的常数值。

上述方程在轴平移坐标系中成为一条双曲线

$$Z = \frac{9000}{V + 42} + 116$$

或

$$\mu = \frac{Z}{1000} = \frac{9}{V + 42} + 0.116 \quad (1.5)$$

式中 Z 的单位为 N/kN， V 的单位为 km/h。

方程 (1.5) 适用于好的钢轨状态。当轨道状态不良时，可按大致小30%的数值计算。

1943年，德国铁路曾对一台119系列的1-D₀-1机车进行了速度达160km/h的试验，其结果可以可靠地外推到260km/h。由此试验看出，即使在这一最高速度下，车轮与干燥轨道间的摩擦系数也不会低于0.18。在图1.5上，除了克特尔特得出的曲线2（见图1.5及方程1.5）以外，还得到一条通过测点分布范围（曲线3）而绘制成的平均值曲线1。由柯蒂乌斯（Curtius）及尼夫勒（Kniffler）建立的下述经验公式适用于该曲线：

$$\mu = \frac{7.5}{V + 44} + 0.161 \quad (1.6)$$

可以认为，这是适用于高速下粘着系数计算的最可靠关系式。

上述 μ 值仅适用于钢质车轮与钢轨，而与粘着系数依赖于速度的这一特性无关。

法国国家铁路根据诺伊维翁（Nouvion）的数据，在不撒砂及采用单独驱动时，对直流电力机车及装有空转保护装置的交流供电整流器机车使用的公式为：

$$\mu = 0.24 \frac{8 + 0.1V}{8 + 0.2V} \quad (1.7)$$

对于动轴由齿轮相连的二轴单电机转向架式机车，根据诺伊维翁的数据，计算 μ 的公式可以写为：

$$\mu = 0.26 \frac{8 + 0.1V}{8 + 0.18V} \quad (1.8)$$

关于粘着系数 μ 值大小及特性的进一步研究及测试，是由N.格塞尔（Gössl）进行的。他考虑到作用着一个切向力，并将赫兹（Hertz）的硬度公式应用到受力轮对在轨道上的滚动中去。该轮对在滚动中同时承受着垂向载荷及牵引力的作用。使用格塞尔导出的关系式，

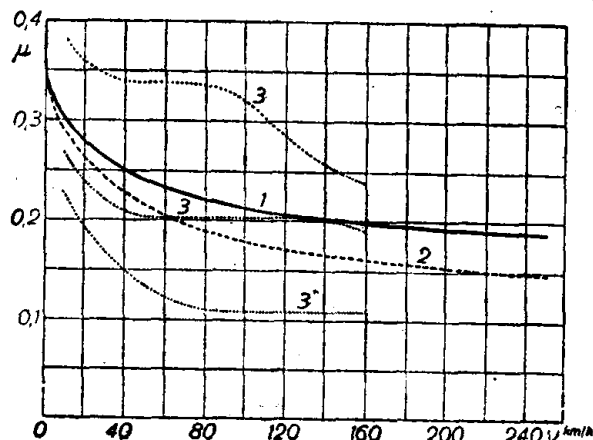


图1.5 对119系列1-D₀-1机车试验所得的钢轮与钢轨间的摩擦系数 μ

1——柯蒂乌斯-尼夫勒摩擦系数曲线；2——由图1.4所得的摩擦系数曲线；3——测点分布范围。

对一个100kN重的轮对求值，得到一条均匀物理状态下的内粘着值曲线（见图1.6）。该曲线由三段组成，开始时与速度坐标轴平行，到100km/h时逐渐下降，而且速度较高时的下降幅度比中等速度时慢，其原因在于，车轮压力减小时接触面减小，导致加速力因数减小，并引起对有效轴压力反作用的减小。这说明了内粘着曲线的另一种特性。如果只存在与静接触面有关的加速惯性力，就可以得到这一特性。这样所得到的内粘着值理论曲线相当于普夫兰兹（Pflanz）所确定的粘着特性。由于它只表示总的粘着值，机车本身的消耗应从中扣除，所以不能作为拟定方案及机车设计的根据。

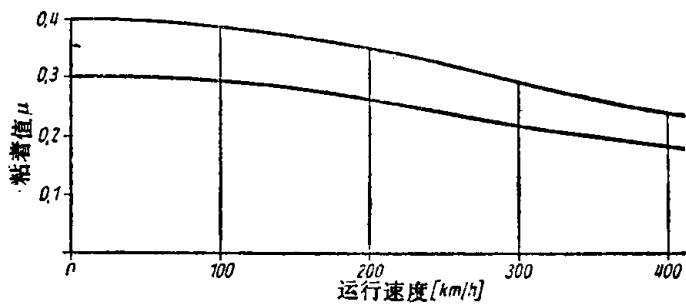


图1.6 均匀物理状态下的内粘着值曲线

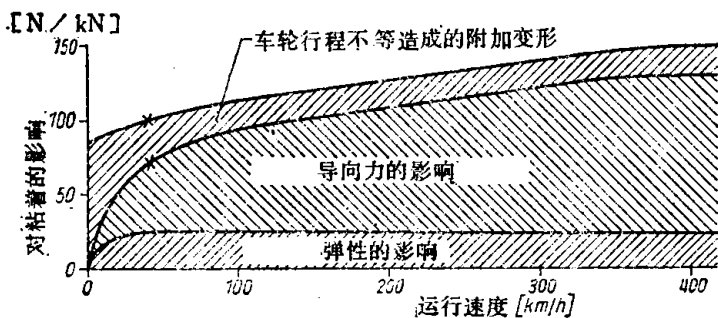


图1.7 联邦德国铁路194系列C₀-C₀轴式机车外粘着值影响因素的综合曲线

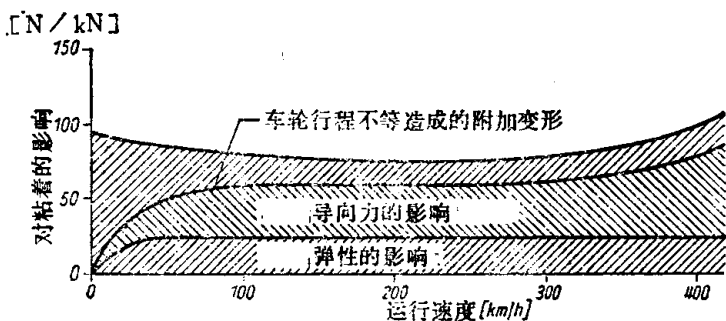


图1.8 联邦德国铁路220系列B-B轴式内燃机车外粘着值影响因素的综合曲线

希望能发展一种新的方法，以避免现有空转保护装置的缺点，并使单独驱动机车的有效粘着值达到与成组驱动机车相接近的水平。

采用动轴间相互连接的成组驱动时（例如法国国家铁路机车所采用的新型单电机转向架），不采用空转保护装置就能使有效粘着值提高30~50%（图1.10），其部分原因至少在于，通过四个接触表面的附加变形，有可能使一个表面的影响由其余三个接触面补偿，从而使平均粘着值提高。

已有的实例说明，不存在适用于所有机车的粘着值曲线。必须在每一种情况下，分别导出各自的有效粘着值曲线。

图1.7及1.8是联邦德国铁路（DB）两种类型机车粘着影响因数的综合曲线。从图1.6所示的内粘着曲线中扣除外部对粘着值影响的综合曲线后，得到同一机车的有效粘着曲线，该曲线示于图1.9及1.10。由图1.9可知，采用单独驱动并考虑到弹性、导向力及轴重转移的影响时，有效粘着值的大小与联邦德国铁路194系列机车的粘着值相当，即使在200 km/h左右的速度下，该粘着值用于产生牵引力也是足够的。然而，对于轴悬电动机这种驱动型式，车轮的表面状态可能会对粘着值产生十分不利的影响，所以希望能通过净化车轮表面使之改善。目前采用的方法是在车轮空转时施行制动，使轮箍表面净化，但从控制机构到闸瓦动作的时间太长，所以这种方法几乎不起作用。

在图1.9及1.10所示下限曲线的基础上，考虑到表面状态的影响，当粘着重量为800kN及1200kN时，在图1.11上绘出粘着值的极限功率及有效粘着值曲线。由图可见，允许施于轨道的功率比现有机车装置的功率大得多。如果只从轮轨粘着的观点考虑，而不顾及经济性的话，运行速度还可以显著提高。

在计算中，表面状态是作为概率因素考虑的，采用单独驱动时，速度极限只取决于表面状态，因为有发生车轮空转的危险，所以该速度极限不应被超过。对于此处所选的C₀-C₀机车，速度极限为330km/h，在同样的假定条件下，B₀-B₀机车的极限数值就比较低。采取特别措施排除表面状态的影响时，该极限值还有可能显著提高。

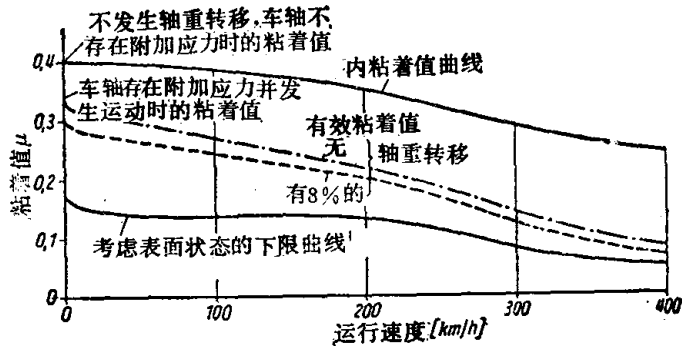


图1.9 联邦德国铁路194系列C₀-C₀轴式机车的有效粘着值

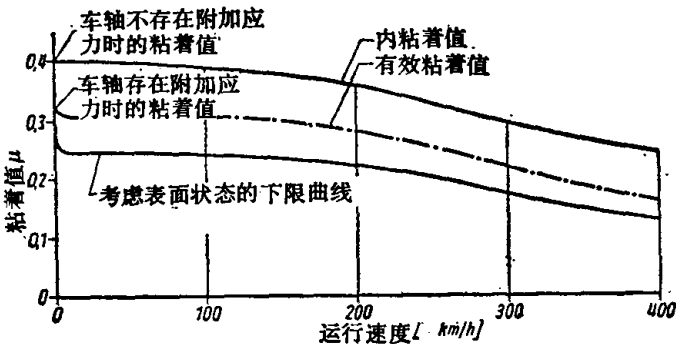


图1.10 联邦德国铁路220系列B-B轴式机车的有效粘着值

从纯静力学的观点来讲，轮周牵引力一方面必须克服轨道阻力，另一方面又不能超过由粘着限定的极限值。这样，可以求出保证机车在给定坡道上产生足够牵引力所需的粘着重量。该重量分配在动轴上，动轴轴数则根据轨道上部及下部建筑所允许的最大轴压力确定。目前，多数欧洲国家的轴压力为180~200kN，而美国的个别铁路线允许的轴压力为300kN。

以上关系最好用实例加以说明：

用一台自重 $G_1 = 1200$ kN 的机车牵引一列 $G_2 = 5000$ kN 的快速列车，在平直区段上的运行速度为 125 km/h，求机车应具有的牵引力及功率。

根据国际铁路联盟UIC的公式，首先求出机车本身前进时所需的牵引力

$$\begin{aligned} Z_1 &= G_1 \left[2.5 + 0.025 \left(\frac{V}{10} \right)^2 \right] \\ &\quad + 30 \left(\frac{V}{10} \right)^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= 1200(2.5 + 0.025 \times 12.5^2) + 30 \times 12.5^2 \\ &= 1200 \times 6.4 + 4700 \approx 12400 \text{ kN} \end{aligned}$$

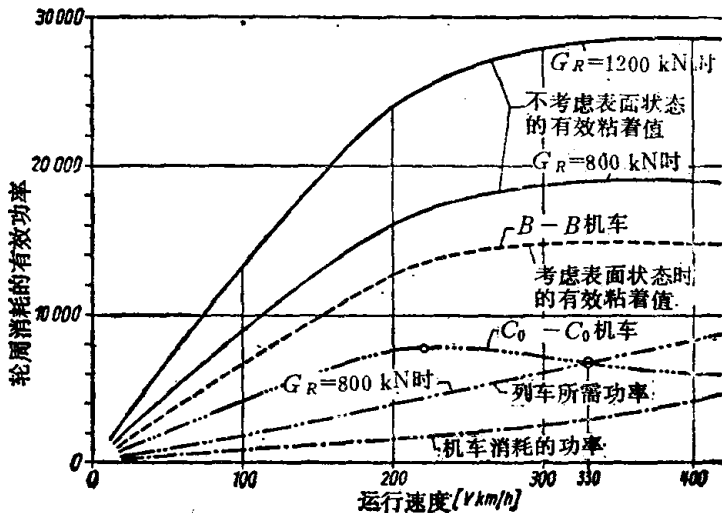


图1.11 粘着功率及高速列车所需的功率

列车运行所需的车辆牵引力为:

$$\begin{aligned} Z_r &= G_r \left[2.5 + 0.025 \left(\frac{V}{10} \right)^2 \right] \\ &= 5000 [2.5 + 0.025 \times 12.5^2] \\ &= 5000 \times 6.4 = 32000 \text{ kN} \end{aligned}$$

于是, 总牵引力为 $z_r = z_l + z_s = 44400 \text{ kN}$, 施加于全部动轮轮周的轮周功率为:

$$P_r = \frac{Z_r V}{3.6 \times 75 \times 10} = \frac{44400 \times 125}{3.6 \times 75 \times 10} = 2056^{(1)} \text{ 马力} = 1512 \text{ kW}$$

将同一列车在25‰的坡道上由静态起动, 并以 0.075 m/s^2 的加速度加速到 70 km/h , 如果计及机车及附挂车辆回转质量的加速度因数, 分别取 ξ_l 及 ξ_s 为 1.18 及 1.045 时, 那么:

$$Z_a = Z_{la} + Z_{sa} = G_l \left[s + w + \frac{1000 P_a}{g} \xi_l \right] + G_s \left[s + w + \frac{1000 P_a}{g} \xi_s \right]$$

当 $V = 0$ 时

$$\begin{aligned} Z_a &= 1200 \left[25 + 2.5 + \frac{1000 \times 0.075}{9.81} 1.18 \right] + 5000 \left[25 + 2.5 + \frac{1000 \times 0.075}{9.81} 1.045 \right]^{(2)} \\ &= 1200 \times 36.5 + 5000 \times 35.5 = 43700 + 178000 \\ &= 221700 \text{ N} \end{aligned}$$

同理, 在 $V = 70 \text{ km/h}$ 时

$$Z_a = 244100 \text{ N}$$

达到 70 km/h 的全速时, 轮周功率为

$$P_r = \frac{244100 \times 70}{2700} = 6350 \text{ 马力} = 4670 \text{ kW}$$

机车牵引电动机轴上的功率应为 4900 kW 。

取 70 km/h 以内的起动牵引力平均值为 250000 N , 粘着系数取 0.21, 于是该机车应具备的粘着重量为 $250000 / 0.21 = 1200000 \text{ N}$ 或 1200 kN 。若以欧洲允许的 200 kN 轴荷重为前提, 该重量应分配在六根各为 200 kN 的动轴上, 即应采用两台三轴转向架 (C_0-C_0 轴式) 或三台两轴转向架 ($B_0-B_0-B_0$ 轴式), 对于美国所允许的 300 kN 轴重, 该机车仍可制成四根动轴的机车。

受力轮对在轨道上滚动时, 会出现附加的动作用力, 该力一部分作用于轮周的径向, 一部分作用在轮周的切向, 会导致粘着系数短时间内显著下降。对于由车轮加到轨道上的牵引力来讲, 起决定作用的不是轴荷重而是动轴重, 动轴重是轴荷重与轮周上全部附加径向作用力的和。该力主要取决于速度、轨道的不平度、轮对重量、轨道重量、一系刚度、上部建筑的弹性等因素。

(1) 原文为 $P_r = \frac{Z_r V}{3.6 \times 75} = \frac{3200 \times 125}{3.6 \times 75} = 1480$ 马力, Z_r 的单位为 kg , 数值应为 4440, 原文误为 3200, 译文中作了更正, 并按国际单位制作了近似换算。

——译校者注

(2) 原文误为 $\dots + 5000 \left[25 + 2.5 + \frac{1000 \times 0.075}{9.81} \right] 1.045$

——译校者注

轮对驶过线路不平处或车轴横动时, 轮压力较大的车轮对轮对转速起着决定的作用, 而另一个车轮则在此时产生“蠕滑”。转数的每一迅速变化均会引起作用于轮周的切向力, 该力与电机所产生的牵引力组合在一起, 且与车轴及与之刚性相连部分的回转质量、切向弹性、车轴的横向运动、运行平稳程度及上部建筑质量等因素有关。

为能对此关系有一个较好的概括了解, 将轮轴驱动装置看成由三部分组成的系统 (图1.12), 即电动机, 动轮对的机械传动装置 (狭义称其为驱动机构), 以及由动轮对与轨道组成的摩擦耦合。在所发表的确定粘着系数 (即切向力与轴荷重的比值) 的测试中, 只研究了摩擦耦合的运动状态, 并对电机所传递的力矩进行了测试。

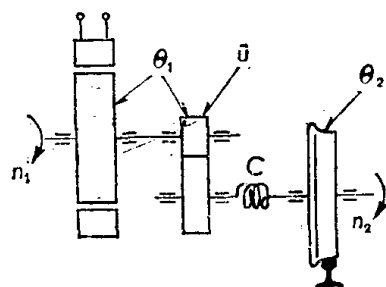


图1.12 弹性电驱动系统简图

只有第三部分及前面两部分都保持不变, 而且在每次测试中运动状态都能保持大致相同的条件下, 这些测试才是可重复及可比较的。因为正确掌握动态下的力作用相当困难, 因此, 要尽可能找到一种接近稳定的状态, 并不断在轮对蠕滑开始时测定电动机的电流, 以确定其转矩, 这样, 就可以不必考虑有关质量加速度不同的影响。

牵引重载列车起动时, 存在着较大的蠕滑, 所以对动态运动应当有一个近似的了解并设法将其改善, 使能传递尽可能大的力矩。

这方面的工作是由伦克 (Lenk) 开始的。他的工作涉及到的是驱动系统扭转弹性与摩擦耦合间的相互作用。关川 (Sekikawa) 则研究了采用串联电动机且不计扭转弹性时电动机-摩擦耦合系统的特性。两位作者所根据的都是轮轨间摩擦系数与滚动方向上蠕滑速度 (瞬时纵向滑动速度) 的简化关系 (瞬时蠕滑系数)。

该结果还无法充分说明电驱动装置起动时所出现的现象。电系统的特性及粘着机理并不遵循简单的线性法则, 因此分析工作相当困难。但在许多情况下, 不考虑驱动系统的扭转弹性对非线性系统进行研究就足够了, 通过这些研究, 可以进一步地认识运用特性, 同时能得到有助于方案设计的启示。这种研究工作比较简单, 将驱动系统的计算结果和测试结果进行比较, 可得到很多启发。考虑或不考虑扭转弹性时, 非线性系统都可在模拟计算机上进行精确计算。

驱动系统处于稳态时, 如果摩擦特性不变, 而且电动机转矩 M_0 、电动机转数 $n_m^{(1)}$ 及相应的车轮转数 n_0 、以及蠕滑转数 $n_s = n_s$ (蠕滑速度 V_{s0}) 都保持不变时, 系统中的质量不存在惯性力。为使问题简化, 假定传动比 $u = 1$ (图1.12), 并在以下的全部方程中, 均将 n 、 n_0 、 n_1 等看做相应的角速度。于是有可能使电压 U_0 下电动机转矩 $M_{(U0)} = f_m(n_m)$ 的工作点 P_0 (图1.13左图) 与运行速度 V 下反力矩 $M_{(v)} = \mu_s Q \cdot r = f_m(n_s)$ 的工作点 (图1.13中图) 一致 (图1.13右图)。其中, μ_s 为蠕滑系数, Q 为轴荷重, r 为滚动半径, n_m 为电动机转数, n_s 为蠕滑转数, 转数 $n_{(v)}$ 相应于运行速度 V 。在点 P_0 处, $M_0 = W_0$ 。图1.13中部的图还包含着蠕滑系数的特性 $\mu_s = f(v_s)$, 与它有关的参数是车轮的圆周速度 ω 或运行速度 V (图1.13中图上的回转速度 n_0)。在参数 V_1 、 $V_2 \dots$ 下, 曲线族 $\mu_s = f(v_s)$ 的包络线说明了蠕滑开始时摩擦系数与运行速度 V 的关系 (见图1.14), 文献中介绍过的这种关系已为人们所熟知。

(1) 此处应为 n_m , 原文 n_s 有误

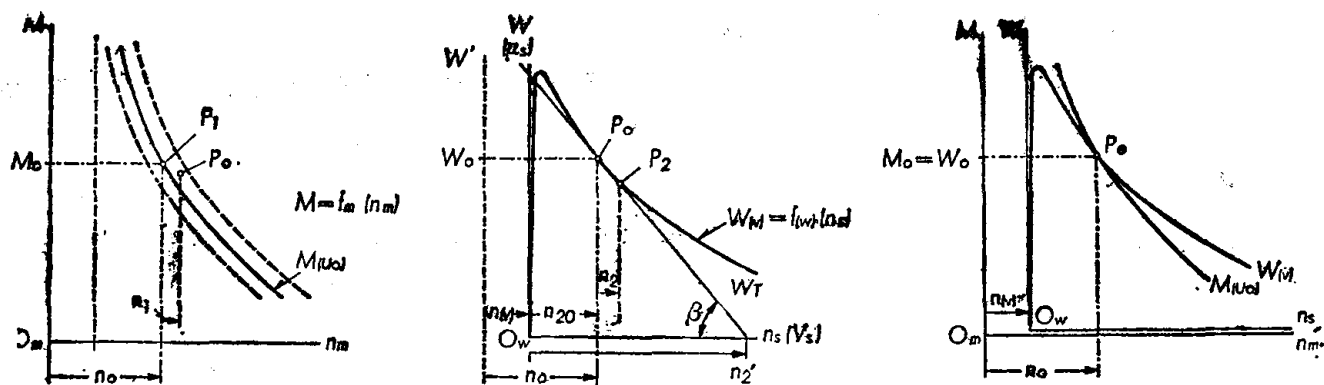


图1.13 牵引电动机扭矩与轮轨摩擦特性的耦合

(左) —— 电动机电压为 U 时电机扭矩 M 与转数 n_m 的关系 (稳态); (中) —— 摩擦耦合力矩 W (蠕滑系数 μ_s) 与蠕滑转数 n_s (蠕滑速度 v_s) 的关系; (右) —— 电动机扭矩 M_o 与摩擦耦合力矩 W_o 的平衡 (稳态)。

由于纵向蠕滑系数上升段的范围太窄, 所以至今还不能精确地进行测试, 只有采用类似的横向蠕滑测试结果的上升段做为根据, 因为两个方向所取的物理前提条件应当是相同的。实际上对上升段的精确了解并不重要 (见下文), 只要认为其斜度为下降段斜度的五十倍左右就足够了。对于纵向蠕滑时摩擦系数的下降段, 则有很多起动及制动时的测试结果 (图 1.15)。

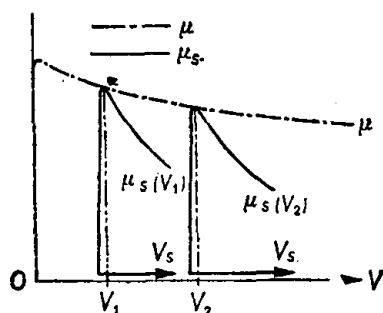


图1.14 参数为 $V_1, V_2, \dots$ 时, 蠕滑系数 $\mu_s = f(v_s)$ 的包络线 $\mu = f(V)$

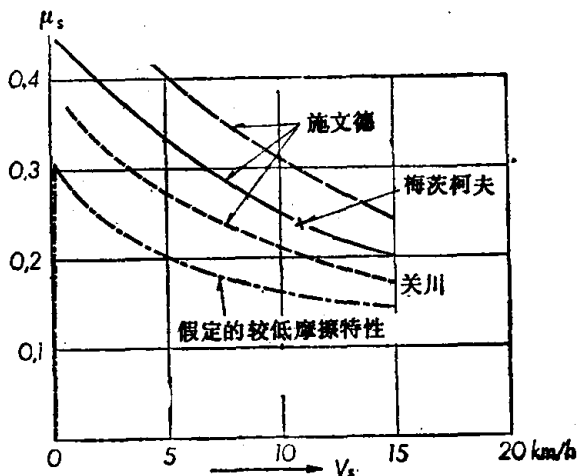


图1.15 起动范围 ($V \leq 20$ km/h) 内的蠕滑摩擦系数 $\mu_s = f(v_s)$

摩擦特性波动时, 如果波动缓慢, 则有如下特性:

以一条均匀而又干燥的轨道做为衡量波动大小的标准。英国及瑞典的测试结果说明, 摩擦系数的高斯分布假设是正确的。根据这一假设, 轨道干燥条件下单个轮对平均离散度 σ_m 的数值为 4.5%, 容易证明, 在这一特性下, 将 B_0-B_0 机车由单独驱动改为成组驱动时, 粘着系数的利用只能改善 2%。在特殊情况下, 如果平均离散度较大, 这一改善也会成比例地增加。

在图 1.13 中图上保持不变的 P_o 点, 随着阻力矩 W 的波动而向上或向下缓慢移动, 图 1.16 上画有平均值曲线 W , 上曲线 $W_{1+\sigma_m}$ 及下曲线 $W_{1-\sigma_m}$, 与曲线 W 相距平均波动值 σ_m , 这两条曲线与一条陡的电动机特性曲线 M_{s1} 相交时, 得到工作点 P_{o1s1} 及 P_{o2s1} , 所以阻力矩 W 发生

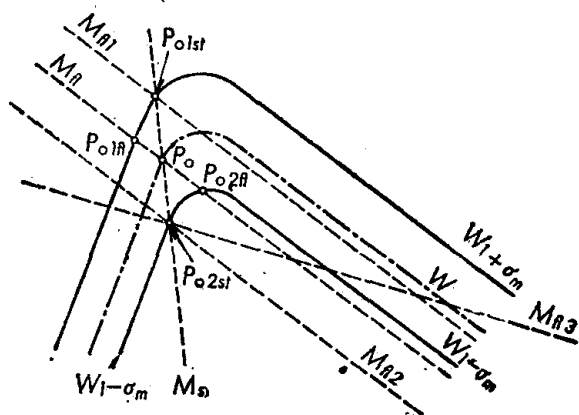


图1.16 摩擦系数波动时相应于电动机陡特性 (M_{s1}) 及平缓特性 (M_{s2}) 的工作点

波动时，不必通过变换手柄来改变电动机特性。

特性平缓 (M_{f1}) 的电动机与此不同，它的上部工作点 P_{01f1} 低于 P_{01f2} ，为了达到与 P_{01f2} 同样高，必须将手柄提到较高位 M_{f11} 。如果摩擦特性曲线 $W_{1-\sigma_m}$ 过低，在平缓的电动机特性下会发生空转，但在陡的特性下却不会发生。平缓特性的这一缺点可以通过退手柄或由自动装置（防空转或防滑控制等）加以克服。还可以看出， P_{01f1} 及 P_{02f1} 间的距离比 P_{01f1} 及 P_{02f1} 间的距离大，所以测试所得到的 σ_m 值并不是绝对不变的，而是一个与当时的电动机特性有关的量。

由图 1.16 可清楚地看出，一般来讲，在不良的轨道状态 $W_{1-\sigma_m}$ 条件下，平缓的电动机特性曲线（例如单相交流电动机的特性或采用串联绕组的直流串励电动机特性曲线 M_{f13} ）在摩擦曲线上升段的顶点附近有一个工作点。因为实际中总希望在轨道状态下限能发挥尽可能大的牵引能力，所以从原理上讲，使用这种电动机并不比特性陡的电动机差，将手柄提到较高的电压位时，也能利用较高的粘着系数。如果能采用一台合适的自动装置来控制蠕滑，则更为有利。

变换手柄使牵引力处于摩擦曲线的上升段时（第一种情况），由于可能出现的蠕滑量很小，所以实际上并不会造成明显的附加蠕滑振动，在系统中也不会引起显著的惯性力、附加弹性力及附加电作用力。

使用单相串励电动机驱动时，会不断出现周期性的附加扭矩波动，在曲线的上升段运行时，会因此而造成强迫振动，即通常所谓的颤振。

运行如果延伸到最大值及下降段的开始时（第二种情况），就处在与空转极限接近的状态。对于单相电动机及直流电动机来讲，了解这时的相互作用关系是同样重要的，两种情况所涉及的参数值属于同一类型。

运行处于摩擦曲线的下降段时（第三种情况），在通常的传动比下单相串励电动机一般都不能稳定工作，因为扭矩特性曲线都要比蠕滑特性曲线更平缓，在摩擦系数出现波动时，有可能出现扭矩超出摩擦特性曲线的现象。这时如果不减小扭矩，就会使工作点移动，蠕滑量显著增大，轮对发生空转。采用直流驱动时，如果条件比较好，也有可能在下陷段的较大范围内实现稳定工作。

这里，只需要在振幅及蠕滑摩擦振动很小的前提下，对直流及混流电动机在下陷段（第三种情况），即接近空转限时的特性进行分析，并且讨论改善它的可能性。

如果驱动系统中不存在扭转弹性，那么对于图 1.13 中图上相应于蠕滑速度 n_0 及扭矩 M_0 的稳态工作点 P_0 ，力矩 M_0 可由式 $M_0 = k_d \Phi_0 J_0$ 表示，式中 Φ_0 为电动机的磁通， J_0 为电枢电流， k_d 为常数。为了简化，令传动比 $u = 1$ ，于是，电动机力矩 M_0 及反力矩 W_0 间的平衡状态可用下式表示：

$$k_d \Phi_0 J_0 - W_0 = 0 \quad (1.9)$$

如果系统受到扰动，例如电机电压的提高或轨道摩擦的下降，使蠕滑速度为 n_0 的 P_0 点得到附加的蠕滑速度 n_2 ，有可能达到临时的工作点 P_2 。用斜度为 β 的切线 W_r 代替点 P_0 及 P_2 间的摩擦阻力曲线，则这时的阻力为 $W = W_0 + n_2 \tan \beta$ ，对于蠕滑曲线的下降段，可以写成简单的形式 $W = W_0 - \omega n_2$ 。当系统中不存在扭转弹性，即该系统可看成一个无限硬的扭转弹簧时，可以认为电机轴的附加速度 n_1 与附加蠕滑速度 n_2 相等。为了简化，以下只使用 n_1 ，因此 $W = W_0 - \omega n_1$ 也能适用。然后将无限硬扭转弹簧两端的转动惯量相加，即 $\Theta = \Theta_1 + \Theta_2$ （图 1.12），工作点 P_2 处的平衡状态就可以用下式表示：

$$k_d(\Phi_0 + \Phi_1)(J_0 + J_1) - W_0 + \frac{dW_1}{dt} = 0 \quad (1.10)$$

工作点 P_0 处的电动机电压为 $U_0 = J_0 R + E_0$ ，其中 R 及 L 分别表示供电系统及电动机中的电阻和电感。 $E_0 = C_E n_0 \Phi_0$ 表示电动机的感应电势， C_E 为常数， Φ_0 是电动机的磁通。对于具有新电压 $U_0 + U_1$ 的电系统，电压方程为：

$$U_0 + U_1 = (J_0 + J_1)R + C_E(n_0 + n_1)(\Phi_0 + \Phi_1) + L \frac{dJ_1}{dt} \quad (1.11)$$

由式(1.10)，(1.11)可得

$$\frac{\Phi_0 k_d k_\phi U_1}{L\Theta} = \ddot{n}_1 + \dot{n}_1 \times 2 \times \frac{1}{2} \left(\frac{Rk_n}{L} - \frac{\omega}{\Theta} \right) + n_1 \left(\frac{\Phi_0^2 C_E k_d k_\phi - \omega R k_n}{L\Theta} \right) \quad (1.12)$$

式中

$$k_\phi = 1 + \frac{J_0 \Phi_1}{J_1 \Phi_0}$$

$$Rk_n = R + \frac{n_0 C_E \Phi_1}{J_1}$$

方程(1.12)的左边相当于电压变化 U_1 所引起的外激励，其特征方程的型式为：

$$p^2 + 2\alpha p + \omega_0^2 = 0 \quad (1.13)$$

其中的常数为

$$\alpha = \alpha_1 - \alpha_2 = \frac{Rk_n}{2L} - \frac{\omega}{2\Theta} \quad (1.13a)$$

$$\omega_0^2 = \frac{\Phi_0^2 C_E k_d k_\phi - \omega R k_n}{L\Theta} \quad (1.13b)$$

由此可以得到电气及机械复合系统的自振圆频率。

从调节技术的角度来讲，采用他励电动机的驱动系统是人们所熟悉的，关川对此做了进一步的发展。根据串励电动机的推导，用零代替(1.10)，(1.11)中的 Φ_1 就可以得到适用于该情况的结果。通常界于1与2之间的常数 k_n 及 k_ϕ 这时为1。

电传动内燃机车可以采用与直流串励电动机驱动相类似的分析方法，液力传动内燃机车驱动系统的特性则与电驱动系统大不相同。

混流电动机驱动系统可以采用与直流电动机相同的基本观点，但必须考虑到相应于直流电压降的整流变压器数据。在工作点 P_0 处，可以使用下式：

$$\sqrt{2}U_0 = J_0 \cdot X_t + \frac{E_0}{\tau}$$

式中 U_0 为电网电压的有效值， J_0 为整流电流的平均值， X_t 为变压器电抗，该值对整流过程具有重要意义， $\tau = E_{gm}/\sqrt{2}U$ 为直流电压比。由于整流回路中不仅有电感 L ，还存在着可观的电阻 R ，所以工作点 P_0 处的 τ_0 具有下降的特性(图1.17)。

另外，短路电流为 $J_{gm} = \frac{\sqrt{2}U}{X_t}$ ，根据对直流供电驱动系统的研究，这时的初始电压不再是 U_0 ，而是 $U_{0g} = \frac{2}{\pi} \sqrt{2}U_0$ 及 $U_{1g} = \frac{2}{\pi} \sqrt{2}U_1$ 。对于 $U_{0g} + U_{1g}$ ，有一个与式(1.11)类似的电压方程，简化以后得到：

$$U_{1g} = \frac{2}{\pi} X_t J_1 + \frac{2}{\pi} \tau n_0 C_E \Phi_1 + \frac{2}{\pi} \frac{1}{\tau} n_1 C_E \Phi_0 + \frac{L dJ_1}{dt} \quad (1.14)$$

令

$$\frac{2}{\pi} X_t + \frac{2}{\pi} \cdot \frac{1}{\tau} n_0 C_E \Phi_1 / J_1 = k_n^*$$

及

$$\frac{2}{\pi} \frac{1}{\tau} = k_n^*$$

于是特征方程的常数项保持着与 (1.13 a) 及 (1.13 b) 类似的形式

$$\alpha = \alpha_1 - \alpha_2 = \frac{Rk_n^*}{2L} - \frac{\omega}{2\Theta} \quad (1.15 a)$$

$$\omega_0^2 = \frac{\Phi_0^2 C_E k_n^* k_d k_\phi - \omega R k_n^*}{L\Theta} \quad (1.15 b)$$

阻尼 α 相当大时, 驱动系统具有有利的起动条件, 在这种情况下, 附加蠕滑速度 n_2 (此处与 n_1 相等) 相邻两个振动的振幅比 $A_2:A_1$ 变小。如果 ω 趋近于零 (见式 1.18), 将出现非周期性的衰减。当 $c = \infty$ 时, 不同整流器机车驱动系统的阻尼特性列于表 1.1 中, 其中驱动系统 1 相应于不采用平波电抗器的最佳驱动情况。

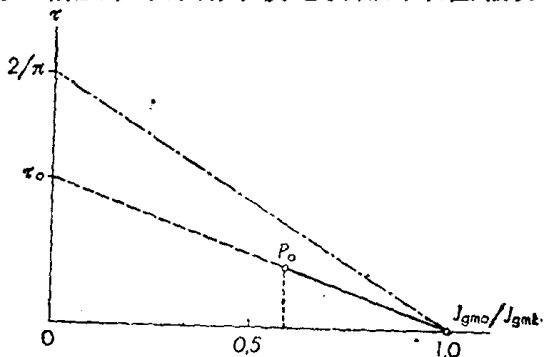


图 1.17 比值 τ_0 与 J_{gmo}/J_{gmk} 的关系
 τ_0 —— 整流器电力机车起动点 P_0 处的直流电压比;
 J_{gmo} —— 工作电流; J_{gmk} —— 短路电流。

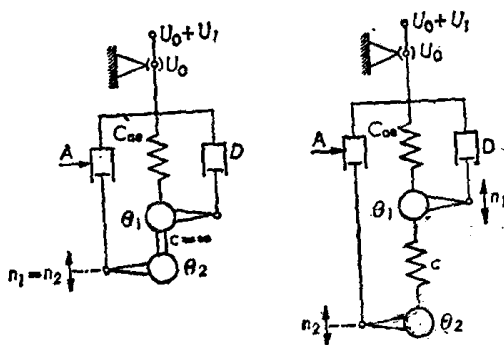


图 1.18 振动系统简图
 (左) —— 无扭转弹性的驱动 ($c = \infty$);
 (右) —— 有扭转弹性的驱动 ($c = c$)。

图 1.18 左边是振动系统的简图, 激励是电动机电压由 U_0 提高到 $U_0 + U_1$ 所引起的。该系统具有相应的弹性 c_{oe} 。由于假定驱动刚度无限大 ($c = \infty$), 因此一系及二系质量并为单一的质量, 其转动惯量为 $\Theta_1 + \Theta_2 = \Theta$ 。 Θ_1 上作用着电系统的阻尼 α_1 [见式 (1.13 a) 或 (1.15 a)], 该阻尼相应于电动机转矩的下降, 在简图中可用阻尼缸 D 表示。在 Θ_2 上作用着激励系数 α_2 保持不变的激励 A , 该激励相应于蠕滑速度增加时摩擦阻尼或摩擦系数的下降, 在图 1.18 中这一激励可用工作活塞 A 表示, $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$ 是所考虑的合成阻尼。

如果在系统中引入扭转弹性 c , 那么图 1.18 左方简图中 Θ_1 与 Θ_2 间的刚性联接便由弹簧 c 所取代。这时 Θ_1 及 Θ_2 具有不同的速度 n_1 及 n_2 (见图 1.18 右)。

因为 n_2 一般都大于 n_1 , 所以 α_1 的阻尼功既小于 α_2 的激励功, 也小于非弹性驱动的阻尼功, 这样, 弹性系统中蠕滑振动的阻尼就比较弱, 从而造成 n_2 的较大振幅。根据经验, 由于特性曲线上升段大阻尼的作用, 在困难条件下起动时, 蠕滑接近于零。

对于弹性驱动, 我们的分析首先限制在振幅较小的简单情况, 并将阻尼及激励都看成常数, 然后, 建立振动方程并由此导出特征方程。

为使问题简化, 使用以下无因次量, 于是直流供电机车的电压方程成为:

$$\frac{U_1}{U_0} = \frac{J_1}{J_{st}} \left(1 + \frac{1}{\tau X_i} \frac{n_0 C_E \Phi_i}{J_1} \right) + n_1 \frac{(J_{st} - J_0)}{n_0 J_{st}} + \frac{\pi L}{2 X_i J_{st}} \dot{J}_1$$

或简写为

$$\frac{U_1}{U_0} = \frac{A_{g1} \cdot J_1}{J_{st}} + \frac{B_{g1} \cdot n_1}{n_0} + \frac{T_c \cdot \dot{J}_1}{J_{st}}$$