



普通高等教育动车组系列规划教材

车辆系统动力学

任尊松 编著



中国铁道出版社
CHINA RAILWAY PUBLISHING HOUSE

普通高等教育动车组系列规划教材

车辆系统动力学

任尊松 编著
金学松 审

中国铁道出版社

2007年·北京

内 容 简 介

本书共分九章,主要内容包括:车辆系统动力学性能及评价指标、轮对结构与轮轨接触几何关系、轮轨滚动接触理论、车轴悬挂与车辆系统动力学性能关系、中央悬挂与车辆系统动力学性能关系、车辆系统动力学模型、轨道激励与轨道谱、车辆系统运动稳定性等。

本书为高等学校铁道机车车辆专业教材,也可作为职业教育教材,还可供从事机车车辆专业的工程技术人员和科研人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

车辆系统动力学/任尊松编著.—北京:中国铁道出版社,

2007.8

(普通高等教育动车组系列规划教材)

ISBN 978-7-113-08279-6

I. 车… II. 任… III. 车辆—系统动力学 IV. U461.1

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2007)第 134083 号

书 名:车辆系统动力学
作 者:任尊松 编著

责任编辑:程东海 电话:010-51873135 电子信箱:jinfeng88428@163.com
封面设计:冯龙彬
责任校对:孙 玫
责任印制:金洪泽

出版发行:中国铁道出版社

地 址:北京市宣武区右安门西街8号 邮政编码:100054

网 址:www.tdpress.com

电子信箱:发行部 ywk@tdpress.com

印 刷:北京市兴顺印刷厂

总编办 zbb@tdpress.com

版 次:2007年9月第1版 2007年9月第1次印刷

开 本:787mm×960mm 1/16 印张:12.75 字数:267千

印 数:1~3000册

书 号:ISBN 978-7-113-08279-6/U·2107

定 价:25.00元

版权所有 侵权必究

凡购买铁道版的图书,如有缺页、倒页、脱页者,请与本社读者服务部调换。

电话:市电(010)51873170 路电(021)73170(发行部)

打击盗版举报电话:市电(010)63549504 路电(021)73187

前 言

铁路运输作为我国中长距离、大运量、快捷、安全、低耗、环保的运输形式,已成为交通运输体系的重要组成部分,在国民经济中占有非常重要的地位。尤其是铁路客运,每年要承担数以亿计的旅客运输,旅行高峰期更是达到日均数百万人的运量,使本来繁忙的铁路旅客运输不堪重负,运能不足的矛盾已非常突出,铁路旅客运输现状已成为制约国民经济快速发展的瓶颈。

1964年日本首次成功开行高速动车组以来,世界各国争相规划和建设高速铁路。如今,法国、德国、瑞典、意大利、西班牙、英国、韩国等国家已成功开行了高速列车,为经济发展做出了贡献。2007年4月,随着我国实施铁路第六次大提速,我国研制的高速动车组也正式投入运营,铁路客运速度已经达到200 km/h,今后的客运速度还将进一步提高,这标志着我国已经进入高速铁路国家的行列。

高速铁路涉及很多高新技术问题,作为铁路运输装备的高速动车组就是这些高新技术的综合和具体体现。它涉及系统集成技术、车体技术、转向架技术、制动技术、牵引传动技术、自动控制技术、网络与信息技术等。北京交通大学作为铁道部高速动车组理论培训基地,从2005年开始编写动车组培训教材并对从事动车组运用的在职技术人员进行培训。目前,在通过对动车组技术消化、吸收和再创新,打造中国品牌高速列车的过程中,铁路行业还迫切需要大量的动车组设计与制造高级人才。然而,国内高等学校在培养上述人才方面,缺少一套系统、完整讲述高速动车组设计与制造技术的系列教材。在铁道部和北京交通大学的大力支持下,以高速动车组理论培训基地教师为主,组织编写了9本适合铁道机车车辆专业本科生使用的动车组系列教材。

本书作为系列教材之一,介绍车辆/动车组系统动力学。

本书要达到的主要目的是阐明车辆主要结构和悬挂参数与系统动力性能之间的关系,并说明基本的轮轨接触理论、车辆动力学性能及其相应的评价指标、车辆系统动力学模型建立方法等。本书既可以作为动车组专业的本科生和车辆工

程研究生学习教材,也可以作为相关研究人员参考用书。

本书共分九章,第一章主要介绍车辆/动车组的运动形式以及车辆系统动力学研究关注的主要问题;第二章介绍了车辆系统运行稳定性和平稳性,给出了国内外与车辆运行安全性和平稳性相关的评估标准;第三章介绍了轮对基本结构与动力学性能之间关系、轮轨接触几何关系及其计算方法,并对道岔区特殊的轮岔接触几何关系进行了分析和说明;第四章在介绍轮轨滚动接触理论上,给出了轮轨蠕滑的概念以及轮轨蠕滑率的求解方法,并以一自由轮对与轨道之间蠕滑关系为例,介绍了轮轨蠕滑力求解方法;第五章在介绍客车轴箱定位基本功能、主要定位形式以及货车转向架基本结构基础上,分析了主要轴箱定位参数对系统稳定性、曲线通过能力以及平稳性的影响特性;第六章在介绍中央悬挂装置主要部件和功能基础上,比较了不同设计速度转向架的悬挂方式和特点,分析了中央悬挂参数对车辆系统动力学性能影响特性;第七章在介绍车辆系统动力学模型化原则以及系统作用力描述方式基础上,给出了车辆系统垂向和横向动力学模型建立方法;第八章主要给出了轨道激励形式、描述方式及其对车辆系统动力性能的影响等问题;第九章主要介绍了与车辆系统运行稳定性密切相关的车辆蛇行运动形式、车辆线性和非线性临界速度计算方法以及提高车辆系统运行稳定性常用方法等。

本书在介绍车辆系统基本结构时,主要以高速动车组 CRH₁、CRH₂ 和 CRH₅ 为主。

金学松教授在百忙中审阅了全稿,并提出了许多重要的修改意见。在此,对他的工作和帮助表示衷心的感谢!

由于水平所限,时间仓促,疏漏之处在所难免,恳请读者批评指正。

作者

2007年6月于北京

目 录

第一章 概 述	1
第一节 车辆系统运动认识	1
第二节 车辆系统动力学用途及所解决的主要问题	2
第二章 车辆系统动力学性能及评价指标	6
第一节 铁道车辆系统动力性能	6
第二节 车辆运行安全性及评价指标	6
第三节 车辆运行平稳性及评价指标	15
第三章 轮对结构与轮轨接触几何关系	23
第一节 轮对结构及其对动力学性能影响	23
第二节 轮轨接触状态及影响因素	33
第三节 轮轨接触几何关系求解	36
第四节 道岔区轮轨接触几何关系	46
第四章 轮轨滚动接触理论	63
第一节 Hertz 接触理论的应用	63
第二节 轮轨蠕滑	66
第三节 轮轨蠕滑理论	70
第四节 非线性蠕滑力近似计算与修正	76
第五节 轮轨蠕滑理论应用实例	77
第五章 轴箱悬挂与车辆系统动力学性能关系	81
第一节 车辆系统动力学性能对轴箱定位要求	81
第二节 客车轴箱定位结构	82
第三节 货车转向架结构	91
第四节 轴箱定位参数对系统动力学性能影响	98

第六章 中央悬挂与车辆系统动力学性能关系·····	107
第一节 中央悬挂装置设计要求·····	107
第二节 中央悬挂结构·····	108
第三节 不同速度客车转向架悬挂特点·····	132
第四节 中央悬挂参数与系统动力学性能关系·····	134
第七章 车辆系统动力学模型·····	139
第一节 车辆系统动力学模型化原则·····	139
第二节 车辆系统作用力描述·····	142
第三节 车辆系统垂向动力学模型·····	144
第四节 车辆系统垂向横向动力学模型·····	147
第五节 悬挂系统对轮轨系统振动的衰减作用·····	156
第八章 轨道激扰与轨道谱·····	159
第一节 铁路轨道构造基本特性·····	159
第二节 轨道不平顺形式·····	160
第三节 轨道不平顺功率谱·····	169
第四节 轨道不平顺数值模拟·····	174
第九章 车辆系统运动稳定性·····	178
第一节 车辆蛇行运动·····	178
第二节 车辆系统临界速度计算方法·····	180
第三节 提高车辆系统稳定性方法·····	184
第四节 影响脱轨稳定性因素·····	185
附表 客车系统主要计算参数·····	187
参考文献·····	189

第一章

概 述

铁路车辆是指轮轴上联结 2 个车轮，并将其放置在钢轨上行驶的车辆，因此，铁路车辆的运动学基本上与汽车相同，都是由力学来表述的。但是，铁道车辆与汽车的最大区别在于轮轨系统。在一定程度上，轮轨系统是铁道车辆的核心内容。

铁路列车一般有两种形式：一种是由机车和车辆组成，机车负责提供牵引动力，本身并不载运货物或旅客，载运货物或旅客的任务由车辆负责，但车辆不具备牵引动力，这种列车称为集中动力式列车；另一种没有专门的机车提供动力，每节车辆或几节车辆具有牵引动力，这种列车称为分散动力式列车，该形式常见列车为动车组式列车。从车辆动力学的角度看，铁路的机车和车辆具有相同的振动特点。

第一节 车辆系统运动认识

具有弹簧悬挂装置的车辆是一个多自由度的振动系统。车辆在运行中会产生复杂的振动现象，振动理论的研究和实践表明，这种复杂的振动是由若干基本形式的振动组合的结果。这里以车体振动为例，说明车辆系统各主要部件的振动形式。

若将车体视为支持在弹簧上的刚体，此刚体就称为簧上质量，这通常是指车体（包括载重）的质量。而弹簧以下的质量就称为簧下质量，这通常是指轮对轴箱装置和大多数货车转向架侧架的质量。研究车辆振动时，可以通过车体的重心 O 点引 3 个互相垂直的坐标轴 x 、 y 、 z ，此时车体具有 6 个独立的运动形式，即沿 x 、 y 、 z 轴 3 个方向的直线运动及以 θ 、 β 、 ϕ 表示的绕 x 、 y 、 z 轴的 3 个回转运动。于是车体在空间的位置完全由 6 个自由度的运动系统来描述，如图 1-1 所示。

当车体沿 3 个坐标轴及绕 3 个坐标轴振动时，分别给予下列名称：

(1) 伸缩振动，即车体沿 x 轴方向所作的纵向振动，在某一瞬间，车体各点的纵向位移相等，车体平行于原有的平衡位置。

(2) 横摆振动，即车体沿 y 轴方向所作的横向振动，在某一瞬间，车体各点的横向位移相等，车体平行于原有的平衡位置。

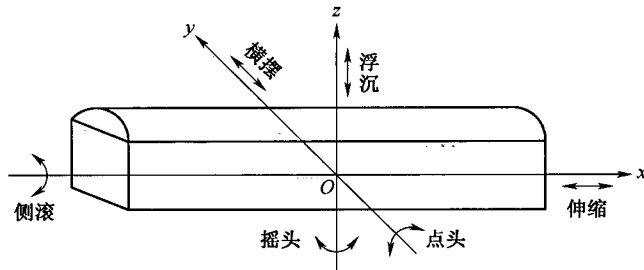


图 1-1 车体振动自由度

(3) 浮沉振动，即车体沿 z 轴方向所作的铅垂振动，在某一瞬间，车体各点的铅垂位移相等，车体平行于原有的平衡位置。

(4) 侧滚振动，即车体绕 x 轴作幅角为 $\pm\theta$ 的回转振动。

(5) 点头振动，即车体绕 y 轴作幅角为 $\pm\beta$ 的回转振动。

(6) 摇头振动，即车体绕 z 轴作幅角为 $\pm\psi$ 的回转振动。

应该指出，车辆在运动过程中既存在着自由振动，又存在着强迫振动。对于各种车辆，上述 6 种振动形式都可以同时存在。但由于车辆的结构形式、弹簧装置参数和装载状态、运行速度的不同，以及运行在不同结构状态的线路上，所以它们各自出现的主要振动形式也是不同的。或者说，上述每种振动形式都不一定是单独出现的，车辆复杂的振动在大多数情况下是上述 6 种基本振型按不同组合耦合在一起发生的。

在研究车辆振动时，因为浮沉与点头振动的组合发生在车体的纵向铅垂平面 xOz 内而称为垂直振动；车辆的摇头与滚摆振动的组合发生在水平平面 xOy 和车体横向铅垂平面 yOz 内而称为横向振动；车辆的伸缩振动沿车体纵向产生而称为纵向振动。

第二节 车辆系统动力学用途及所解决的主要问题

车辆系统动力学指导人们如何设计制造出运营安全、对轨道作用力较小的车辆或动车组。研究车辆运动主要有两个目的，一个目的是了解车辆各部分的位移及车轮作用在轨道上的力等，另一个目的是需要知道车辆的振动状态。车辆的振动状态可以分为自由振动和强迫振动两大类。

自由振动是指在短时间内，由于某种瞬间或过渡性的外部干扰而产生的振动，其振动振幅如果逐渐变小，该系统将趋于稳定；相反，若振幅越来越大，则系统将不稳定。铁路车辆最低限度是要保证不能出现不稳定情况。强迫振动是指由外界激扰引起的振动，其核心是关注轨道不平顺、强风或其他因素引起的车辆持续振动特性。

车辆系统动力学涉及车辆运行安全性、稳定性、舒适性和曲线通过能力。在设计、制造

铁道车辆时，需要考虑多种因素对车辆系统的影响，因此，车辆动力学的用途及所考虑问题主要包括以下几个方面：

1. 蛇行运动

铁路车辆存在一种称为蛇行运动的不稳定振动现象。这是一种当列车行驶时会出现车体和转向架开始剧烈左右偏转的不稳定振动。蛇行运动不仅会降低乘坐舒适性，而且还会破坏轨道甚至发生列车脱轨、倾翻等安全事故。因此，在设计制造新车或在提高列车运行速度时，为使产生蛇行失稳现象的临界速度大大高于正常运行速度，应该如何设计车辆系统？另外，当部件老化或车轮出现磨损时，如何防止蛇行失稳的发生，使列车仍能够稳定、安全地行驶？

2. 曲线通过

车辆曲线通过时，为了能够减小车轮作用于轨道上的横向力，并使车辆能够顺利转向，曲线外侧车轮需要比内侧车轮多行驶一段距离，且最好是车轮能够沿曲线切线方向运行。因此，与防止蛇行运动的要求相反，最好能够增大车轮踏面斜度。如何平衡这两种运动特性，设计制造出既能抑制蛇行运动，又能顺利通过曲线的车辆呢？

3. 舒适度

影响车辆乘坐舒适性的因素主要是来自于轨道激扰。这些激扰主要包括：轨道随机不平顺、轨道冲击不平顺（如轨道接缝、道岔等的轨道面的不连续部位、曲线轨道半径的不规则、倾斜过度或不足）等。另外的一些因素是车辆自身产生的干扰。这些因素主要包括：由发动机、电动机、空气压缩机和鼓风机等车辆上机械装置运动引起的干扰；由车轮偏心及刹车时车辆滑行产生的车轮擦伤引起的干扰；由于起动和刹车时，邻接车辆间产生的前后冲击；隧道内气流和车辆交会时的空气力学干扰等。

以上这些干扰引起车辆何种振动？如何来评价它们对车辆安全性和乘坐舒适性的影响？尽可能排除这些干扰并进行有效地振动隔离和振动截断时，应构建怎样的振动系统？另外，车辆部件经过长期运转后出现老化现象会给运行安全性和乘坐舒适性造成什么样的影响？车体轻量化后产生的颤振会达到怎样的程度？

4. 交会

列车交会时车辆受到的气动力主要有气动横向力和气动升力。研究表明，气动横向力、升力及倾覆力矩均与侧向风速的平方成正比。列车尾部流场，长大型高速动车组产生的尾流，对行车安全和环境会带来不利影响，列车高速运行时，处于列车尾流影响范围内的人员和物品有可能卷入尾流中，造成人员伤亡或列车受损事故；而当列车在某些区域（气候干燥而又多沙地段）运行时，列车尾部卷起的气流，对周围环境会造成一定程度的污染。

过去，中国列车时速一直在 120 km/h 以内，列车空气动力学问题并不突出。列车提速后，列车运行阻力急剧增加，能耗过大；列车高速交会产生的空气压力瞬变，导致客车侧墙变形过大，并伴有强烈的空气爆破声能击碎车窗玻璃。

因此，当列车与对面列车交汇行驶时会产生多大程度的振动？同时会产生多大的横向压力？在新建供各种不同速度车辆行驶的线路时，如何考虑复线间隔、舒适度和安全上的限制？这些问题在车辆设计和线路修建均需要系统地研究。

5. 脱轨安全性

如何保证列车既能够高速行驶又不至于脱轨？当外界因素如地震、泥石流等引发大面积轨道偏移时，车辆能否保证不脱轨？对于目前脱轨安全评价标准体系中仍无法评估的振动，将如何保证铁路运营安全性？有鉴于此，人们试图弄清楚脱轨的机理，制定出符合最新测定方法的评价标准。

6. 倾覆安全性

轻量化列车，在曲线上的行驶速度会有所提高，当遭受横风时，是否能够防止列车倾覆，提高安全性呢？

7. 运动与控制

传统的列车悬挂采用被动悬挂方式，被动悬挂由弹性元件和阻尼组成，其刚度和阻尼是在设计过程中确定下来的，在车辆运行过程中一般无法进行调节，因此具有一定的局限性。首先，由于被动悬挂系统的参数不随线路激励变化，使其不能同时很好地满足车辆运行平稳性、稳定性和曲线通过性能对悬挂参数的要求。其次，由于悬挂参数不能调节，就使得经过最优设计的悬挂只能对于某一特定激励条件产生最优响应，一旦激励或车辆参数发生变化，衰减性能在一定程度上就会恶化。

针对被动悬挂的局限性，早在 20 世纪 50 年代便有学者提出了主动悬挂的概念。主动悬挂实际上是一个闭环控制的动力驱动系统，通过合理调节输入到减振系统的能量来抵消来自外界的激励，从而达到减振的目的。主动悬挂的控制器按照某种设计好的控制方案、根据车辆和/或线路激励状态实时确定出应该施加给车体的目标悬挂力，再由作动器直接施加给车体，实现对车体振动的控制。

半主动悬挂采用阻尼特性可调的可控减振器和/或刚度特性可调的可控弹簧作为作动器，通过实时调节可控减振器的阻尼特性或可控弹簧的刚性特性，间接地获得合理的悬挂力。半主动悬挂的概念于 20 世纪 70 年代中期提出，其基本思想是根据线路激励和系统状态调节悬挂的阻尼特性和/或刚度特性，实现某个性能指标最优。在实际应用中，可控弹簧实现起来比较困难，目前的半主动悬挂一般采用可控减振器。

被动悬挂的悬挂参数在车辆运行过程中固定不变，不能根据线路不平顺和外界因素的状况适时进行调整，自适应很差，只能在一定条件下有效地衰减车体的振动，已不能满足高速列车的发展需要。从理论上说，主动悬挂能够实时地将某种指标下最优的悬挂力施加给车体，其减振性能是“最优”的。但是主动悬挂的稳定性和可靠性难以保证，控制作用的实现需要消耗大量的能源；此外，成本过高也是限制主动悬挂应用到高速列车上的重要因素。半主动悬挂力的方向取决于悬挂两端的相对速度和/或相对位移，大小依赖于可控减振器和/或

可控弹簧的参数可调范围，从理论上说不能实时地产生“最优”的悬挂力，减振效果不如主动悬挂好。但与主动悬挂相比，半主动悬挂具有许多优点：结构简单、成本低、能耗小，更重要的是在控制失效的情况下半主动悬挂能够自然转换为被动悬挂，确保列车的运行安全。半主动悬挂的减振效果要明显好于被动悬挂，能够满足高速列车的发展需求。

近年来，控制技术被广泛地应用到列车控制系统中。通过控制技术和手段，能够在多大程度上提高列车运行安全性和舒适性，实现降低列车对轨道压力的目的，这是车辆系统动力学关注的另一个重点。

第二章

车辆系统动力学性能及评价指标

车辆的动力性能主要包括运行稳定性（安全性）、平稳性以及通过曲线能力等三个方面。本章在给出运行安全性指标定义基础上，介绍目前国内外常用的安全性指标评估值；另外，运行平稳性同样涉及不同的评估方法，本章主要介绍目前常用的 Sperling 评价方法以及 ISO 标准。

第一节 铁道车辆系统动力性能

当列车高速运行时，线路各种确定性不平顺、非确定性不平顺和动力不平顺等，都会加剧轮轨间的动力相互作用，影响行车的平稳性、舒适性和安全性。尤其是当车辆的激振频率与桥梁的固有频率相同或相近时，还将引发车桥共振，严重影响行车安全。因此，高速铁路动态安全性和行车舒适性的评价标准将直接影响线路结构设计的安全性。衡量这些性能的主要指标如表 2-1 所示。

表 2-1 车辆系统动力性能

动力性能	平稳性	稳定性（安全性）	曲线通过能力
涉及方面	旅客乘坐舒适性 装运货物的完整性	防止蛇行运动稳定性 防止脱轨稳定性 防止车辆倾覆稳定性	防止脱轨稳定性 防止车辆倾覆稳定性 磨耗性能
评价指标	乘坐指标（Sperling 指标、ISO 标准、车体振动加速度等）	临界速度、脱轨系数、减载率、倾覆系数、轮轨横向力、轮轴横向力、磨耗指数	

第二节 车辆运行安全性及评价指标

列车运行安全性是铁路运输最基本的要求，既有线提速以及高速铁路修建使得这个问题更加突出，世界各国铁路工作者对此均非常重视，对行车安全性评价指标及限度进行了大量的研究，取得了丰硕的成果并已应用于实践。

车辆运行安全性主要涉及车辆是否会出现脱轨和倾覆问题。车辆脱轨根据过程不同大体可分为爬轨脱轨、跳轨脱轨、掉道脱轨等。其中，爬轨脱轨是随着车轮的转动，车轮轮缘逐渐爬上轨头而引起的脱轨，它是车辆运行中较常见的脱轨形式，也是各国学者研究的重点。一般以脱轨系数、轮重减载率、倾覆系数等指标来评定车辆运行的安全性。目前我国车辆部门主要采用脱轨系数和轮重减载率两项指标。

一、脱轨系数

车辆运行时，在车辆结构参数、运用条件和线路状态等因素最不利的组合下，可能导致车轮脱轨。在测量或计算到的轮轨力中，选用横向力与垂向力同时发生的数值，来计算两者的比值，并将其作为脱轨系数。一直以来所使用的脱轨系数，无论从理论操作还是从测量数据整理法来看，均可以分为下列两类：

(1) 不考虑作用时间的脱轨系数，是将测量或计算得到的轮轨垂向力的瞬间值作为轮重值而使用的脱轨系数。从理论上讲，就是将直接作用于车轮/轨道上的垂向上的力值，作为轮重值而使用的脱轨系数，是为了判定车轮是否有可能对轨道产生“逐渐升高现象”而使用的脱轨系数。它所定义的内容又称为第一脱轨系数。

(2) 考虑作用时间的脱轨系数。不考虑轮重测量或计算波形中产生的剧烈变动，仅取变化比较缓和部分的值作为轮重值而使用的脱轨系数。使用该定义确定的脱轨系数是为了判定当产生较大的冲击性横向力时，车轮是否有可能产生“腾空现象”，是一种考虑到横向力作用时间的评价方法。它所定义的内容又称为第二脱轨系数。

当这两种情况下的轮重和横向压力随着时间而发生的变动比较平缓的时候，两个数值会变得一致，但如果冲击性横向力发挥作用，轮重及横向力随着时间而发生的变化非常剧烈时，两个数值截然不同。

1. 不考虑作用时间的脱轨系数

评定防止车轮脱轨稳定性用的脱轨系数，为某一时刻作用在车轮上的横向力 Q 和垂向力 P 的比值 Q/P 。该比值最初由法国科学家 Nadal 提出，其后为世界各国铁路部门所采用。Nadal 根据爬轨侧车轮在脱轨临界状态时轮轨接触点上力的平稳条件，推导出了脱轨系数的表达式。

假设车轮与钢轨接触点位于轮对中心线的垂直平面内（无轮对冲角），则有图 2-2(a) 所示的车轮处于脱轨临界状态时的钢轨受力关系，接触斑处车轮受力情况如图 2-2(b) 所示，各作用力分别向轮轨接触点 A 的切线方向和法线方向投影 [图 2-2(c)] 可得

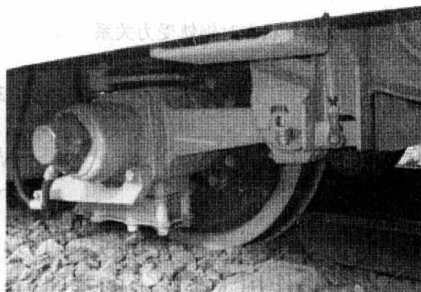
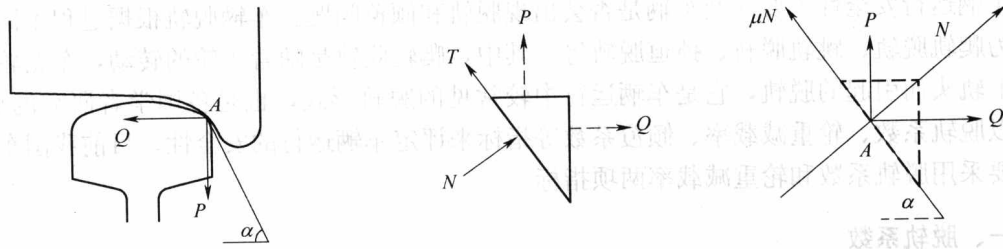


图 2-1 车轮脱轨现象



(a) 脱轨临界状态时钢轨受力关系

(b) 车轮接触斑受力关系

(c) 接触斑作用力分解关系

图 2-2 车轮脱轨临界状态作用力关系

$$\left. \begin{aligned} N &= P \cos \alpha + Q \sin \alpha \\ T &= P \sin \alpha - Q \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad (2-1)$$

式中 Q ——作用于轮缘上的横向力；
 P ——作用于车轮上的垂向力；
 N ——钢轨对车轮的法向反力；
 T ——钢轨对车轮的切向反力；
 α ——车轮的轮缘角。

由式 (2-1)，可得

$$\frac{Q}{P} = \frac{\tan \alpha - (T/N)}{1 + (T/N) \tan \alpha} \quad (2-2)$$

车轮与轨道是在所谓的“滚动接触”状态下相互接触的，车轮与轨道间的作用力被称为“蠕滑力”。根据蠕滑理论，该力的大小不会超过摩擦力。因此，通过公式 (2-2) 获得的 Q/P 值，在切向力 T 达到摩擦力 μN 大小时必须取最小值。即是说，在该极限状态下， $T = \mu N$ 。由此可得脱轨系数的临界值为

$$\frac{Q}{P} = \frac{\tan \alpha - \mu}{1 + \mu \tan \alpha} \quad (2-3)$$

由式 (2-3) 可见，脱轨系数临界值仅取决于轮缘角 α 和轮轨间的摩擦系数 μ 。如图 2-3 所示，轮缘角越大，脱轨系数临界值越大，摩擦系数越大，脱轨系数临界值越小。

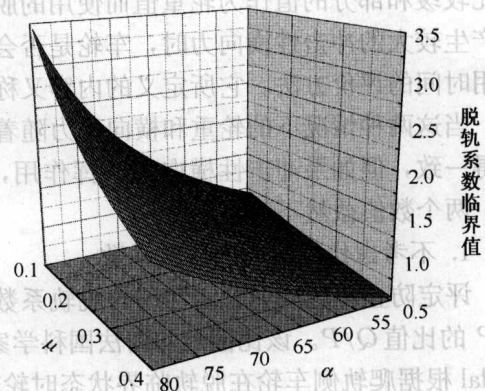


图 2-3 摩擦系数及轮缘角对脱轨系数影响

国际铁路联盟 UIC 规定 $Q/P \leq 1.2$ ；德国 ICE 高速列车试验标准为 $Q/P \leq 0.8$ ；日本既有铁路提速试验标准也规定 $Q/P \leq 0.8$ ；北美铁路则规定 $Q/P \leq 1.0$ 。

我国车辆车轮的轮缘角为 $68^\circ \sim 70^\circ$ ，摩擦系数一般为 $0.20 \sim 0.30$ ，在确定脱轨系数允许限度时，可取摩擦系数的上限 $0.30 \sim 0.35$ 。根据式(2-3)所得的脱轨系数临界值如表2-2所示。

表 2-2 脱轨系数与摩擦系数和轮缘角关系

轮缘角	摩擦系数	0.20	0.25	0.30	0.35
	68°		1.52	1.37	1.25
69°		1.58	1.43	1.29	1.18
70°		1.64	1.48	1.34	1.22

我国制定的脱轨系数标准见表 2-3。表中的第一限度为合格标准，第二限度为增大了安全裕度的标准。另外，《铁道机车动力学性能试验鉴定方法及评定标准》(TB/T2360—1993)、《高速试验列车动力车强度及动力学性能规范》(95J01—L)和《高速试验列车客车强度及动力学规范》(95J01—M)中，规定的爬轨侧车轮的脱轨系数安全限定值也在表 2-3 中给出。

表 2-3 我国脱轨系数安全限定值

指 标	GB 5599—1985		TB/T 2360—1993		95J01—L (M)
	第一限度	第二限度	良好	合格	
脱轨系数	≤ 1.2	≤ 1.0	0.8	0.9	≤ 0.8

Nadal 公式反映的是爬轨侧车轮的脱轨条件，实际上轮对脱轨时，除了爬轨侧的轮轨作用力外，还受到非爬轨侧轮轨作用力的影响。通过轮轨接触点处的受力平稳条件，可得爬轨侧和非爬轨侧车轮的脱轨系数如下：

$$\frac{Q_1}{P_1} = \frac{\tan\alpha_1 - \mu_1}{1 + \mu_1 \tan\alpha_1} \quad (2-4)$$

$$\frac{Q_2}{P_2} = \frac{\tan\alpha_2 + \mu_2}{1 - \mu_2 \tan\alpha_2} \quad (2-5)$$

式中 P_1 、 P_2 ——作用于爬轨侧和非爬轨侧车轮的垂向力；

Q_1 、 Q_2 ——作用于爬轨侧和非爬轨侧车轮的横向力；

μ_1 、 μ_2 ——爬轨侧轮缘与钢轨侧面摩擦系数、非爬轨侧车轮踏面与钢轨顶面的摩擦系数；

α_1 、 α_2 ——爬轨侧和非爬轨侧轮轨接触角。

若车体作用于轮对上的横向力为 H ，则有

$$H = Q_1 - Q_2 \quad (2-6)$$

当爬轨侧车轮处于临界位置时， α_2 很小可以略去不计， $\tan\alpha_2 = 0$ ，结合式(2-4)、式(2-5)和式(2-6)，可得轮对脱轨系数的临界值为

$$\frac{H + \mu_2 P_2}{P_1} = \frac{\tan\alpha_1 + \mu_1}{1 + \mu_1 \tan\alpha_1} = \frac{Q_1}{P_1} \quad (2-7)$$

可见，用轮对横向力表示的轮对脱轨系数公式与车轮脱轨系数公式在形式上是相同的。轮对脱轨系数往往比 Nadal 公式所描述的复杂得多。表征行车安全性的脱轨系数不仅与轮缘角以及轮轨摩擦系数有关，还与线路条件、列车的运行速度等有关，但归根到底是轮轨间的几何和力学关系。

2. 考虑作用时间的脱轨系数（跳轨安全系数）

在日本 JR 标准中，还考虑了轮轨间发生冲击时车轮的脱轨安全性问题。前面规定的脱轨系数标准限定值为 0.8，其基本思路是认为横向力作用时间大于 0.05 s 以上，当横向力作用时间小于 0.05 s 时，用 $0.04/t$ 计算所得的值作为标准值（图 2-4）。由于该数值与一直使用的准静态脱轨的脱轨系数标准值 0.8 在作用时间 $t=0.05$ s 时是一致的，因此横向冲击力的作用时间 t 大于 0.05 s 以上的时候，以 0.8 作为标准值，若作用时间 t 小于 0.05 s，将 $Q/P=0.04/t$ 使所得的值作为标准值。

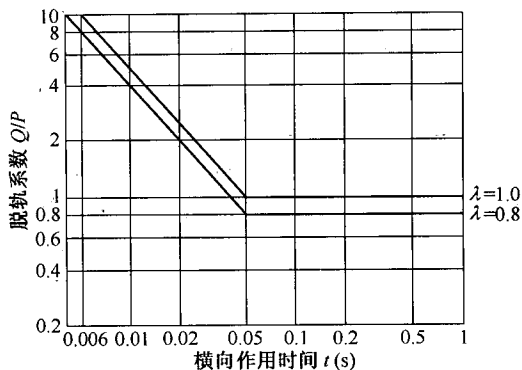


图 2-4 与横向力作用时间相关的脱轨系数标准值

与不考虑作用时间的脱轨系数定义相比，采用跳轨安全系数定义来获得冲击性的、急剧变化轮轨横向和垂向力所对应的脱轨系数，具有误差相对较小的优点。当横向力和垂向力变化平缓时，脱轨系数与跳轨安全系数的值是一致的。表 2-4 给出了两种脱轨系数所采用的轮轨力值。

表 2-4 两种脱轨系数轮轨力比较

脱轨系数	垂向力	使用除了急剧变化成分以外的、变化较为平缓成分的值
	横向力	使用与轮重同时产生的横向压力峰值
跳轨安全系数	垂向力	使用直接作用于车轮/轨道间的垂直方向的力（瞬间值）
	横向力	使用与轮重同时产生的横向压力峰值

二、轮重减载率

对于脱轨安全性指标来说最基本的就是脱轨系数。但是，仅依靠脱轨系数来判定安全性，却并不充分。其主要原因是：

(1) 轮重较小时，与其对应的横向力也就较小，计算脱轨系数时受到轮重和横向力测量误差的影响就较大，因此要获得正确的脱轨系数比较困难。

(2) 垂向力较小时，使用该垂向力和与其对应的横向力得到的脱轨系数很容易达到脱轨限界值。另一方面，单侧车轮的轮重减少时，另一侧车轮轮重一般就会增大，此时极小的轮