



普通高等教育铁道部规划教材

车辆动力学基础

任尊松 主编 张曙光 主审



中国铁道出版社
CHINA RAILWAY PUBLISHING HOUSE

普通高等教育铁道部规划教材

车辆动力学基础

任尊松 主 编

张曙光 主 审

中国铁道出版社

2009年·北京

内 容 简 介

本书共分九章,主要内容包括:概述、车辆系统动力学指标及评估标准、轮对结构与轮轨接触几何关系、轮轨滚动接触、客车悬挂系统与车辆系统动力学性能关系、货车转向架基本结构及动力学原理、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

车辆动力学基础/任尊松主编. —北京:中国铁道出版社,2009.6
普通高等教育铁道部规划教材
ISBN 978-7-113-10032-2

I. 车… II. 任… III. 机车—动力学—高等学校—教材
IV. U260.11

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2009)第 073762 号

书 名: 车辆动力学基础
作 者: 任尊松 主编

责任编辑: 程东海 电话: 010-51873135
封面设计: 崔丽芳
责任校对: 孙 玫
责任印制: 陆 宁

出版发行: 中国铁道出版社(100054,北京市宣武区右安门西街8号)
网 址: <http://www.tdpress.com>
印 刷: 三河市华业印装厂
版 次: 2009年10月第1版 2009年10月第1次印刷
开 本: 787mm×1092mm 1/16 印张: 11.25 字数: 270千
书 号: ISBN 978-7-113-10032-2/U·2504
定 价: 21.00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

本书是普通高等教育铁道部规划教材,是由铁道部教材开发领导小组组织编写,并经铁道部相关业务部门审定,适用于高等院校铁路特色专业教学以及铁路专业技术人员使用。本书为铁道机车车辆系列教材之一。

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和计算方法、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、轨道激扰及其对车辆系统动力性能的影响等。本书既可以作为车辆工程专业的本科生和研究生学习教材,也可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,说明了曲线欠超高与车辆乘坐舒适性之间的关系;第三章介绍轮对基本结构与动力学性能之间的关系、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基础,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;第五章介绍客车轴箱定位和中央悬挂的基本功能和主要结构形式,分析了主要轴箱定位和中央悬挂参数对系统稳定性、曲线通过能力以及平稳性的影响特性;第六章在介绍货车转向架基本结构基础上,分析了货车主要装置对其动力性能的影响特性;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;第八章主要介绍了轨道激扰形式和描述方式,并以高速动车组线路测试结果为例,给出了不同轨道激扰对车辆系统动力性能的影响特性;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的常用方法等。

本书在介绍车辆系统基本结构时,主要以高速动车组 CRH1、CRH2、CRH3 和 CRH5 为主。

本书由任尊松主编,铁道部运输局张曙光在百忙中审阅了全稿,并提出了很重要的修改意见。在此,对他的工作和帮助表示衷心的感谢!

感谢国家自然科学基金(50575020、50585019)以及铁道部重点科技开发项目



的资助!

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

2009年4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 车辆系统基本结构	2
第三节 车辆系统动力学用途及所解决的主要问题	3
复习思考题	5
第二章 车辆系统动力学指标及评估标准	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标准	6
第三节 车辆运行平稳性及评价指标	14
复习思考题	21
第三章 轮对结构与轮轨接触几何关系	22
第一节 轮对结构及其对动力学性能影响	22
第二节 轮轨接触状态及影响因素	31
第三节 轮轨接触几何关系求解	34
第四节 道岔区轮轨接触几何关系	42
复习思考题	47
第四章 轮轨滚动接触	48
第一节 Hertz 接触理论的应用	48
第二节 轮轨蠕滑	50
第三节 轮轨蠕滑理论	54
第四节 非线性蠕滑力的近似计算与修正	59
第五节 轮轨蠕滑理论应用实例	60
复习思考题	62
第五章 客车悬挂系统与车辆动力学性能关系	63
第一节 客车轴箱悬挂系统	64
第二节 客车中央悬挂系统	72
第三节 不同速度客车转向架悬挂特点	88
第四节 轴箱定位参数对系统动力学性能影响	90
第五节 中央悬挂参数与系统动力学性能关系	97



第六节	高速动车组轴箱载荷特性	100
第七节	悬挂系统对轮轨系统振动的衰减作用	102
	复习思考题	104
第六章	货车转向架基本结构及动力学原理	105
第一节	货车转向架基本结构	105
第二节	货车转向架摩擦减振装置	110
第三节	货车转向架交叉支撑装置	114
	复习思考题	117
第七章	车辆系统动力学模型	118
第一节	车辆系统动力学模型化原则	118
第二节	车辆系统作用力描述	120
第三节	车辆系统垂向动力学模型	122
第四节	车辆系统垂向横向动力学模型	124
	复习思考题	132
第八章	轨道激扰与轨道谱	133
第一节	铁路轨道构造基本特性	133
第二节	轨道不平顺形式	135
第三节	轨道不平顺功率谱	142
第四节	轨道不平顺数值模拟	146
第五节	线路条件对车辆系统振动影响	149
	复习思考题	154
第九章	车辆系统运动稳定性	155
第一节	车辆蛇行运动	155
第二节	车辆系统临界速度计算方法	157
第三节	提高车辆系统稳定性方法	160
第四节	影响脱轨稳定性因素	161
	复习思考题	162
附表 1	客车系统主要计算参数	163
附表 2	货车系统主要计算参数	164
	参考文献	166

第一章

概 述

铁路车辆是指轮轴上连接两个车轮,并将其放置在钢轨上行驶的车辆,因此,铁路车辆的运动力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,这种列车称为动力集中式列车;另一种没有专门的机车提供动力,车辆具有牵引动力,这种列车称为动力分散式列车,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。

若将车体视为支撑于弹簧上的刚体,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 、 ψ 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。

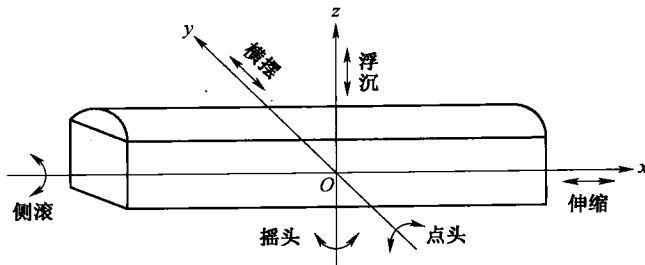


图 1-1 车体振动自由度

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。

(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 车辆系统基本结构

1. 几个基本概念

(1)轴重。铁道车辆的轴重是指车辆每一根轮轴能够承受的允许静载。现阶段,货车的轴重一般较客车大。如国内目前有 21 t、23 t 和 25 t 轴重货车;客车轴重一般要小些,其常见客车轴重为 14 t、15 t、16 t 以及 17 t 等。

(2)轴距。是指同一转向架下两轮轴中心之间的纵向距离。目前客车/动车组的轴距一般为 2.5~2.7 m;轻轨车辆轴距一般为 2.0~2.3 m;货车转向架轴距要小些,一般为 1.5~2.0 m。

(3)车辆定距。是指同一车辆两转向架中心之间的纵向距离,车辆定距决定了车辆长度和载客量。目前客车/动车组的车辆定距一般为 25 m,轻轨车辆一般为 13 m 左右,而货车则要小得多,一般为 9 m 左右。

(4)轴箱悬挂。是将轴箱和构架在纵向、横向以及垂向联结起来、并使两者在这三个方向的相对运动受到相互约束的装置。轴箱悬挂一般针对客车/动车组而言,主要包括轴箱弹簧、轴箱定位装置以及轴箱减振器等。

(5)中央悬挂。是将车体和构架/侧架联结在一起的装置,一般具有衰减车辆系统振动、提高车辆运行平稳性和舒适性的作用。

(6)轮对冲角。是垂直于轮轨接触点处钢轨切线方向,与轮轴轴线之间形成的夹角。直线运行时,轮对冲角即为轮对摇头角;在曲线通过时,轮对冲角与摇头角之间存在一定的差异(图 1-2),其大小反应了车辆曲线通过能力大小以及难易程度。

(7)曲线通过。曲线通过是指车辆通过曲线时,曲线通过能力的大小,反映在系统指标上,主要表现为车辆轮轨横向力、轮对冲角以及轮轨磨损指数等的大小上。

2. 铁道车辆基本结构



铁道车辆一般由车体、车下各种吊挂件以及转向架组成。车体用以乘坐旅客或装载货物；转向架是实现车辆走行功能的装置。因此，铁道车辆动力学性能主要由转向架性能决定。

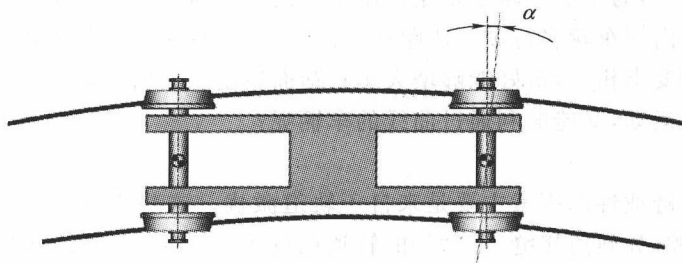


图 1-2 曲线上轮对冲角

转向架一般由轮对和构架/侧架组成，轮对在钢轨上滚动，实现走行功能，构架在车体与轮对之间，起承上启下的作用，即将车体的载重和振动向下转递至轮对并由轮对传递至钢轨，向上转递轮轨振动。

为了使各种弹簧装置和减振元件能够安全可靠地运用并发挥功效，构架/侧架还需要为各种弹性元件和减振元件提供各种安装支吊座。

除此之外，要实现列车的牵引与制动功能，转向架上还必须有各种制动与牵引装置，而这些装置同样需要转向架提供安装和吊挂装置。

当然，其他装置如各种传感器、辅助装置等，一般也安装在转向架上。

第三节 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突然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。另外一些因素是车辆自身产生的干扰。这些因素主要包括:由发电机、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,车辆横向力、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,中国列车时速较低,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用的线路时,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时均需要系统地研究。

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,自适应性很差,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,控制技术被广泛引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?是否实现了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。

复习思考题

1. 转向架的主要功能是什么?
2. 车体运动的六种运动形式是什么?
3. 什么是簧上质量?什么是簧下质量?
4. 轮对冲角与曲线通过能力之间有什么联系?
5. 车辆定距为 18 m,轮对轴距为 2.5 m。试给出四轴车辆系统每一位轮对、转向架构架以及车体的纵向位置。

第二章

车辆系统动力学指标及评估标准

车辆的动力性能主要包括运行稳定性(安全性)、平稳性(舒适性)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的基础上,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运行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标准

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(图 2-1)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不利因素下,可能导致车轮脱轨。在测量或计算到的轮轨力中,采用横向力与垂向力同时发生的值来计算两者的比值作为脱轨系数,并以此来考查车辆系统的运行安全性。一直以来所使用的脱轨系数,无论从理论计算还是测量数据整理上来看,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/轨道上的垂向力值,作为轮重值而使用的脱轨系数,它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。

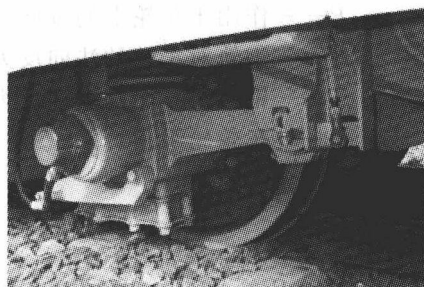


图 2-1 车轮脱轨现象

(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,仅取变化比较平缓部分的价值作为轮重值而使用的脱轨系数。使用该定义所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”,是一种考虑了横向力作用时间的评价方法。

当轮重和横向压力随着时间而发生的变动较为平缓时,两种脱轨系数的数值会变得一致,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,两个数值有较大差异。前一种所定义的内容又称为第一脱轨系数,后一种所定义的内容又称为第二脱轨系数。

1. 不考虑作用时间的脱轨系数

评定防止车轮脱轨稳定性的脱轨系数,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。

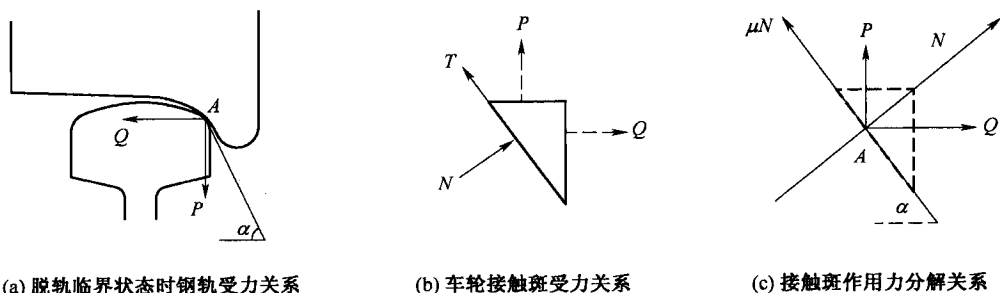


图 2-2 车轮脱轨临界状态作用力关系

图 2-2(b)中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

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

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。

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 $Q/P \leq 0.8$; 日本既有线路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。

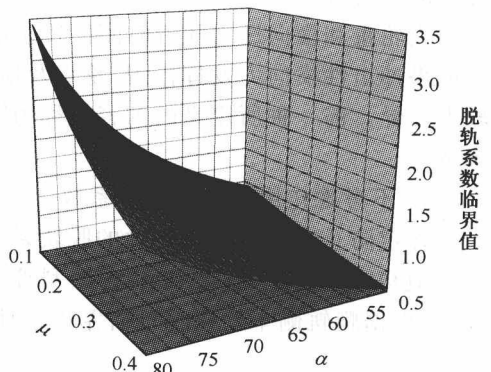


图 2-3 摩擦系数及轮缘角对脱轨系数影响

表 2-2 脱轨系数与摩擦系数和轮缘角关系

摩擦系数 \ 轮缘角	0.20	0.25	0.30	0.35
68°	1.52	1.37	1.25	1.14
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/T 2360-93)、《高速试验列车动力学强度及动力学性能规范》(95J 01-L)和《高速试验列车客车强度及动力



学规范》(95J 01—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—85		TB/T 2360—93		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 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 t 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 以上时,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。

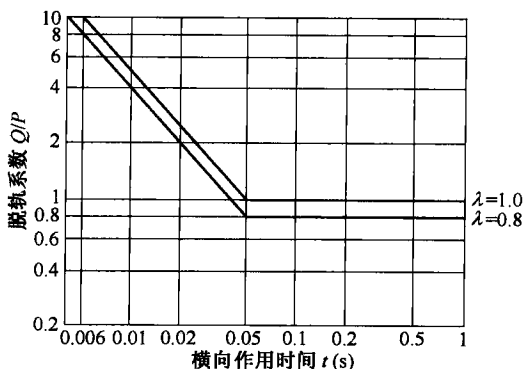


图 2-4 与横向力作用时间相关的脱轨系数标准值



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获得的具有冲击性和急剧变化的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 两种脱轨系数轮轨力比较

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

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一般也较小,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值;另一方面,单侧车轮轮重减少时,另一侧车轮轮重一般会增大,此时极小的轮对冲角变化会导致较大的横向力,从而加大了脱轨的危险性。

(3) 根据多次线路试验来看,与其说脱轨系数值较大容易导致列车脱轨,还不如说轮重减少得越多越容易导致列车脱轨。

因此,除了脱轨系数以外,还有必要对显示轮重减少程度的指标进行限定,并以此来判断机车车辆/动车组脱轨的安全性问题,该指标称为轮重减载率。

轮重减载率为评定车辆在轮对横向力为零或接近于零的条件下,因一侧车轮严重减载而脱轨的安全性指标,与脱轨系数并用来对机车车辆/动车组脱轨安全性进行确认。

设
$$P = (P_1 + P_2) / 2, \Delta P = (P_2 - P_1) / 2 \quad (2-8)$$

则有
$$P_1 = P - \Delta P, P_2 = P + \Delta P \quad (2-9)$$

式中, P 为左右侧车轮的平均轮重, ΔP 为轮重的减载量。定义 $\Delta P/P$ 为爬轨侧车轮的轮重减载率。

根据轮重减载率应用条件,令轮对横向力 $H=0$,由式(2-9)可得脱轨的临界条件为

$$\frac{Q_1}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{\tan \alpha_2 + \mu_2}{1 - \mu_2 \tan \alpha_2} \quad (2-10)$$

将爬轨侧车轮脱轨系数表达式(2-3)及式(2-9)代入式(2-10),整理后可得

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{\frac{\tan \alpha_1 - \mu_1}{1 + \mu_1 \tan \alpha_1} - \frac{\tan \alpha_2 + \mu_2}{1 - \mu_2 \tan \alpha_2}}{\frac{\tan \alpha_1 - \mu_1}{1 + \mu_1 \tan \alpha_1} + \frac{\tan \alpha_2 + \mu_2}{1 - \mu_2 \tan \alpha_2}} \quad (2-11)$$

对应于我国车轮踏面斜率为 $1/20$,轮缘角为 $68^\circ \sim 70^\circ$,轮缘与钢轨侧面的摩擦系数 μ_1 为 $0.20 \sim 0.35$, $\mu_2 = \mu_1 / 1.2$,根据式(2-9)可得如表 2-5 所示的轮重减载率临界值。