

摘 要

现代地铁的发展从经济性、实用性出发,既要求隧道尺寸小,又要求车辆轮廓尺寸大。因此,确定合理的车辆限界、设备限界、建筑限界将有助于解决地铁经济性和安全性之间的矛盾。

基于广州 4、5 号线采用的直线电机地铁车辆,本论文根据最新的《地铁限界标准》,在已知车辆轮廓控制点的前提下,将车体轮廓控制点分为车顶空调、车肩、信号灯和侧墙,转向架轮廓控制点分为悬挂物、制动盘最低点、踏面、轮缘和车载定子,受电器分为受电弓和受流器,分别计算车体和转向架在平移与倾角偏移相同和相反情况下的偏移量及车辆限界,并对限界中出现的相交现象进行修正,以确保制定的限界能够包容车辆在不同的条件下所有的可能。

《地铁限界标准》中所给转向架二系空气弹簧采用线性原理计算,忽略了工作特性及工作范围。因此,本论文在研究空气弹簧结构和工作原理基础上,提出了一种新的车辆限界计算方法。

本论文分析直线电机车辆车体(包括车顶空调)、转向架和受电器的结构特点,修正计算方法及计算参数,着重考虑车载定子的动态偏移量,严格计算各部位控制点在车辆不同的运营环境下的偏移量及车辆限界。

在参照《地铁限界标准》提供的各种计算参数的基础上,重新考虑相关计算参数的概率分布和参考值,计算出参数在不同可靠度下的车辆限界。

最后,采用 Visual C++ 开发出了功能较为完善的“直线电机车辆限界计算”软件。软件分为参数输入模块、运算模块、输出模块、系统设置模块 4 部分,采用简明的菜单式结构。通过对车辆运营条件的选择以及结构、悬挂、线路、动力学参数值及可靠度的设置,可以完成对车辆限界的准确计算以及限界图形输出等功能。

关键词:直线电机,车辆限界,参数可靠度

Abstract

The development of modern metro demand small tunnel and at the same time a big size figure vehicle for its practicability and economical efficiency. So confirm the kinematic envelope, equipment gauges, structure gauges exactly could solve the contradiction between practicability and economical efficiency.

This thesis base on the newest *Metro gauges criterion* and the LIM car which will used on the No4 and No5 line in Guangzhou, under the premise of the control points are known, divide bodywork figure control points into air-condition, shoulder, signal, side wall, divide bogie into suspender, lowest point of rake disc, tread, rim and stator, divide current collector into pantograph and shoe gear, calculate the throw and gauges respectively under the situation of the body and bogie have different and same parallel move and offset, also modify the cross in the kinematic envelope, insure the envelope could include the all possibility in different condition.

In *Metro gauges criterion* the calculate method is based on the linearity of the air spring, neglect its work characteristic and work range. So, this thesis give a new calculate method of the kinematic envelope which base on the research of the structure and work principium of air condition.

This thesis analyze the structure characteristic of the work body, bogie, current collector, modify the calculate method and parameter, emphasize consider on the dynamic throw of stator carried on the car, calculate the quantity of throw and kinmatic envelope of control points strictly under the different running environment.

Base on the consult the parameter of the *Metro gauges criterion*, reconsider the probability distribution and value of the correlative parameter,

and recalculate the kinematic envelope by different parameter reliability.

Developed a perfect software for gauges calculating of LIM using programming method in Visual C++ language. The software is made up of four modules: parameter input, calculate, output, system setup, using simple menu structure. It can complete gauges calculation, graphics output by choose the running environment and setup the parameter of structure, suspension, line, dynamics and their reliability.

Key words: Linear Induce Motor, kinematic envelope, parameter reliability.

第一章 绪论

1.1 城市轨道交通的发展

自英国伦敦世界上第一条地铁(Metro)投入运营,迄今有 130 多年^[1]的历程。目前全球已有 120 多个城市拥有地铁,总营运里程超过 7000km,目前地铁(A型B型C型和低地板轻轨车^[2])已成为城轨交通运载工具的主流模式。此外,轻轨(LRT)、有轨电车(Trolley Bus)、市郊通勤车 Commuter、独轨 Monorail 以及新交通系统(AGT)也都获得了不同程度的应用与发展。它们都是一种通过旋转电机驱动,依靠轮轨作用来传递牵引(制动)力的传统的技术模式。这种技术模式^[3,4]由于其结构简单,技术成熟,承载能力大,运行阻力小等优点,长期以来在技术上得到了不断的完善和扩展^[5,6],目前仍然主导着并将继续主导着城轨交通车辆的发展方向。

但是,由于传统技术模式的地铁车辆是依靠轮轨作用来发挥牵引制动力,由于物理粘着的存在限制了其加减速性能 and 爬坡性能的提高,还存在全天候运行特性较差、运行的机械振动和噪声较大、车辆结构轻量化和小型化困难等缺点,长期以来科技界、工业界一直在追求研发一种新的非粘着作用的技术模式。

随着城市化进程的加快和城建物的密集,地铁也从单一的地下形式发展到地下一地面—高架相结合的形式,同时还从单一的城区运输发展到城区—城郊联运,从而使城轨交通出现了如下新的运行特点:

- 1、线路的立体化,使线路垂断面坡度加大;
- 2、城建物的密集,使线路的水平断面曲线变小;
- 3、车辆速度不断地加快和站间距不断地缩短,要求地铁车辆的起动制动性能进一步提高;
- 4、环保的要求更高,要求车辆的振动和噪声的影响更小;

5、地铁运营中客流较大^[7]，为减少运营成本必须降低土建工程的造价，要求地铁车辆重量轻、体积小，才能使隧道和高架结构简单经济。

地铁优点很多^[8-11]，但土建规模大，投资多，工期长；高架轨道交通的投资明显小于地铁，其建设工期也应可在地面上同时开工而快于地铁建设，但线路走向受地面上既有建筑的严格限制，与地铁相比，曲线半径小，对噪声的控制要求高。因此，如何开发一条既可降低工程造价、又能适应小半径曲线、噪声低、磨耗小、运用及维护费用少、性能价格比高的城市轨道车辆，是加快发展城市轨道交通的关键之一。

目前在世界范围内，为适应城市轨道交通在探索一些新的模式。如法国开创的以橡胶轮和混凝土轨面(水平导向和垂直承载)构成的黏着驱动方式的车辆，曾因为具有较大的黏着系数和较强的爬坡能力，较小的振动和噪声一度被推广使用，已在法国巴黎及其他多个城市的 20 多条城市轨道交通中得到采用。然而，该系统工程造价高，系统复杂，能耗大，运营成本高，胶轮磨耗大及胶粉污染严重。日本开发的单轨运载车辆系统^[12]，有跨座式和吊挂式两种方式，在日本东京、美国奥兰多澳大利亚悉尼、马来西亚吉隆坡、中国重庆等多个国家和城市采用，但发展前景并不被看好。

直线电机驱动车辆可以视为一台旋转电机沿半径方向切开而展平的感应电机，定子(磁铁和线圈)和转子(感应板)分别安装在车辆转向架上和轨道中间的导轨上，与普通旋转感应式电机的原理一样^[13]，只不过其运动方式由旋转变为直线运动(如图 1.1 所示)，构成了感应电动机的作用机能。这种驱动方式力的传递途径与旋转电机完全不同，它不需要中间的机械传动装置环节，而是利用直线电机的车载定子与地面感应板的直接电磁作用(也可视为直线电机自身的作用)，产生牵引，制动力，完全不需借助轮轨相互作用，所以它被称之为非黏着驱动系统，这也正是直线电机驱动方式的实质所在^[1]。

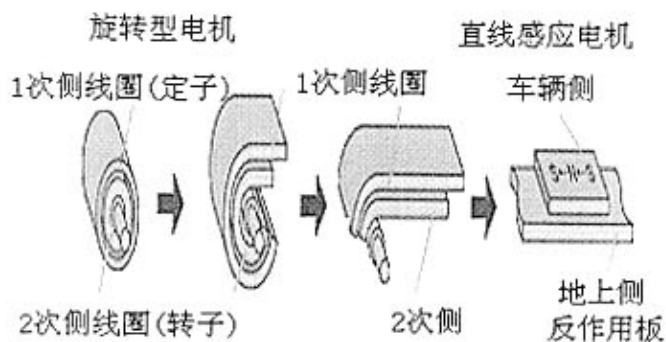


图 1.1 直线电机原理示意图

直线电机运载系统在国外多个城市已有 20 年的安全可靠运用成功经验。在国外可以说是技术成熟、安全可靠的非粘着驱动方式的轨道交通运载系统。具有车辆小型化、动力性能优良、编组灵活等是直线电机车辆的突出特点。在隧道选线和降低工程造价方面有很大的优势^[14]。从表 1.1 可以看出，全世界已有 4 个国家共 9 条 200 多 km 的直线电机驱动地铁线路投入商业运营。

表 1.1 直线电机驱动的地铁在世界轨道交通中的应用

时间(年)	地点	线路长度 km
1985	加拿大多伦多	6.4
1986-2002	加拿大温哥华	51.4
1987	美国底特律	4.8
1990	日本大阪市营地铁 7 号线	52
1991	日本东京都营地铁 12 号线	38.7
1998	马来西亚吉隆坡 PUTRA 系统	29.4
2000	日本横滨市营地铁 4 号线	42
2002	日本神户市营地铁海岸线	7.9
2003	美国纽约肯尼迪机场线	13

1.2 直线电机车辆

1.2.1 直线电机车辆概述

直线电机车辆不需要中间传动装置，车辆下部限界不构成对结构的约束，因此可以采用小车轮。再者，由于不需要旋转电机的悬挂安装空间，车辆地板面的高度同传统地铁车相比可以大大降低。国外主要直线电机车辆的参数见表 1.2、1.3。

表 1.2 国外直线电机车辆参数表^[14]

车辆 尺寸		MK I	MK II	日本 70 系列	日本 12000
	长(m)	12.7	16.85	15.8	16.5
	宽(m)	2.5	2.65	2.496	2.5
	高(m)	3.125	3.44	3.12	3.15
轨面到地板高度(m)		0.79	0.825		
车重 (t)		14.37	22	24.5/26.5	25.5
编组(辆)		2、4、6	2、4	4	6
轨径 (mm)		470	585	660	610
最小曲线半径(m)		70	70	100	102
最大运营速度(km/h)		80	80/100	70	70

表 1.3 直线电机车辆的主要参数^[15]

	12m 车辆	16m 车辆	20m 车辆
轨距	1435	1435	1435
车辆长度 mm	12600	16500	20000
车辆宽度 mm	2500	2500	2850
车辆高度 mm	3050	3150	3280
地板高度 mm	700	800	930
乘客室高度 mm	2050	2100	2100
车轮直径 mm	520	610	760
转向架轴距 mm	1700	1900	2100
转向架中心距 mm	8600	11000	13800

1.2.2 直线电机转向架概述

直线电机的初级线圈部分有两种转向架悬挂方式：抱轴式与架悬式。由于初级线圈与感应轨的铝板存在气隙，当气隙太大时，效率将降低；而旋转电机的气隙由轴承来保证，可以很小。直线电机条件下气隙太小会引起碰撞，目前气隙一般为 10mm 左右，因此对坡道及感应轨的平整度控制有较高的要求，这也是直线电机动车能正常运行的关键。因此采用架悬式时，一系悬挂需要撤出或作垂直刚度的修改；而采用抱轴式结构时，初级线圈的约束不能妨碍轮对的微小径向摇头。

1、迫导向机构转向架^[16]（MK I 型转向架）：

当车辆进入曲线时，车辆与转向架间将产生转动，此时迫导向机构传递了这种转动，并按一定比例驱动转向架的前后轮对相应做出反向摇头运动以趋向曲线的径向位置。它的轮对采用了与轨头形状匹配的大锥度磨耗型踏面，在曲线上可以产生较大的纵向蠕滑力矩，推动轮对径向运动。

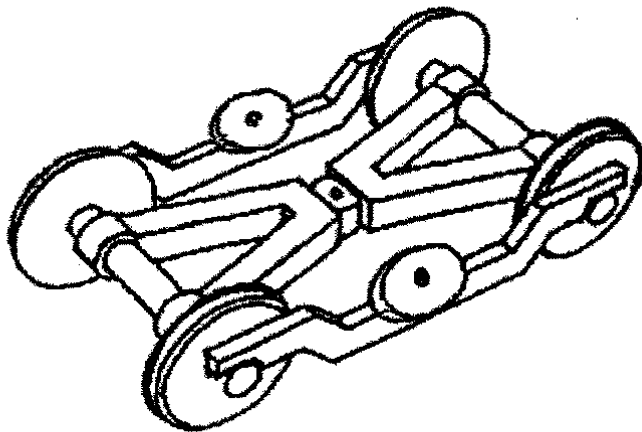


图 1.2 自导向径向转向架示意图

2、自导向机构转向架^[17]（MK II 型转向架）：

即利用轮对的这种蠕滑导向能力。自导向与迫导向转向架的性能差异主要在于机械结构。迫导向方式较复杂，使车体、转向架与轮对摇头运动

强迫耦合，因而可以基本上以径向位通过很小的半径曲线。其导向的机械结构相对简单，主要依靠蠕滑力导向，因此曲线半径较小时，不易达到径向要求^[15]。

3、整体构架式转向架：

日本制造的直线电机车辆，包括 12000 型、70 型车辆采用整体的构架而非三大件式的自导向径向转向架。直线电机悬挂于转向架构架的横梁上，属于簧上质量，两横梁之间安装有水平牵引杆，转向架构架通过一系悬挂弹性定位于轴箱。直线电机的驱动力、制动力通过设在直线电机的牵引杆传递到枕梁，再由摇枕拉杆传递到车体。该系列转向架没有安装迫导向机构，而是采取降低轴箱纵向、横向支撑刚度的方法来实现车轴沿铁轨方向的自然定位。

1.2.3 直线电机技术特性

由于非黏着驱动结构特点，所以直线电机地铁车辆具有如下特点^[1]：

1、优良的动力性能

由于车辆的运动是依靠直线电机所产生的电磁力来推进，而车辆车轮仅起支撑承载作用，不传递力，不再受到轮轨黏着因素的制约。因此，车辆可以获得很强的起动、加速和减速动力性能^[18]，尤其具有突出的爬坡能力，线路最大坡度可以允许在 80%以上(传统的地铁车辆最大允许 30%)，并能在恶劣的环境和轨面条件下保持良好的性能。

2、实现径向转向架

由于直线电机驱动方式，车轮不再传递牵引，制动力，所以轴箱定位结构可以大大简化，尤其是纵向定位刚度不再因需传递力而要求设计得很大，因此可以容易的实现较小的轴箱定位纵、横向刚度，达到柔性定位。再加上轴间无传动装置和电机安装，所以转向架的轴距可以做到 1800mm 左

右(传统的地铁车辆为 2100mm 以上),这样就很容易实现结构简单的径向转向架,提高了车辆的曲线通过性能和运行平稳性。由于转向架具有径向功能且轴距较小,使地铁运营线路的最小曲线半径可低到 80m 左右(传统的地铁车辆要 250m 以上^[13]),使线路的选择更容易避开地下建筑物基础和高架地面建筑物,可减少线路占地和拆迁工作量,也可大大降低土建工程造价。

3、横断面结构小型化

由于直线电机驱动方式结构简单^[18]不需要中间传动装置,车辆下部限界不构成对结构的约束,因此可以采用小的车轮 $\Phi 610\text{mm}$ (传统地铁车辆为 $\Phi 860\text{mm}$)。再者由于不需要旋转电机的悬挂安装空间,车辆地板面可降至距轨面 700mm(传统的地铁车辆为 1100mm 以上)。以综合各项小型化措施,使该型地铁车辆的横断面面积大大减小,与传统地铁车辆相比大约减少 40%,这样对地铁隧道横断面的选择极为有利。线路工程断面小型化后,可大大降低土建工程的造价,据测算地下工程大约可降低 20%左右,高架工程大约可降低 30%左右。

4、降低振动和噪声

由于直线电机驱动的地铁车辆,没有齿轮传动机构的啮合振动和噪声;其次,车轮也不是驱动轮,没有动力轮对与钢轨蠕滑滚动产生的振动和噪声;再加上径向转向架良好的曲线通过性能,避免了过曲线时轮轨冲角带来的振动和噪声。所以该型地铁车辆具有振动小,噪声低的优点,有利于环境保护。

5、良好的安全性和可靠性

由于直线电机驱动地铁车辆是典型的非黏着驱动方式,牵引制动性能发挥不依赖于环境,是一种全天候的运载工具。直线电机驱动的电磁力的分力使轮轨间产生一定的附加压力,有利于提高轮轨运动的稳定性,因此其安全性指标较高。再加上取消了旋转电机驱动所必须的滚动轴承、传动

齿轮，磨损小，大大提高了车辆运行的可靠性和可维护性，维修工作量较小，维护成本较低。

6、良好的编组灵活性和运营适应性

由于直线电机驱动的地铁车辆具有比传统车辆更强的加减速性能，有更高的停车位置控制精度，因此更容易实现小编组，高密度，自动驾驶的运行模式。它可以以 2-6 辆灵活编组，适应不同的客运量需要。按 6 辆编组，每小时 40 对列车密度计算，最大单向输送能力可达 4 万人 /h。

由于直线电机驱动地铁车辆仍采用钢车轮和钢轨来支撑和引导车辆运行，所以仍可采用长期运用成熟的、安全可靠的轨道电路信号系统来实行对列车的信号传输，运行监控和集中调度，运营适应性较好。

7、低效率、低功率因数的缺点

地铁车辆上工程应用的直线电机，由于车载定子与地面转子是处在一个相对直线运动的弹性（轴箱垂向弹性定位）系统间，不可避免地会造成相互间隙变化，因此气隙设计得不能太小，否则会导致不安全因素，一般定在 12mm 左右。由于直线电机是有端部的，不可必面的存在着静动态边端效应^[19,20]，因此漏磁场较大，机电能量转化率低，所以直线电机的效率较低^[21]，一般在 0.7-0.8 之间，功率因数也较低，一般在 0.5-0.6 之间。

直线电机车辆在轨道交通中应注意的几点问题：

1、为了保证直线电机良好的动力性能、较高的效率，必须保证车载定子和长转子之间的间隙亦感应板之间的磁极间隙高度值的恒定，这是直线电机运载系统最关键的技术难题，因此，对直线电机车辆车载定子的安装悬挂方式以及运行线路的铺设质量精度都有严格的要求。

2、因为直线电机驱动系统不受粘着限制，所以在牵引时，线路的坡度可以取大；但是，在制动时，如果电气制动失效，就必须依赖于机械制动，这受粘着控制，所以，线路的坡度又不能太大。

3、由于直线电机轮轨系统不受粘着作用限制，轮轨系统磨耗小，从理论上说可以取尽可能小的轮对来降低车辆地板的高度以适应运载系统小型化的要求，但是，由于直线电机定子与转子扁平状的结构特点以及轮轨系统不可预见的磨耗，实际上轮对不能太小。

4、直线电机运载系统与传统的钢轨粘着驱动方式系统有着本质的区别，所以在城市的线网规划上要充分考虑两种运载方式的优点，以实现城市轨道交通的最大优点。

1.3 本文的主要目的和工作

直线电机运载系统是一种新型的城市轨道交通车辆，在我国尚处于初级发展阶段，在此形势下对直线电机相关限界的制定计算以保证经济性和运行的可靠性便显得十分重要。

目前，传统地铁轻轨车在几大城市发挥缓解城市交通压力的重要作用，并针对上海广州使用的 A 型车辆、北京武汉使用的 B1 型车辆、大连天津使用的 B2 型车辆制定了《地铁限界标准》。该标准在“动态包络线”计算方法的基础上，参照德国 BoStrab 标准制定的，结合相关标准^[22]能够解决国内传统地铁轻轨车辆的限界计算问题，但是，还没有直线电机车辆的限界计算方法，所以为了适应发展、应该研究制定一种针对直线电机车辆的限界计算方法。

本文以广州 4、5 号线直线电机车辆的相关数据为基础，基于《地铁限界标准》和可靠性原理，提出直线电机的限界计算方法，研究内容包括以下几个方面：

1、由于直线电机车载定子与地面感应板之间间隙即气隙值大小的保证是整个运载系统的关键技术，本文将综合考虑各个方面的因素，从限界角度分析和计算悬挂装置和轮轨系统相关参数的参考值。

2、直线电机车辆的结构特点，基于车体、电机等关键部位的控制点坐标，参照目前国内外已成型的城市轨道车辆限界标准，采用最新的限界计算方法和计算参数，计算出直线电机车辆各个控制点的偏移量及车辆限界。

3、参照《地铁限界标准》提供的各种计算参数，重新考虑该计算参数的概率分布和参考值，并在此基础上修正控制点偏移量的计算公式，制定直线电机车辆在运营状况下的车辆限界、设备限界、建筑限界。

4、开发限界计算软件。对直线电机车辆的轮廓控制点个数以及坐标值进行修正，通过模块化确定车辆的运营环境、基本参数、变形误差参数及其可靠度，得出相应的车辆限界的控制点坐标及限界图。

第二章 车辆限界

2.1 限界概述

限界^[23]是保证车辆运行安全的有效空间，是车辆与沿线固定建筑及其设备安装空间关系总体协调后得到的净空间尺寸。由于地铁的车辆运行、设备安装、土建工程的各层次功能不同，故分为车辆限界、设备限界、建筑限界。

限界由控制点及其连线组成，所有的控制点必须有坐标值才能确定其位置，因此规定坐标系的准确位置十分重要。限界基准坐标系严格说，应采用三维坐标，根据国内外实践经验，经理论和方法上的完善，现在采用二维坐标系已能解决问题。为了限界计算的连续性、统一性，采用垂直于直线轨道中心线，以轨道中心为原点的二维直角水平坐标系为基准坐标系。

2.1.1 限界的相关术语

1、计算车辆及其轮廓线^[1]：

制定限界时设定的某种车辆，包括各项构造参数、横断面轮廓尺寸及水平投影轮廓尺寸等，均是车辆限界设计计算的依据，计算车辆横断面上最外点的连线为计算车辆轮廓线。

2、车辆限界：

计算车辆在平直轨道上按规定速度运行，计及了车辆和轨道的公差、磨损、弹性变形以及振动等正常运行状态下的各种限定因素，而产生的车辆各部位横线和竖向动态偏移后的统计轨迹，以基准坐标系表示的包络线称为车辆限界。

3、设备限界：

设备限界是基准坐标系中位于车辆限界外，考虑了车辆在一系或二系

设备限界是基准坐标系中位于车辆限界外，考虑了车辆在一系或二系

悬挂故障状态下运行以及车辆限界中未计及因素所产生的包络线。设备限界外安装的任何设备(不包括站台计算长度内),即使计及了它们的安装误差或柔性变形均不得向内侵入的空间称为设备限界。

4、建筑限界:

建筑限界是设备限界外的界限。沿线任何永久性固定建筑,即使计及了施工误差、测量误差以及结构永久变形量均不得向内侵入的限界。

车辆限界还包括一种静态车辆限界,它是车辆停放在平直线路上所处的状态。由于平直线路存在着轨道几何偏差和磨损,轮轨间隙、车体相对与轮对的偏移量,所以,静态车辆限界比车辆轮廓线要大。为了简化计算,当空车以调车速度不超多 5km/h 在平直线路上运行时所产生的包络线也可称静态车辆限界。采用塞拉门的车辆,当列车停放在站台上,站台建筑限界应在静态车辆限界基础上满足塞拉门开门后不侵入限界的要求。

5、偏移及偏移量:

在基准坐标系中,计算车辆轮廓线上个坐标点,因车辆和轨道的公差值、磨损量、弹性变形量、车辆各种振动等原因,使车辆在运行中偏离上述各坐标点定义的基准位置的现象称为偏移。在横坐标方向的偏移成为横向偏移,在纵坐标方向的偏移成为竖向偏移,上述偏移量值称为偏移量。

6、曲线几何偏移:

车辆在平区线上运行时,车辆纵向中心线的水平投影限与曲线线路中心线偏离的水平矢距称为平曲线几何偏移。车辆在竖曲线线路上运行时,车辆定距线的垂直面投影弦线与竖曲线轨面之间的竖向矢距称为竖曲线几何偏移。

2.1.2 限界的发展

自铁路诞生以来,限界制定和校验方法经历了一个由简单到复杂、由

低级向高级发展的过程^[24]，计算方法和理论日趋完善、合理。

1、结构限界：

铁路最初是以结构限界来校验机车车辆轮廓的。采用此种方法时，只要求当机车车辆停放在平直轨道上，且相对轨道左右对称时，其轮廓不超过规定的结构限界尺寸。这种方法使用十分简便。但是，由于该限界不考虑机车车辆各种可能发生的位移，因而为了保证运行的安全，在结构限界和设备接近限界之间留有相当大的安全空间，这是一种很不完善的原始限界。目前，我国地面铁路实际上是以结构限界来校验机车车辆断面轮廓的横向尺寸。

2、静态限界：

静态限界考虑了轮轨间、轮对和转向架构架间及转向架与车体间的间隙，同时还考虑了悬挂系统的静态下沉量以及有关的磨耗量和制造、运用公差。采用静态限界时，如能将上述某些项加以控制或缩小，就能相应扩大机车车辆的轮廓，或能弥补局部区域限界空间过小的不足，仅此而言，静态限界要优于结构限界。但是，静态限界不考虑悬挂系统引起的各种位移，随着机车车辆运行速度的提高和悬挂系统的日趋柔软，悬挂系统的动态变形引起的机车车辆横向和垂向位移不断增加，因此，迫切需要有一种更加完善的限界计算方法来进行限界的校验。我国地面铁路是以静态限界来校验机车车辆断面轮廓的垂向尺寸。

3、动态限界：

动态限界在静态限界基础上，进一步考虑了车体和转向架在悬挂系统上可能发生的静态、准静态和振动等位移，和静态限界相比，动态限界更加完善，但同时也带来计算工作量的增加。采用动态限界时，对于静态和准静态性质所产生的位移量，基本可准确估算，但对于振动性质所产生的位移量，只能作近似估算，通常采用加安全裕量的方法来保证限界的安全

性。UIC 国际铁路联盟目前采用的限界属于动态限界。前苏联国家标准 Г ОСТ23961—80 中, 地下铁道车辆限界也属于动态限界。

4、动态包络线限界:

动态包络线限界首次出现在英国, 它是动态限界的扩大, 将轨道几何偏差(轨距、水平、方向、高低和磨耗等)所引起的机车车辆位移一起包括在内。对动态限界而言, 这些位移是归在动态限界的外部安全空间中的。因此, 动态包络线考虑的位移要素比动态限界增加了若干项, 它能够更好地利用空间, 是一种更加完善的限界校验方法。香港地铁即采用动态包络线作为车辆限界。从限界发展的趋势分析, 限界计算考虑机车车辆的位移要素越来越多, 为更加充分利用限界空间提供了可能性, 同时, 也相应增加了限界校验的计算工作量, 但获得的效益是巨大的。

动态包络线在香港 MTR 地铁系统中得到应用。从它的定义分析, 动态包络线是动态限界的扩大, 包括了线路因素、垂向振动和风力等的影响。但是, 一方面定义中未提及车体和转向架的侧滚振动所引起的横向位移, 车辆在运行中, 有可能超出动态包络线的轮廓。另一方面, 在动态包络线中, 计入了欠超高和过超高引起的准静态横向位移, 按理应放到曲线加宽中去考虑(动态包络线是定义在直线区间上的)。由此可见, 在这两方面存在着不足。

5、全动态包络线:

(1)全动态包络线^[24]所计及的要素是:

- 轮对在轨道上的最不利的运行位置;
- 轮对与转向架构架间的横动量;
- 转向架构架与车体间的横动量;
- 车辆的空重车挠度变化及垂向振动;
- 车辆的制造公差及维修限度;

——轨道的几何偏差，包括竣工时轨道对于隧道基准位置的偏差和运用期间可能变化；

——因空气弹簧一侧“失气”，另一侧“过充”至极限位置所引起的车体倾侧，以角 θ_1 表示，倾侧中心高为 h_1 ；

——上一项因一系悬挂系统的柔性系数的存在所产生的附加倾侧以 θ_2 角表示，倾侧中心高为 h_2 ；

——车体连同转向架在一系悬挂上的侧滚，以 θ_3 角表示，侧滚中心高为 h_3 ；

——因车体底架“四角高差”引起的车体倾侧，以 θ_4 表示，倾侧中心高为 h_4 ；

——因车体偏载所引起的倾侧，以 θ_5 角表示，倾侧中心高为 h_5 ；

——轨道水平不平顺引起的车辆倾侧，以 θ_6 角表示，倾侧中心高为 h_6 ；

——由构架“四角高差”所引起的转向架构架倾侧，以 θ_7 角表示，倾侧中心高为 h_7 ；

(2) 车体横向缩减量计算公式（其他计算公式详见文献^[11]）

$$E_B = \left(\frac{l-d}{2} + q + w \right) \left(\frac{2n+a}{a} \right) + \Delta C + \Delta e + \sum_{i=1}^6 \theta_i (y - h_i) \quad (2-1)$$

表 2.1 公式 2-1 中符号意义

符号	意义
l	最大允许轨距
d	最小轮缘外侧距
q	构架相对轮对的单侧最大横动量
w	车体相对构架的最大横动量

n	车体端部计算断面至相邻心盘中心间距离
a	车辆定距
ΔC	线路中心线在两次大修期间与设计中心线的水平最大允许偏差
Δe	轨道单侧横向弹性变形量
y	车辆断面轮廓控制点垂直坐标值

(3) 全动态包络线地铁车辆限界计算存在的弊端:

a. 没有反映列车运行速度对车辆限界计算的影响。所以,并不是真正意义上的车辆运行状态下的包络线。

b. 没有严格区分车辆正常运行和故障运行的不同工况。应该说列车在绝大部分时间内都是正常运行的,正常运行中产生的是车辆限界包络的空间。当一系悬挂或二系悬挂发生故障时,列车仍能继续运行,但这时产生的是设备限界所包络的空间。

c. 计算要素的定义不准确。如认定空气弹簧一侧“失气”,另一侧同时“过充”,但是这种工况是不存在的。

d. 《北京地铁限界研究》中将角位移全部放入设备限界内,而车辆限界只计及横动量,与实际运行情况不符,实际上在列车正常运行中是存在着某些角位移的。

e. 《全动态包络线地铁车辆限界研究》将全部横向和垂向位移以及各种角位移都同时累计在车辆限界计算中,又把一系悬挂和二系悬挂故障状态所产生的角位移也计算在内,使车辆限界计算值搞得很大,混淆了车辆限界和设备限界的界线。

f. 国际铁路联盟 UIC505 的限界计算方法是根据大铁路制定的,对地铁并不适用。

g. 上面提到的 3 种计算方法都只用于平直线车辆限界,没有定义曲线地段车辆限界,这从概念上是不完整的。

6、德国 BoStrab 标准:

设计要素:

a. 引入了列车运行速度、加速度和力的参数。

b. 对各种车辆参数和轨道参数划分为非随机因素和随机因素。非随机因素指的是从构造和运行方面给定的间隙、磨损和由于静态和似静态荷载引起的弹性变形, 这些因素可以同时并在同一方向上达到其最大影响值, 所以, 它们应按代数和的方式叠加。

随机因素指的是制造误差容限和由于动态荷载引起的弹性变形, 而动态荷载则来源于车辆在轨道上运行时的不稳定性和风力的作用。这些因素不会同时并在同一方向上都达到其最大影响值。所以, 它们应按平方和开根的方法计算。

c. 高架线引入了风荷载。

d. 车辆限界计算中不考虑一系悬挂和二系悬挂的破损工况。

e. 该模式既可计算直线地段车辆限界, 也可计算曲线地段车辆限界。

7、《地铁限界标准》:

在 2003 年发布的《地铁限界标准》, 参照德国 BoStrab 计算原理综合国内地铁限界多年的经验, 一方面, 在车辆限界中补充了‘车体和转向架的侧滚振动所引起的横向位移’(车辆在运行中, 它有可能超出动态包络线的轮廓); 另一方面, 在设备限界计算中, 增加了车辆在曲线上以规定速度通过曲线时的未平衡离心力(欠超高)造成的车辆倾角偏移和车辆停在曲线超高地段上因重力(过超高)造成的车辆倾角偏移。

《地铁限界标准》是一种最新的车辆限界、设备限界、建筑限界标准。其车辆限界计算要素包括^[2]:

a. 车辆的制造误差值;

b. 车辆的维修限度;

c. 转向架轮对处于轨道上的最不利运行位置;

- d. 转向架构架相对于轮对的横向位移量;
- e. 车体相对于转向架构架的横向位移量;
- f. 车体相对于转向架构架的最不利倾斜位置;
- g. 车辆的空重车挠度差及竖向位移量;
- h. 因车辆制造、载荷不对称等引起的偏斜;
- i. 车辆一系悬挂及二系悬挂侧滚引起的位移量;
- j. 轨道线路的垂向及横向几何偏差、磨耗、维修限度、及弹性变形量。

2.2 限界计算原则

车辆限界的计算应符合下列原则^[4]:

1、车辆限界的计算应以列车在平直线上,并用额定速度在整体道床的轨道上运行为基本条件。根据线路环境不同分为隧道内车辆限界和高架线(或地面线)车辆限界两种基本类型。

2、地段增加的附加因素,不应在车辆限界内考虑,应在设备限界内加宽、加高。

3、车辆限界的计算参数,按其概率性质应分为两大类,即随机因素和非随机因素。对非随机因素应按线性相加合成;对按高斯概率分布的随机因素应采取均方根值合成,将两大类相加形成的偏移量。

4、对隧道内、高架线(或地面线)两类车辆限界均应采用统一的计算方式,计算是应根据不同外部条件合理选用不同的计算参数。

5、车辆限界的偏移量计算应按车体、转向架、受电弓(受流器)三部分分别计算^[4],由于直线电机车辆的驱动方式与传统地铁车辆不同,其车载定子与地面感应板之间气隙的保证是整个驱动系统的关键技术,所以对气隙限界也应进行校核计算。

第三章 车体限界计算

3.1 车体部分限界计算

车体部分横向偏移限界计算的主要计及因素包括：

- a. 轮对与转向架构架间的横动量；
- b. 转向架构架与车体间的横动量；
- c. 两条钢轨的相对高度弹性变化量引起的倾角产生的横向偏移；
- d. 两条钢轨的相对高度误差值引起的倾角产生的横向偏移；
- e. 载荷不对称产生的偏载力矩在一系二系悬挂上的倾角产生的横向偏移；
- f. 横向振动惯性力产生的侧倾力矩在一系二系悬挂上的倾角产生的横向偏移；
- g. 轮对在轨道上的最不利运行位置；
- h. 车辆的空重车挠度变化及垂向振动；
- i. 车辆的制造公差及维修限度；
- j. 轨道的几何偏差，包括竣工时轨道相对于隧道基准位置的偏差和运行期间的可能变化；
- k. 车体横向偏移；

选择距离中心销为 n 的销外截面为推导偏移量计算公式的计算截面，对于车体上的销外断面，最不利的位置是指不同转向架中的两轮对贴靠不同侧的钢轨，如图所示，图 3.1 表示了轮对与转向架构架之间的横动量 q 、构架与车体间的横动量 w 同时作用是车体处在“最大偏转位置”的状态。从图中的几何关系可以得出车体偏移量计算公式：

$$E = \left(\frac{l-d}{2} + q + w \right) \left(\frac{2n+a}{a} \right)$$

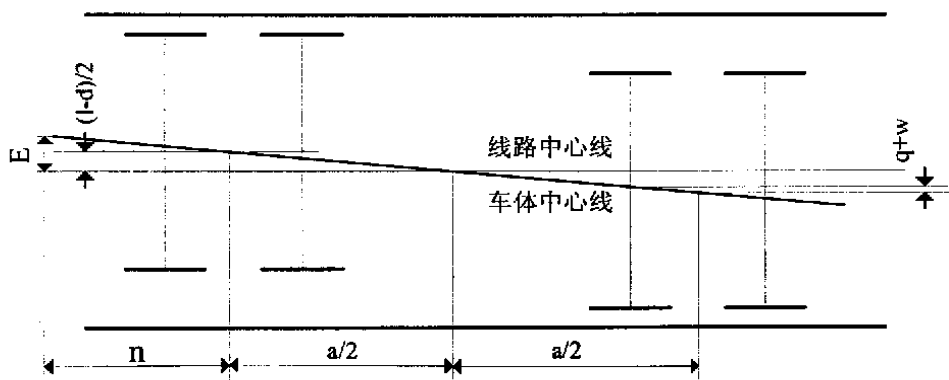
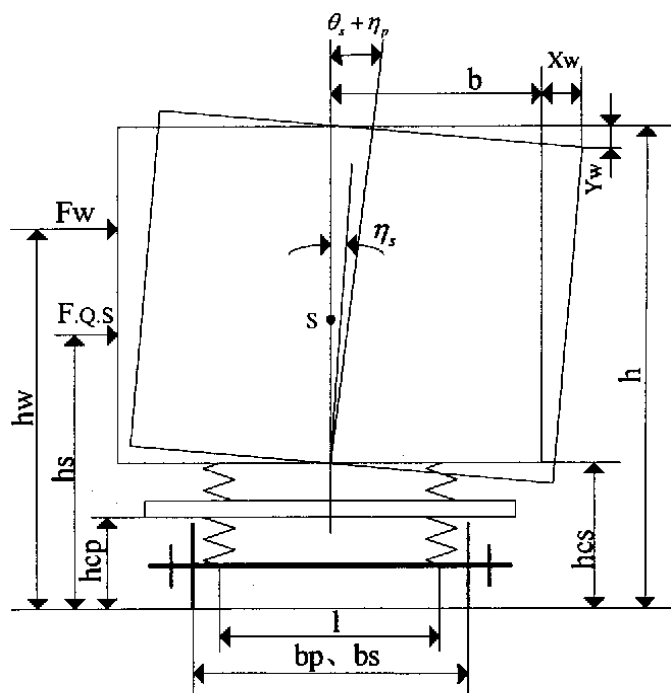


图 3.1 车体在轮对、转向架共同作用下的最大偏移

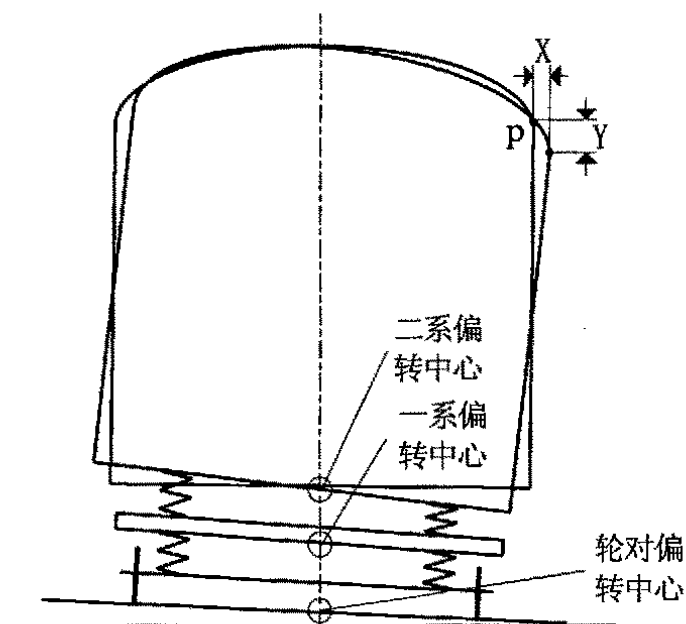
加之以车体相对于装向架、构架相对于轮轨系统的偏转产生的偏移,就可得出车体部位的限界偏移量。

3.1.1 横向平移和倾角的横向偏移方向相同

横向平移和倾角的横向偏移方向相同, 以下简称“相同”。图 3.2^[25]



(a) 车体偏移断面



(b) 超高时车体转向架偏转断面

图 3.2 车体、转向架侧滚示意图

中车体横向偏移量或竖向偏移量计算都以车体右侧为参考， h 为计算控制点到空气弹簧上部支撑面的高度， b_s 、 b_p 为一系弹簧、二系弹簧支撑点的横向间距。 h_{cp} 、 h_{cs} 为转向架一系、二系弹簧上支撑面距离轨面高度， h_s 为车体中心距离轨面高度， h_w 为车体受风面积形心距离轨面高度， η_p 、 θ_s 为一系二系悬挂转角， X_w 、 Y_w 为车体某控制点的横向与竖向偏移。

一、横向偏移

不利条件下形成的车体最大横向平移，车体平移与车体倾角产生的最大偏移方向相同，考虑轮轨系统、转向架、车体的总和因素，得出车体最大的横向偏移量，如图 3.2 所示。

将车辆轮廓控制点的 y 坐标代入（考虑隧道内侧向风载荷为零），得出车体控制点的最大横向偏移计算公式：

$$\begin{aligned}
\Delta X_{BP} = & \left(\frac{l-d}{2} \cdot \frac{2n+a}{a} \right) + (\Delta q_1 + \Delta q_2 + \Delta q_3) \frac{2n+a}{a} + (\Delta w_1 + \Delta w_2) \frac{2n+a}{a} \\
& + \Delta e + \frac{\Delta h_{c2}}{1500} Y(1+S) + 100m_z g(1+S) \left(\frac{Y-h_{cp}}{k_{\phi p}} + \frac{Y-h_{cs}}{k_{\phi S}} \right) \\
& + \sqrt{ \left(\frac{\Delta d}{2} \frac{2n+a}{a} \right)^2 + (\Delta w_3 \frac{2n+a}{a})^2 + (\Delta M_{i1})^2 + (\Delta M_{i2})^2 + (\Delta M_{i3})^2 + (\Delta M_{i4})^2 } \\
& + \sqrt{ (\Delta M_{i5})^2 + [\Delta_c (\text{或} \Delta_c')]^2 + \left[\frac{\Delta x_{Bq}}{H_{cq}} (Y-h_{sj}) \right]^2 + \left[\frac{\Delta h_{c1}}{1500} Y(1+S) \right]^2 } \\
& + [m_B a_B (1+S) C_h']^2
\end{aligned} \tag{3.1}$$

公式的中间变量相关解释

$$C_h = (Y-h_{cp}) \cdot \frac{h_{sw}-h_{cp}}{k_{\phi p}} + (Y-h_{cs}) \cdot \frac{h_{sw}-h_{cs}}{k_{\phi S}} \tag{3.2}$$

$$C_h' = (Y-h_{cp}) \cdot \frac{h_{sc}-h_{cp}}{k_{\phi p}} + (Y-h_{cs}) \cdot \frac{h_{sc}-h_{cs}}{k_{\phi S}} \tag{3.3}$$

$$S = m_B g \left(\frac{h_{sc}-h_{cp}}{k_{\phi p}} + \frac{h_{sc}-h_{cs}}{k_{\phi S}} \right) \tag{3.4}$$

$$\begin{aligned}
k_{\phi p} &= 0.5n_p k_p b_p^2 \\
k_{\phi S} &= 0.5n_s k_s b_s^2 + 2k_{\phi n}
\end{aligned} \tag{3.5}$$

当 $Y < h_{cp}$ 、 $Y < h_{cs}$ 、 $Y < h_{sj}$ 时 $(Y-h_{cp})=0$ 、 $(Y-h_{cs})=0$ 、 $(Y-h_{sj})=0$

S ——重力倾角附加系数。为车体力矩作用发生倾角 β 时由于重心偏离原来位置，重力 $m_B g$ 产生的附加力矩 $m_B g(h_{sc}-h_{cp})\beta + m_B g(h_{sc}-h_{cs})\beta$ 而增加的倾角 $m_B g(h_{sc}-h_{cp})\beta / k_{\phi p} + m_B g(h_{sc}-h_{cs})\beta / k_{\phi S}$ 与原来的倾角 β 相加得 $(1+S)\beta$ 。

公式(3.1)中的车体横向偏移中包括车体自身的横向偏移、车体倾角产生的横向偏移,具体计算参量及其说明见表3.1、3.2。

表 3.1 车体横向平移

计算参量	计算参量说明
$(\frac{l-d}{2} \cdot \frac{2n+a}{a})$	轮轨最大间隙乘以车体纵向中心线的偏斜系数
$(\Delta q_1 + \Delta q_3) \frac{2n+a}{a}$	一系悬挂横向间隙之和乘以车体纵向中心线偏斜系数
$(\Delta w_1 + \Delta w_2) \frac{2n+a}{a}$	二系悬挂横向位移之和乘以车体纵向中心线偏斜系数
$(\frac{\Delta d}{2} \cdot \frac{2n+a}{a})$	为轮对横向制造误差值乘以车体纵向中心线的偏斜系数
$(\Delta w_3 \cdot \frac{2n+a}{a})$	二系弹簧横向弹性变形量(动态)乘以车体纵向中心线偏斜系数
$\Delta M_{11} \text{——} \Delta M_{15}$	相应的车体横向制造公差

表 3.2 车体倾角产生的横向偏移

计算参量	计算参量说明
$\Delta h_{c2} Y(1+S)/1500$	钢轨相对高度弹性变形量引起的倾角产生的横向偏移
$\Delta h_{c1} Y(1+S)/1500$	钢轨的相对高度误差值引起的倾角产生的横向偏移
$\Delta x_{Bq} (Y - h_{sj}) H_{cq}$	为车体倾斜量引起的倾角产生的横向偏移
$100m_z g(1+S)(Y - h_{cp})/k_{\phi p}$	m_z 产生的偏载力矩在一系悬挂上的倾角产生的横向偏移
$100m_z g(1+S)Y - h_{cs}/k_{\phi s}$	m_z 产生的偏载力矩在二系悬挂上的倾角产生的横向偏移
$m_B a_B (1+S) \frac{(Y - h_{cp})(h_{sc} - h_{cp})}{k_{\phi p}}$	$m_B a_B$ 产生的侧倾力矩在一系悬挂上的倾角产生的横向偏移

$m_B a_B (1+S) \frac{(Y-h_{cs})(h_{sc}-h_{cs})}{k_{\phi S}}$	$m_B a_B$ 产生的侧倾力矩在二系悬挂上的倾角产生的横向偏移
--	-----------------------------------

二、竖向偏移

车体竖向偏移量主要由线路、轨道、悬挂、结构以及惯性力引起的，按照车体控制点部位不同，竖向偏移应分别采用向上偏移与向下偏移进行计算。

1、竖向向上偏移

如图 3.2 所示，能够引起车体右侧竖向向上偏移的主要因素有^[26]车体的竖向平移、车体倾角产生的竖向偏移。此时，一系二系同样取为向上最大动挠度，线路竖向位差值取向上最大值，相关的制造误差值按最不利原则选取为向上最大误差，而其余由轨道高度差或弹性量变化不同、构架及车体侧滚引起的偏移均属于竖向向下偏移，按计算参数的随机性进行相加得出车体竖向向上偏移量计算公式(3.6)：

$$\begin{aligned} \Delta Y_{BPu} = & \sqrt{(\Delta M_{t6})^2 + (\Delta M_{t8})^2 + (\Delta f_p \frac{2n+a}{a})^2 + (\Delta f_s \frac{2n+a}{a})^2 + \delta_c^2} + \\ & \Delta M_{t9} - [\frac{\Delta h_{c2}}{1500} (1+S)X + 100m_z g(1+S)(\frac{1}{k_{\phi p}} + \frac{1}{k_{\phi s}})X] - \\ & \sqrt{(\frac{\Delta x_{BP}}{H_{c9}} X)^2 + [\frac{\Delta h_{c1}}{1500} (1+S)X]^2 + [(m_B a_B)(1+S)X(\frac{h_{sw}-h_{cs}}{k_{\phi p}} + \frac{h_{sw}-h_{cs}}{k_{\phi s}})]^2} \end{aligned} \quad (3.6)$$

2、竖向向下偏移

能够引起车体右侧竖向向下偏移的因素包括上面所提到的所有计算要素，此时，一系二系同样取为竖向向下最大动挠度、一系二系静挠度或永久变形量向下最大值，线路竖向位差值取向下最大值，相关的制造误差值按最不利原则选取为向下最大误差，由轨道高度差或弹性量变化不同、

构架及车体侧滚引起的偏移均属于竖向向下偏移,根据参数的随机性不同得出车体竖向向下偏移量计算公式(3.7):

$$\begin{aligned} \Delta Y_{BPd} = & f_{01} + f_{01}' + f_1 + f_{02} + f_2 + \Delta M_{i9} + \delta_e + \delta_{w0} + \frac{\Delta h_{c2}}{1500}(1+S)X \\ & + 100m_z g(1+S)\left(\frac{1}{k_{\phi p}} + \frac{1}{k_{\phi s}}\right)X \\ & + \sqrt{(\Delta M_{i6})^2 + (\Delta M_{i7})^2 + \left(\Delta f_p \frac{2n+a}{a}\right)^2 + \left(\Delta f_s \frac{2n+a}{a}\right)^2 + \delta_c^2 + \left(\frac{\Delta x_{BP}}{H_{cg}} X\right)^2} \\ & + \left[\frac{\Delta h_{c1}}{1500}(1+S)X\right]^2 + [(m_B a_B)(1+S)X\left(\frac{h_{sc} - h_{cp}}{k_{\phi p}} + \frac{h_{sc} - h_{cs}}{k_{\phi s}}\right)]^2 \end{aligned} \quad (3.7)$$

公式(3.6、3.7) 竖向偏移限界计算的主要计算因素见表 3.3、3.4。

表 3.3 车体的竖向偏移

计算参量	计算参量说明
δ_c	线路中心线竖向位差值
δ_e	轨道竖向弹性变形量(向下偏移)
δ_{w0}	轨道垂直磨耗量(向下偏移)
$f_{01} + f_1 + f_{02} + f_2$	一二系弹簧空重车挠度变化量或永久变形量(向下偏移)
f_{01}'	车轮竖向弹性变形(向下偏移)
$\Delta M_{i6} - \Delta M_{i9}$	相应的车体竖向制造公差
$\Delta f_p \frac{2n+a}{a}$	转向架一系弹簧竖向动挠度乘以车体纵向中心线的偏斜系数
$\Delta f_s \frac{2n+a}{a}$	转向架二系弹簧竖向动挠度乘以车体纵向中心线的偏斜系数

表 3.4 车体倾角产生的竖向偏移

计算参量	计算参量说明
------	--------

$\Delta h_{c2}(1+S)X/1500$	两条钢轨相对高度弹性变形量引起的倾角产生的竖向偏移
$\Delta h_{c1}(1+S)X/1500$	两条钢轨的相对高度误差值引起的倾角产生的竖向偏移
$100m_z g(1+S)(\frac{1}{k_{\phi P}} + \frac{1}{k_{\phi S}})X$	载荷不对称的计算载客重量产生的偏载力矩在一系、二系悬挂上的倾角产生的竖向偏移之和
$\frac{\Delta x_{BP}}{H_{cq}} X$	车体倾斜量引起的倾角产生的竖向偏
$(m_B a_B)(1+S)X(\frac{h_{sw} - h_{cs}}{k_{\phi P}} + \frac{h_{sw} - h_{cs}}{k_{\phi S}})$	横向振动惯性力产生的侧倾力矩在一系、二系悬挂上的倾角产生的竖向偏移之和

3.1.2 横向平移和倾角的横向偏移方向相反

一、横向偏移

与横向平移和倾角的横向偏移方向相同类似,横向平移和倾角的横向偏移方向相反(以下简称“相反”),同样以车体右侧为参考,车体横向平移计算参数值向右为正,车体倾角产生的横向偏移向左为负,得出:

$$\begin{aligned}
 \Delta X_{BP1} = & \left(\frac{l-d}{2} \frac{2n+a}{a} \right) + (\Delta q_1 + \Delta q_2 + \Delta q_3) \frac{2n+a}{a} + (\Delta w_1 + \Delta w_2) \frac{2n+a}{a} + \Delta e \\
 & + \sqrt{\left(\frac{\Delta d}{2} \frac{2n+a}{a} \right)^2 + (\Delta w_3) \frac{2n+a}{a})^2 + [\Delta_c (\text{或} \Delta'_c)]^2 + (\Delta M_{i1})^2 + (\Delta M_{i2})^2 +} \\
 & \sqrt{(\Delta M_{i3})^2 + (\Delta M_{i4})^2 + (\Delta M_{i5})^2} \\
 & - \left[\frac{\Delta h_{c2}}{1500} Y(1+S) + 100m_z g(1+S) \left(\frac{Y-h_{cp}}{k_{\phi P}} + \frac{Y-h_{cs}}{k_{\phi S}} \right) \right] \\
 & - \sqrt{\left[\frac{\Delta X_{BP}}{H_{cq}} (Y-h_{sj}) \right]^2 + \left[\frac{\Delta h_{c1}}{1500} Y(1+S) \right]^2 + [m_B a_B (1+S) C'_h]^2}
 \end{aligned}
 \tag{3.8}$$

公式中计算参数的相关解释见表 3.1、3.2。

二、竖向偏移

1、竖向向上偏移

与“相同”相类似，以车体右侧为参考，车体竖向平移计算参数值向上为正，车体倾角产生的竖向偏移向上为正，得出：

$$\begin{aligned} \Delta Y_{BPu} = & \frac{\Delta h_{c2}}{1500} (1+S)X + 100m_z g(1+S) \left(\frac{1}{k_{\phi P}} + \frac{1}{k_{\phi S}} \right) X + \Delta M_{i9} \\ & + \sqrt{(\Delta M_{i6})^2 + (\Delta M_{i8})^2 + (\Delta f_p \frac{2n+a}{a})^2 + (\Delta f_s \frac{2n+a}{a})^2 + \delta_c^2 + (\frac{\Delta x_{BP}}{H_{cq}} X)^2} \\ & + \left[\frac{\Delta h_{c1}}{1500} (1+S)X \right]^2 + [(m_B a_B)(1+S)X \left(\frac{h_{sc} - h_{cp}}{k_{\phi P}} + \frac{h_{sc} - h_{cs}}{k_{\phi S}} \right)]^2 \end{aligned} \quad (3.9)$$

2、竖向向下偏移

与“相同”相类似，以车体右侧为参考，车体竖向平移计算参数值向下为正，车体倾角产生的竖向偏移向上为负，得出：

$$\begin{aligned} \Delta Y_{BPd} = & f_{01}' + f_{01} + f_{02} + f_1 + f_2 + \delta_e + \delta_{w0} + \Delta M_{i9} \\ & + \sqrt{(\Delta M_{i6})^2 + (\Delta M_{i7})^2 + (\Delta f_p \frac{2n+a}{a})^2 + (\Delta f_s \frac{2n+a}{a})^2 + \delta_c^2} \\ & - \frac{\Delta h_{c2}}{1500} (1+S)X + 100m_z g(1+S) \left(\frac{1}{k_{\phi P}} + \frac{1}{k_{\phi S}} \right) X \\ & - \sqrt{(\frac{\Delta x_{Bq}}{H_{cq}} X)^2 + \left[\frac{\Delta h_{c1}}{1500} (1+S)X \right]^2 + [(m_B a_B)(1+S)X \left(\frac{h_{sc} - h_{cp}}{k_{\phi P}} + \frac{h_{sc} - h_{cs}}{k_{\phi S}} \right)]^2} \end{aligned} \quad (3.10)$$

公式中计算参数的相关解释见表 3.3、3.4

3.1.3 限界计算

根据直线电机车辆外轮廓线特征，选取适当位置定为控制点，确定垂

直于直线轨道线路中心线的二维直角平面坐标,其横坐标轴与设计规定平面相切,纵坐标垂直于轨顶平面。该基准坐标系的坐标原点为轨距中心点。因此得出车顶部位空调、车肩、信号灯、侧墙控制点在坐标系中的坐标为:

表 3.5 车顶空调控制点坐标

控制点	0	1	2	3	4	5
X	0	437	738	958	985	1095
Y	3625	3625	3536	3397	3371	3221

表 3.6 车肩部位控制点坐标

控制点	6	7	8	9
X	1130	1260	1300	1327
Y	3200	3130	3100	3042

表 3.7 信号灯控制点坐标

控制点	10	11	12	13
X	1329	1349	1353	1333
Y	3020	3020	2980	2980

表 3.8 车体侧墙控制点坐标

控制点	14	15	16	17	18	18a
X	1440	1445	1440	1400	1400	1400
Y	1760	1630	1500	1007	680	605

由于车体不同部位的最大轮廓线不能同时处在一个计算断面中,在进行限界计算时,相应的 n 的取值——即计算断面到中心销的距离按照实际空间位置的不同而不同:

车体, 无司机室时, $n=2.97\text{m}$;

信号灯, $n=367\text{mm}$;

空调, 在中心销之间, $n=0$;

受电弓, 在中心销之间, $n=0$ 。

采用公式 3.1、3.8 计算车体各部位控制点的横向偏移量及相应限界, 信号灯上部、车顶空调及车肩控制点采用公式 3.6、3.9 计算竖向向上偏移量, 信号灯下部及侧墙控制点采用公式 3.7、3.10 计算竖向向下偏移量。

计入各相关参数(见附表)和控制点坐标得出车体各部位限界坐标:

表 3.9 车体平移与倾角偏移相同

限界点	0 ⁻	1 ⁻	2 ⁻	3 ⁻	4 ⁻	5 ⁻	
X	416.7	853.7	1143.4	1345.9	1369.6	1460.6	
Y	3661.4	3606.2	3479.2	3312.4	3283.0	3119.1	
限界点	6 ⁻	7 ⁻	8 ⁻	9 ⁻	10 ⁻	11 ⁻	12 ⁻
X	1512.8	1633.9	1670.2	1689.8	1671.7	1691.7	1690.7
Y	3108.9	3022.5	2987.4	2926.0	2890.4	2887.9	2765.6
限界点	13 ⁻	14 ⁻	15 ⁻	16 ⁻	17 ⁻	18 ⁻	18a ⁻
X	1670.7	1641.6	1630.3	1609.2	1509.4	1477.5	1475.7
Y	2768.0	1530.2	1399.6	1270.2	782.0	455.0	380.0

表 3.10 车体平移与倾角偏移相反

限界点	0 ⁻	1 ⁻	2 ⁻	3 ⁻	4 ⁻	5 ⁻	
X	-328.7	108.3	420.5	658.1	688.4	817.4	
Y	3661.5	3696.9	3641.4	3528.3	3505.6	3368.8	
限界点	6 ⁻	7 ⁻	8 ⁻	9 ⁻	10 ⁻	11 ⁻	12 ⁻
X	879.1	1018.0	1061.8	1096.1	1079.8	1099.8	1108.9
Y	3358.5	3303.8	3278.5	3223.7	3197.0	3199.4	3079.4
限界点	13 ⁻	14 ⁻	15 ⁻	16 ⁻	17 ⁻	18 ⁻	18a ⁻
X	1088.9	1371.3	1392.7	1404.2	1426.4	1466.8	1469.9
Y	3076.9	1856.6	1727.3	1596.6	1098.6	771.6	696.6

计算得出的 6 点的横向偏移在“相同”与“相反”时的横向偏移分别为 382mm、-251mm。很明显,以上按照《地铁限界标准》车体各部位控制点限界坐标点无论从理论或实际运行的角度分析都远远超出了可以接受的范围,而实际实践中车辆的运行并没有出现这样恶劣的运行状况,因此需要从根本上修正限界计算的相关公式。

3.2 车体偏移量计算公式修正

由于直线电机的结构特点,其一系二系悬挂的横向间距与垂向刚度值相比《地铁限界标准》中 A、B1、B2 型传统车辆的一系二系悬挂系统而言

较小,仍采用原来的计算方法,直线电机二系空气弹簧在车辆正常运行区间工作范围远远大于弹簧自身的整体高度,这无论从理论还是实际的角度来看都失去了方法的真实性与计算意义。所以要对其计算方法进行修正。

3.2.1 空气弹簧特性分析

空气弹簧的刚度可选择降低^[27-29],以降低车辆的自振频率;空气弹簧具有非线性特性,可以根据车辆振动性能的需要,设计成具有较理想的弹簧特性曲线。在平衡位置振动幅度较小时(正常运行时的振幅)刚度较低,若位移较大,刚度明显的增加,以限制车体的振幅,弹性曲线的形状可设计成如图 3.3 所示的挠力图。

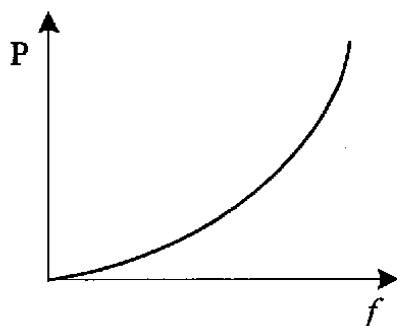


图 3.3 空气弹簧弹性曲线

空气弹簧的刚度随载荷而变化,从而保持空、重车时车体的自振频率几乎相等,使空重车不同状态的运行平稳性接近;空气弹簧和高度阀并用时,可按车体在不同载荷下,保持车辆地板面距轨面的高度不变。

高度控制阀与差压阀^[30,31]:

高度控制阀的主要作用是:维持车体在不同静载荷下都与轨面保持一定的高度;在直线上运行时,车辆在正常的振动情况下不发生进排气作用;在车辆通过曲线时,由于车体的倾斜,使得转向架左右两侧的高度控制阀分别产生进排气作用,从而减少车辆的倾斜。

延时机构^[31] (一般由缓冲弹簧、阻尼减振器组成)使得车辆运行时,空气弹簧在正常的振动情况下,即空气弹簧高度(幅度)虽有变化,但并不发生进排气作用,即在高度控制阀的无感区(一般 h_w 取 $\pm 4\text{mm}$)。当振动的频率低于截止频率(该频率低于车辆正常振动得频率)时,空气弹簧进排

气, 使车辆静载荷变化或车辆通过曲线时, 空气弹簧高度基本保持不变。

差压阀是保证一个转向架两侧空气弹簧的内压之差, 不能超过为保证行车安全规定值, 若超过该值, 则差压阀自动沟通两侧的空气弹簧, 使压差保持在该值以下, 以防止单侧承受的垂直载荷过大, 降低了抗脱轨能力。

在转向架左右两侧空气弹簧均匀载荷下, 车辆正常运行时, 该压差值应不影响由于车辆振动所引起的空气弹簧内压变化的值。差压阀的压差值应高于车辆在曲线上运行时, 仅是由于车体两侧增减载的载荷变化, 是左右两个空气弹簧内压变化的压差值。在满足了以上两个条件下, 尽量取小的压差值, 以保证各空气弹簧承载不会发生过份的不均匀。

综合以上空气弹簧各部位特点, 均匀载荷或偏载状况下, 车辆在平直线路与曲线线路运行时, 空气弹簧都能够保证其自身的高度值基本不变。因而, 车体相对于二系悬挂空气弹簧的转角非常小, 仅来源于车辆的正常振动, 该转角大小与相应的横向偏移为:

$$\beta = \frac{h_w}{b_s/2} \quad (3.11)$$

$$X_{ps} = (h_{sc} - h_{cs})\beta \quad (3.12)$$

3.2.2 空气弹簧的非线性修正

若车辆在运行过程中, 承受低频冲击、振动, 引起空气弹簧短时间内挠度发生变化, 此间若忽略弹簧的充气过程, 其刚度应按照图 3.3 非线性计算。

若假设因力矩、振动产生的初始角度为 β , 重力在一系悬挂上产生的偏转角度为:

$$\theta_1 = m_B g (h_{sc} - h_{cp}) \beta / k_{\phi},$$

重力在二系悬挂上产生的偏转角度为：

$$\theta_2 = m_B g (h_{sc} - h_{cs}) \beta / k_{\phi s},$$

即总转角为 $\beta + \theta_1 + \theta_2 = (1 + S)\beta$,

$$S = S_1 + S_2 = m_B g \frac{h_{sc} - h_{cp}}{k_{\phi p}} + m_B g \frac{h_{sc} - h_{cs}}{k_{\phi s}}.$$

在这里，仍然假设一系弹簧与二系弹簧的线性特性，即 $F = Kx$ 。通过几何关系容易验证公式 S 的正确性。但是，实际应用中的空气弹簧，有很明显的非线性特性，在空簧竖向小范围变化时，按照线性计算并不失真。当其竖向变化量较大时，仍然采用线性就按，公式失去了其真实性，加大了偏角的计算，相应的横向偏移量也过大。

由于空气弹簧的非线性特性^[32]，不同的挠度量对应相应的偏转角，对应相应的刚度值，按微分需求取 n 个刚度值以简便计算。

给出车体压缩空气弹簧产生的初始状态微小量的旋转角 θ_0 ，此角度变化内对应的弹簧刚度为初始设定的刚度值且为线性，即 $K = K_0$ 。依次类推，空气弹簧所受的竖向压力

$$F_s = K_0 X_0 + K_1 X_1 + K_2 X_2 + K_3 X_3 + \cdots + K_m X_m \quad (3.13)$$

当车体受到固定大小的侧倾力矩，如横向振动惯性力 $m_B a_B$ 作用时，有：

$$F_s \frac{b_s}{2} = m_B a_B (h_{sc} - h_{cs}) \quad (b_s \text{ 是二系空气弹簧横向间距}) \quad (3.14)$$

由此可以计算出受到大小为的横向力矩 $m_B a_B (h_{sc} - h_{cs})$ 时，空气弹簧所产生的最大变形量

$$X_{\max} = X_1 + X_2 + X_3 + \cdots + X_m, \quad (3.15)$$

进而计算出因力矩作用产生的最大倾角 $\theta_{\max} = \frac{X_{\max}}{b_s/2}$ 及所对应的

$$S_2 = m_B g \frac{h_{sc} - h_{cs}}{k_{\phi S-m}} (k_{\phi S-m} = 0.5n_s k_{s-m} b_s^2 + 2k_{\phi m}), \text{ 最终得出横向振动惯性力}$$

$m_B a_B$ 在二系悬挂上所产生的车体横向偏移为:

$$X_{pz} = m_B a_B (1 + S_2)(Y - h_{cs})(h_{sc} - h_{cs}) / k_{\phi S-m} \quad (3.16)$$

同理, 如果同时有不同的侧倾力矩(偏载、风力、横向振动)共同作用在车体上, 则:

$$F_s \frac{b_s}{2} = m_B a_B (h_{sc} - h_{cs}) + 100m_z g + A_w P_w (h_{sw} - h_{cp}) \quad (3.17)$$

参照公式(3.13-3.16)可以得出侧倾力矩所产生的车体横向偏移。

若侧倾力矩过大, 导致空气弹簧达到了允许的最大工作上限, 此时弹簧由其结构特点完全可以按刚性体计算, 即横向偏移不再随侧倾力矩的增加而增加(也不受重力倾角附加系数的影响), 而始终保持一个恒定值。设允许的最大工作量为 X_{\max} , 得出工作上限是的横向偏移:

$$X_{pz-\max} = \frac{X_{\max}}{b_s/2} \bullet (h_{sc} - h_{cs}) \quad (3.18)$$

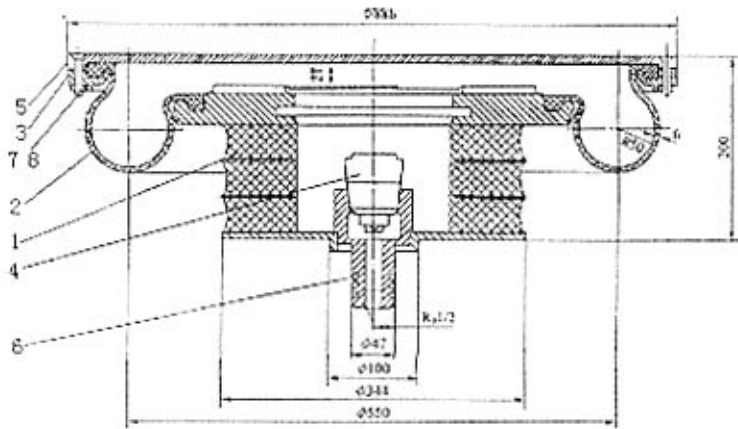
3.2.3 空气弹簧工作范围修正

以上的非线性谈论计算, 都是基于空气弹簧的允许工作范围很大, 也就是说, 侧倾力矩产生弹簧的最大变形量仍在允许的范围内。然而, 实际中的空气弹簧由其特性决定的工作范围(可压缩量)往往不是很大, 如图3.4所示, 其工作空间仅为 27mm, 即使空气弹簧被压缩到最达限度, 其车体相对于弹簧的转角也非常的小。在以上对车体偏移量计算时, 出现了计

算出的最大压缩量已经远远超过了其工作允许范围,此时实际的弹簧压缩量及车体横向偏移并没有以上公式计算出的大,直接原因就是忽略了空气弹簧的工作范围、并保持高度基本不变的特性。

在以下的车体的偏移量计算时,按照公式(3.12)计算,并考虑高度控制阀的延迟时间,适当的加大其无感区。

当空气弹簧失效时,由于其橡胶堆的作用,偏转角可以按照高度差来计算。在车辆限界中,不计入空气弹簧失效因素,在车辆限界与设备限界内设置一定的安全空间。



1-座体组成 2-橡胶囊 3-压环 4-节流环 5-上盖 6-密封圈 7-螺钉 8-螺母

图 3.4 空气弹簧结构示意图

3.2.4 偏载质量与侧向冲击力修正

传统 A、B(B1、B2)型轻轨车辆计算车辆限界时,其超载质量与偏载质量分别为:47920-12960kg、42600-9300kg,直线电机车辆的超载质量与偏载质量为:37000-9800kg。在《地铁限界标准》中提及的偏移量计算公式,两者皆按最大值选取计算,过多的考虑了偏载质量的影响。德国 BOStrad 标准中规定^[33]:只有当作为和站位有不对称设置时,才考虑偏载

质量的影响。

车辆在空载条件下，必然不存在着偏载的影响，当发生超载时（外部宽度为 2800mm，长度为 16840mm 的车内容纳 352 人），旅客在车内的分布必将接近或高度接近载荷对称，考虑到旅客在超载时容易在车门附近发生拥挤进而产生偏载质量，按照 $m_z = 3 \times 5 \times 120 \times 300 / 100 = 5400\text{kg}$ 参考计算（超载质量是否计入限界计算以及偏载值大小需参考实际）。

侧向冲击力所引起的偏移量，《地铁限界标准》采用了超载值 m_B ；而德 BOSTrab 认为，轨道上各个冲击源并不是同时起作用的，是一个接一个地作用在车辆的走行单元上，也就是说，侧向冲击力是由加速度和所考虑的走行单元承受的那一部分车体质量所决定的，所以应采用 1/2 超载值。在对直线电机的限界计算中采用 $m_B = 37000 / 2 = 18500\text{kg}$ ，参考计算。

3.2.5 限界校核计算

综合以上对计算公式以及参数参考值的修正，取 $h_w = \pm 8\text{mm}$ ， S 仍按照公式 (3.4) 计算，将相应的中间计算量修正（类似公式 3.1）：

$$\Delta X_{BP} = \left(\frac{l-d}{2} \frac{2n+a}{a} \right) + \cdots + 100m_z g(1+S) \left(\frac{Y-h_{cp}}{k_{\phi p}} \right) + (Y-h_{cs})\beta$$

$$+ \sqrt{\left(\frac{\Delta d}{2} \frac{2n+a}{a} \right)^2 + \cdots + (\Delta M_{ts})^2 + [\Delta_c (\text{或} \Delta_c')]^2 + \left[\frac{\Delta x_{Bq}}{H_{cq}} (Y-h_{sj}) \right]^2}$$

$$+ \sqrt{\left[\frac{\Delta h_{cl}}{1500} Y(1+S) \right]^2 + [m_B a_B (1+S) C_h']^2} \quad (3.19)$$

$$C_h = (Y-h_{cp}) \cdot \frac{h_{sw}-h_{cp}}{k_{\phi p}} \quad C_h' = (Y-h_{cp}) \cdot \frac{h_{sc}-h_{cp}}{k_{\phi p}} \quad (3.20)$$

修正后的横向偏移量采用 (3.19) 计算，竖向偏移量采用 (3.6)，(3.7) 和

(3.9), (3.10) 计算。得出:

表 3.11 车体平移与倾角偏移相同

限界点	0 [`]	1 [`]	2 [`]	3 [`]	4 [`]	5 [`]	
X	108.8	545.8	844.9	1062.0	1088.5	1195.4	
Y	3661.4	3652.5	3557.3	3413.7	3387.2	3234.9	
限界点	6 [`]	7 [`]	8 [`]	9 [`]	10 [`]	11 [`]	12 [`]
X	1252.4	1381.0	1420.4	1446.3	1428.0	1448.0	1451.2
Y	3228.4	3155.7	3124.9	3066.4	3031.0	3030.6	2885.9
限界点	13 [`]	14 [`]	15 [`]	16 [`]	17 [`]	18 [`]	18a [`]
X	1431.2	1534.5	1537.2	1529.8	1481.1	1475.7	1475.1
Y	2886.2	1650.9	1520.8	1390.9	898.6	571.6	496.6

表 3.12 车体平移与倾角偏移相反

限界点	0 [`]	1 [`]	2 [`]	3 [`]	4 [`]	5 [`]	
X	- 17.5	419.5	722.4	945.5	973.1	1086.3	
Y	3661.5	3668.5	3584.4	3449.1	3423.6	3275.4	
限界点	6 [`]	7 [`]	8 [`]	9 [`]	10 [`]	11 [`]	12 [`]
X	1145.9	1277.4	1318.1	1346.3	1327.7	1347.7	1352.6
Y	3270.0	3202.2	3172.9	3115.3	3080.2	3080.6	2937.9
限界点	13 [`]	14 [`]	15 [`]	16 [`]	17 [`]	18 [`]	18a [`]
X	1332.6	1487.3	1495.1	1492.9	1463.5	1470.3	1471.2
Y	2937.4	1706.0	1576.1	1446.0	952.1	625.1	550.1

修正后的计算方法得出最不利条件下的车肩 6 点的横向偏移在“相同”与“相反”时的横向偏移分别为 122.4mm、15.9mm, 各控制点的横向偏移量比传统轻轨车辆的稍小, 符合实际车辆运行。

3.3 控制点限界修正

在以上的限界计算中, 无论车体横向平移和车体倾角产生偏移方向相同还是相反, 都是按照最不利原则选取计算参数和制定计算公式, 但“相同”和“相反”两种不同情况所计算得出的限界出现了非完全包容的相交

现象，如图 3.5 车顶空调 1 点、图 3.6 车肩部位 5、6 点之间所示，必须做出修正，方法如下：

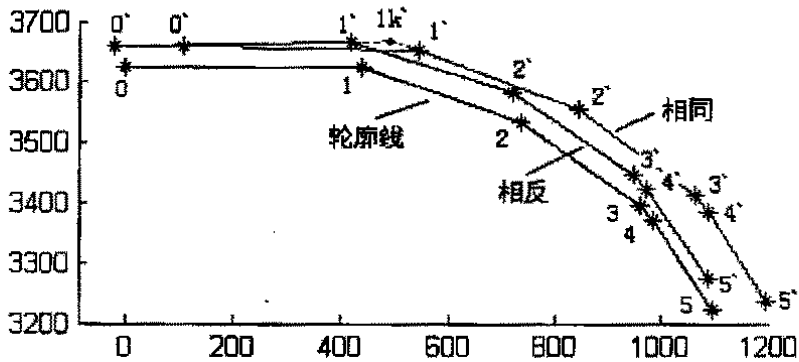


图 3.5 车顶空调 1 点限界的相交现象

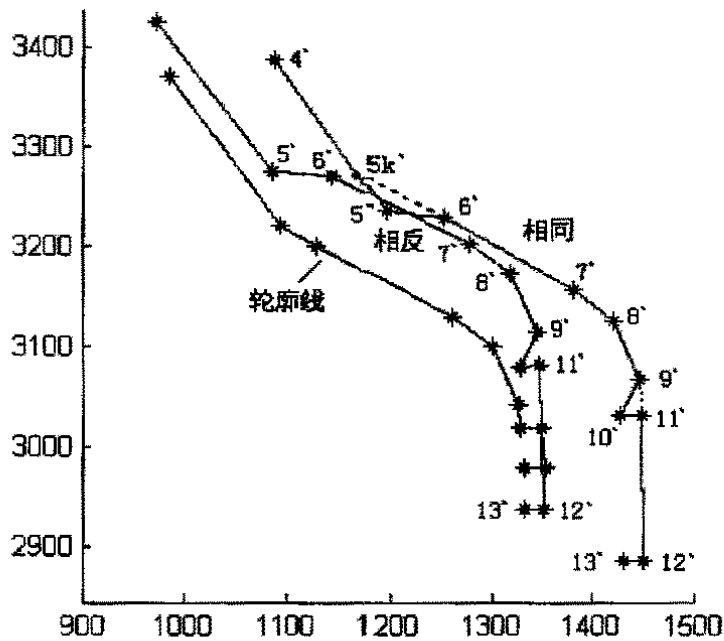


图 3.6 车肩部位 5、6 点间限界的相交现象

如图 3.7 选取车辆轮廓线控制点， $N-1(X_{N-1}, Y_{N-1})$ ， $N(X_N, Y_N)$ ， $N+1(X_{N+1}, Y_{N+1})$ 分别求出各点横向偏移 ΔX ，竖向偏移 ΔY 。则点

$A_N(X_N - \Delta X_N, Y_N + \Delta Y_N)$ 和点 $B_N(X_N + \Delta X_N, Y_N - \Delta Y_N)$ 两点构成的直线 $\overline{A_N B_N}$ 将包容 N 点的所有可能的偏移情况。同理 $\overline{A_{N-1} B_{N-1}}$, $\overline{A_{N+1} B_{N+1}}$ 也将分别包容 $(N-1)$ 点及 $(N+1)$ 点的所有可能偏移。

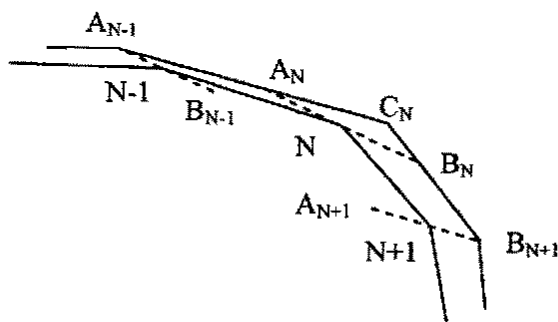


图 3.7 车体部分限界确定方法

由图 3.7 见, 只要把 A_{N-1} , A_N , B_N , B_{N-1} 几点连接起来, 就能包容 $N-1$, N , $N+1$ 点所有的可能偏移。为了使限界控制点与车辆外轮廓线控制点一一对应, 此处作如下规定:

在求车辆外轮廓线上第 i 点对应的限界线上的点时, 若

(1) A_i 、 B_i 只有一个处在外轮廓线外时(如图 $N-1$ 点, $N+1$ 点); 则取处在外侧的 A_i 或 B_i 作为与 i 点相对应的限界线上的控制点(如图 3.7, $N-1$ 点只有 A_{N-1} 点处在外轮廓线的外侧, 所以取 A_{N-1} 点作为与 $N-1$ 点对应的限界上的控制点)。

(2) A_i 、 B_i 都处在外轮廓线外时(如图 3.7 N 点), 则取 $\overline{A_{i-1} A_i}$ 、 $\overline{B_{i-1} B_i}$ 的交点作为与 i 点相对应的限界线上的控制点(图 3.7 中, 就以 $\overline{A_{N-1} A_N}$ 、 $\overline{B_{N-1} B_N}$ 的交点 C_N 作为与点 N 相对应的限界线上的控制点)。

$\overline{B_{N-1}B_N}$ 的交点 C_N 作为与点 N 相对应的限界线上的控制点)。

按照以上的方法,对如图 3.5、3.6 所出现的限界相交现象进行限界控制点修正得出控制点 1 点的修正限界控制点为 $1k'$,如图 3.5,5 点的限界修正坐标点为 $5k'$,如图 3.6,为方便计算、作图,忽略限界控制点 $10'$,连接 $9'$ 与 $11'$,同时为保证限界的对称性,令空调控制点 0 点对应的限界 x 坐标为零,最终得出修正的控制点限界坐标为:

表 3.13 控制点修正限界坐标

修正限界点	$0'$	$1k'$	$5k'$
X	0	491.9	1165.5
Y	3661.5	3669.7	3277.5

其余的限界控制点连线“相同”能够包容“相反”,参考表 3.11 取值。

第四章 转向架限界计算

4.1 定子气隙部位限界计算

在车辆运行区间,由于存在不可避免的轨道不平顺、轮轨磨耗,必将导致直线电机气隙在设定值附近发生微小的变动。考虑直线电机的气隙间隙大小直接影响其动力性能,为保证车辆运行的平稳性和安全性,需要在车辆运行的整个区间里,其气隙值的大小应该在设定值的附近做最可能小的波动,因此,要考虑多方面因素,严格计算直线电机气隙限界。

4.1.1 定子悬挂系统

地铁车辆驱动用的直线感应电机设计中各种参数的选择依设计思想的不同而不同。地铁车辆驱动用 LIM 的一次侧铁心纵向长度受车辆转向架大小的制约,二次侧反作用板的横向宽度受轨距的制约。虽然一次侧和二次侧间的气隙越小效率越高,但这也受到机械结构的制约。所以各结构参数值只能在这些制约条件内选择设计。

如图 4.1 所示的是 BM3000 型直线电机转向架的悬挂装置示意图,感应电机悬挂于横跨于轮对轴箱的支撑梁上。每个支撑梁支撑在左右两个轴箱上,直线电机属于簧下质量。支撑梁两端配备橡胶关节,提供电机定子一定的弹性,降低其运行时的振动,满足转向架在允许范围内的弯曲和扭曲。直线电机悬

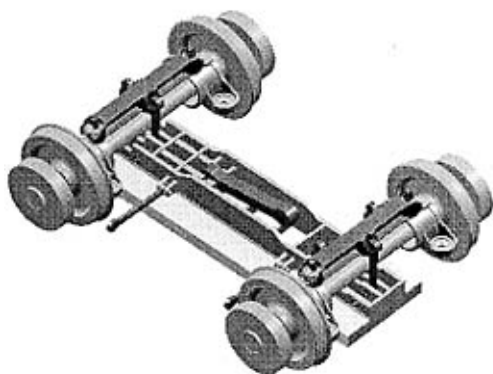


图 4.1 直线电机悬挂装置示意图

挂在支撑梁的吊臂上,1 位轮对支撑梁设三个吊臂,2 位轮对支撑梁设两个

吊臂，形成直线电机的 5 点悬挂。

当直线电机车载定子由悬挂系统安装完成后，定子与感应板之间的横向、纵向、垂向相对位置变化量主要取决于轨道的不平顺以及悬挂机构轮轨系统的弹性变化量和振动、转向架因车体作用而引起的横向偏移、轮轨系统的运行磨损量。

为保证直线电机优良的动力性能及较高的效率、功率因数，气隙的取值应尽可能的大，但是，由于机械结构本身不可避免的存在着加工安装误差，以及在运行过程中产生的振动和轮轨磨损，所以定子与感应板之间的间隙便可能像旋转电机那样小，一般情况下，直线电机的气隙值在 10mm-12mm 之间。广州 4、5 号线车辆注重提高直线电机的效率，将气隙值定为 9mm。

4.1.2 轮轨磨损分析

在地铁限界标准中，讨论计算的是传统轻轨车辆，即依靠轮轨之间的物理黏着作用实现牵引制动，也正是这种粘着作用使得轮轨系统在起动尤其是制动过程中产生磨擦热进而形成磨损^[34, 35]。因此，在限界计算中，将轮轨磨损量按最不利原则选取(轨道垂直磨损量：-10mm，车轮最大旋削量：-40mm)制定限界标准。

直线电机驱动地铁车辆中，车辆的支撑和导向与传统的用旋转式电机驱动的地铁车辆一样是依靠车轮和轨道来完成的，而牵引制动力由直线感应电机车载定子——感应板的电磁力产生，突破了因轮轨粘着作用对车辆动力性能的限制，最大限度降低了因粘着作用而产生的轮轨磨损。

直线电机地铁轨道主要由整体道床、走形轨、感应轨、供电轨、弹性扣件等构成。除了感应轨之外，其他部分可采用传统的地铁轨道结构，但考虑到其驱动系统的结构特点，对轨道线路的铺设质量要求很高，相应的

线路、钢轨的误差参数要远比传统地铁的误差参数小得多。

在普通旋转电机中，由于电磁吸引力对转子的对称性，电磁吸引力仅为转子的内力，在电机外表而言其合力为零。而直线电机的三维电磁力都尽现在外面，初级对次级的电磁力是相当大的^[1]。

表 4.1 实际运用中直线电机三维力实测数据(KN)

	X 轴向 牵引力	Y 方向电磁吸 引力	Z 方向横向剪 切力
A 公司	25	38	1
B 公司	30	50	1
C 公司	31	50	1

由于城市轨道的站间距较短，直线电机车辆的初始加速度一般为 $a_+ = 1.0\text{m/s}^2$ ，而制动加速度一般采用 $a_- = -1.0\text{m/s}^2$ ，因此列车基本上是加速到最高速度后，匀速很短的时间就马上转入制动工况，定子线圈里始终都有很大的电流通过，也就是说 y 方向(垂向)的吸引力的作用贯穿列车的整个运行过程。

由于直线电机的电磁吸引力方向垂直于车辆的运动方向，是不需要消耗功率的力，是一种将转向架吸向感应板的力。利用这一现象就能在保证脱轨系数的情况下，尽可能的减少车辆的重量，使结构紧凑，从而减少隧道的断面尺寸，节省建设投资。然而，也正是这样的一种电磁吸引力，增加了车轮踏面受力处的压强，从而增加了踏面的磨损发生率。

由于直线电机车辆由直线电机的电磁力实现牵引制动，理论上可以完全不考虑因轮轨磨耗进行限界计算，但由于车辆的支撑和导向一样是依靠轮轨系统，且不可避免的存在着轨道不平顺、曲线线路以及可能出现的电器制动失效——依赖于机械制动系统制动的情况(这也是设置盘式制动的原因)，所以轨道磨耗尤其是车轮踏面的磨损同样应该记入限界计算。

4.1.3 公式修正

在 A、B1、B2 型地铁车辆的限界计算中, 由于簧下部分最低的控制点的坐标分别为 95mm、80mm、95mm(踏面、轮缘除外), 所以在计算簧下悬挂物及车体转向架的横竖向偏移时, 按照《地铁限界标准》中的规定的最不利原则计算: 计入轨道最大垂直磨耗量、车轮最大旋销量等。但是在直线电机限界计算中, 由于悬挂系统的特殊性——车载定子与地面感应板之间的间隙标准值仅为 9mm, 仅将传统地铁车轮对的最大旋销量(-35mm)一项计入限界计算便大大超出了所允许的范围, 必须重新考虑计算方法及计算参数值。

根据直线电机整个安装悬挂机构特点, 定子属于簧下质量, 一系二系悬挂垂向挠度变化量上引起的机构偏移都不引起定子的偏移, 故在限界计算中参考簧下部件的限界计算公式。

一、竖向偏移量计算:

由图 3 所示的直线电机的悬挂机构可以知道, 能够影响到直线电机气隙大小的主要因素包括:

- a. 轮轨磨耗: 轨道垂直磨耗量、车轮旋削量、车轮踏面磨损量;
- b. 安装制造误差: 轴箱垂向误差、电机支撑梁垂向误差、电机悬挂吊杆垂向误差;
- c. 轨道误差: 线路中心线竖向位差值、两条钢轨的相对高度误差值;
- d. 轨道不平顺: 轨道垂直不平顺、轨道水平不平顺;
- e. 地面反应板与轨面的相对高度差;
- f. 轮轨系统竖向弹性变形量;

1、轮轨为刚性

若将定子的整个悬挂机构视为刚性连接, 则能够影响定子限界的有 a-e 项。由于悬挂机构调整垫的微动机构的特点, 一方面可以消除横梁和吊

杆等的安装制造误差，另一方面也可以消除车轮因磨损或旋轮导致车轮直径不同引起的横梁倾斜，使气隙保证在预定位置。其限界计算需计入轮轨磨耗、轨道不平顺及误差、地面反应板与轨面的相对高度差

由图中的几何关系可以得出，若以轨道的上平面为基准，按最不利原则选取，定子竖向最大的偏移计算公式为（X 是定子的横向半宽度值）：

$$\Delta Y_w = \delta'_{w0} + \sqrt{\delta_b^2 + \left[\frac{\Delta h_{c1}}{1500} (1+S)X \right]^2} \quad (4.1)$$

δ_b 是为消除车轮的旋销量，设置调整垫的高度后，定子与地面感应板间考虑线路中心线竖向位差值在内的反应板与设计轨道平面的相对高度差值；

δ'_{w0} 是车轮在运行过程中，轨道的磨耗量，这与车体、转向架限界计算中的轨道最大磨耗量有区别。

2、轮轨为弹性

由于轮轨在铺设过程中，必须要设置一定的弹性刚度，起到整车竖向的减振作用，所以在车辆的运行区间，轮轨的弹性变化量作为重要的计算因素计入定子的限界计算（参照《地铁限界标准》，这里只是将弹性变化量所出现的最不利情况作为计算参考值列入限界计算公式）：

$$\Delta Y_{wd} = \frac{\Delta h_{c2}}{1500} (1+S)X + f'_{01} + \delta_e + \delta'_{w0} + \sqrt{\delta_b^2 + \left[\frac{\Delta h_{c1}}{1500} (1+S)X \right]^2} \quad (4.2)$$

二、横向偏移量计算：

由于簧下质量不受一二系的影响，能够影响其横向偏移的因素包括：

- a. 轮轨最大间隙；
- b. 轮轨系统的制造安装误差；
- c. 两条钢轨的相对高度误差值及弹性变化量引起的横向偏移；

由图示的几何关系，按最不利原则选取参数计入计算公式：

$$\Delta X_w = \frac{l-d}{2} + \Delta e + \frac{\Delta h_{c2}}{1500}(1+S)Y + \sqrt{\left(\frac{\Delta d}{2}\right)^2 + \Delta c^2 + (\Delta M_{13})^2 + \left[\frac{\Delta h_{c1}}{1500}(1+S)Y\right]^2} \quad (4.3)$$

4.1.4 限界计算

支撑导向系统采用的是刚性车轮，所以车轮竖向弹性变化量 $f_{01}''=0$ ；

车辆运行期间轨道磨耗量 $\delta_{w0} = -2\text{mm}$ ，定子与地面感应板相对高度差值

$\delta_b = \pm 3\text{mm}$ ，相关参数参见附表。

按照公式(4.1-4.3)计算得出的定子控制点限界坐标为：

表 4.2 定子控制点限界坐标

	轮廓点		限界点	
x	390.0	0	419.3	0
y	24.0	24.0	16.3	17.0

4.2 转向架部分

因为按转向架部位各部件的悬挂方式和空间位置不同分为构架部分与簧下部分，所以在进行限界计算时要采用不同的计算方法：定位天线(属于悬挂物)23 点，制动盘最低点 24、25，定位天线 26、27 点，踏面轮缘控制点 28、29、30、31，定位天线 32、33，对应控制点坐标为：

表 4.3 转向架各部位控制点坐标

控制点	23	24	25	26	27	
x	1050	1050	940	940	806.5	
y	140	100	100	140	140	

控制点	28	29	30	31	32	33
x	806.5	717.5	717.5	676.5	676.5	500
y	0	0	-28	-28	140	140

选择距离中心销为 m 的销外截面为推导偏移量计算公式的计算截面，同一个计算断面中构架中各部件不能同时达到最大轮廓线，或者不能包含部分部件，在计算该断面内各控制点的限时，实际上并不能反映部件的真实偏移。所以在计算各个部位的偏移及限时，要分别选取该部位的最大轮廓线为计算断面，下表给出个控制点对应的计算断面距离中心销的距离参考值：

表 4.4 转向架各部位计算断面至相邻轴距离

控制点	23	24-25	26-27	28-29	30-31	32-33
m	767	0	767	0	0	767

4.2.1 簧上部件偏移量分析

对于转向架的销外断面，最不利位置是指不同转向架中的两轮对贴靠不同侧的钢轨。如图 4.2 所示，当计算点 s 位于两轮对外侧时，最不利位

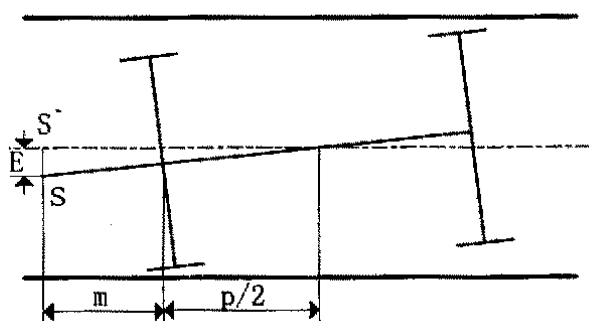


图 4.2 转向架计算断面方法系数的确定

置将对偏移量起放大作用，由图可得出计算断面转向架纵向中心线偏斜系数为： $(2m+p)/p$ ，其中 m 为转向架上计算断面到相邻轴的距离。加之以

轨道偏差引起的偏移, 得出转向架横向偏移量公式:

$$E = \left(\frac{l-d}{2} + q \right) \left(\frac{2m+p}{p} \right) + \Delta c + \Delta e \quad (4.4)$$

一、横向平移和倾角产生的横向偏移方向相同时:

1、横向偏移量计算

构架部分横向偏移包括构架自身的横向偏移、构架倾角产生的横向偏移(见图 3.2), 具体计算参量及其说明见表 4.5、4.6。

表 4.5 转向架横向平移

计算参量	计算参量说明
$\frac{l-d}{2} \frac{2m+p}{p}$	轮轨最大间隙乘以转向架纵向中心线的偏斜系数
$(\Delta q_1 + \Delta q_3)(2m+p)/p$	一系悬挂横向间隙之和乘以转向架纵向中心线偏斜系数
$\frac{\Delta d}{2} \frac{2m+p}{p}$	为轮对横向制造误差值乘以转向架纵向中心线的偏斜系数
Δe	轨道横向弹性变形量
Δc	线路中心线横向位差值

表 4.6 转向架倾角产生的横向偏移

计算参量	计算参量说明
$\frac{\Delta h_{e2}}{1500} Y(1+S)$	两条钢轨相对高度弹性变形量引起的倾角产生的横向偏移
$\frac{\Delta h_{c1}}{1500} Y(1+S)$	两条钢轨的相对高度误差值引起的倾角产生的横向偏移
$100m_z g(1+S) \frac{Y-h_{cp}}{k_{\phi p}}$	载荷不对称的计算载客重量产生的偏载力矩在一系悬挂上的倾角产生的横向偏移

$m_B a_B (1+S)(Y-h_{cp}) \frac{h_{sc}-h_{cp}}{k_{\phi}}$	横向振动惯性力产生的侧倾力矩在一系悬挂上的倾角产生的横向偏移
ΔM_{t10}	构架横向制造误差值

如图 3.2 所示,能够引起构架右侧横向偏移的主要因素有构架的横向平移、倾角产生的横向偏移。此时,一系悬挂横向变形取为向右最大,轮轨系统横向间隙取为向右最大值,相关的制造误差按最不利原则选取为向右最大误差值,而其余由轨道高度差或弹性量变化不同、构架侧滚引起的偏移也属于横向向右偏移,两部分进行加运算,按计算参数的随机性进行相加得出车体竖向向上偏移量计算公式(相关解释见表 4.5、4.6):

$$\Delta X_t = \left(\frac{l-d}{2} \frac{2m+p}{p} \right) + (\Delta q_1 + \Delta q_3) \frac{2m+p}{p} + \Delta e + \frac{\Delta h_{c2}}{1500} Y(1+S) + 100m_z g(1+S) \frac{Y-h_{cp}}{k_{\phi}} + \sqrt{\left(\frac{\Delta d}{2} \frac{2m+p}{p} \right)^2 + \Delta M_{t10}^2 + \left[\frac{\Delta h_{c1}}{1500} Y(1+S) \right]^2 + \left[m_B a_B (1+S)(Y-h_{cp}) \frac{h_{sc}-h_{cp}}{k_{\phi}} \right]^2 + \Delta c^2} \quad (4.5)$$

2、竖向偏移量计算

(1) 竖向向上偏移

如图所示,能够引起构架右侧竖向向上偏移的主要因素有构架的竖向平移、倾角产生的竖向偏移。此时,一系动挠度取为向上最大值,线路竖向位差值取为竖向向上最大值,相关的制造误差值按最不利原则选取为向上最大误差,而其余轨道高度差或弹性量变化不同、悬挂因素导致构架侧滚引起的偏移均属于竖向向下偏移,两部分进行减运算,按计算参数的随机性进行相加得出构架竖向向上偏移量计算公式(4.6):

$$\Delta Y_{tu} = \sqrt{(\Delta M_{n1})^2 + (\Delta f_p \frac{2m+p}{p})^2 + \delta_c^2 - 100m_z g(1+S) \frac{X}{k_{\phi p}}} - \frac{\Delta h_{c2}}{1500}(1+S)X - \sqrt{[\frac{\Delta h_{c1}}{1500}(1+S)X]^2 + [m_B a_B(1+S)X \frac{h_{sc} - h_{cp}}{k_{\phi p}}]^2} \quad (4.6)$$

(2) 竖向向下偏移

计算构架右侧竖向向下偏移时，取一系竖向向下最大动挠度、一系静挠度或永久变形量向下最大值、线路竖向向下位差最大值，相关的制造误差值按最不利原则选取为向下最大误差，由轨道高度差或弹性量变化不同、构架侧滚引起的偏移均属于竖向向下偏移，两部分进行加运算，根据参数的随机性不同得出车体竖向向下偏移量计算公式(4.7)：

$$\Delta Y_{td} = f_{01} + f'_{01} + f_1 + \delta_e + \delta_{w0} + \frac{\Delta h_{c2}}{1500}(1+S)X + 100m_z g(1+S) \frac{X}{k_{\phi p}} + \sqrt{\Delta M_{12}^2 + (\Delta f_p \frac{2m+p}{p})^2 + [\frac{\Delta h_{c1}}{1500}(1+S)X]^2 + [m_B a_B(1+S)X \frac{h_{sc} - h_{cp}}{k_{\phi p}}]^2 + \delta_c^2} \quad (4.7)$$

公式(4.6、4.7)中相关参数解释见表 4.7、4.8。

表 4.7 转向架的竖向偏移

计算参量	计算参量说明
δ_c	线路中心线竖向位差值
δ_e	轨道竖向弹性变形量(向下偏移)
δ_{w0}	轨道垂直磨耗量(向下偏移)
$f_{01} + f_1$	一系弹簧空重车挠度变化量或永久变形量(向下偏移)
f'_{01}	车轮竖向弹性变形(向下偏移)

$\Delta M_{i11} - \Delta M_{i12}$	相应的转向架竖向制造公差
$\Delta f_p \frac{2m+p}{p}$	一系弹簧竖向动挠度乘以转向架纵向中心线的偏斜系数
$\Delta f_s \frac{2m+p}{p}$	转向架二系弹簧竖向动挠度乘以车体纵向中心线的偏斜系数

表 4.8 转向架倾角产生的竖向偏移

计算参量	计算参量说明
$\Delta h_{c2}(1+S)X/1500$	两条钢轨相对高度弹性变形量引起的倾角产生的竖向偏移
$\Delta h_{c1}(1+S)X/1500$	两条钢轨的相对高度误差值引起的倾角产生的竖向偏移
$100m_z g(1+S) \frac{X}{k_{\phi p}}$	载荷不对称的计算载客重量产生的偏载力矩在一系悬挂上的倾角产生的竖向偏移
$(m_B a_B)(1+S)X \frac{h_{sw} - h_{cp}}{k_{\phi p}}$	横向振动惯性力产生的侧倾力矩在一系悬挂上的倾角产生的竖向偏移之和

二、横向平移和倾角产生的横向偏移方向相反时：

1、横向偏移量计算

如图 3.2 所示，系统的横向平移中取向右最大值，倾角产生的横向偏移属于横向向左偏移，两部分进行减运算，按计算参数的随机性进行相加得出车体竖向向上偏移量计算公式 4.8：

$$\begin{aligned}
 \Delta X_r = & \left(\frac{l-d}{2} \frac{2m+p}{p} \right) + (\Delta q_1 + \Delta q_3) \frac{2m+p}{p} + \Delta e - \frac{\Delta h_{c2}}{1500} Y(1+S) \\
 & + \sqrt{\left(\frac{\Delta d}{2} \frac{2m+p}{p} \right)^2 + \Delta M_{i10}^2 + \Delta c^2 - \left[100m_z g(1+S) \frac{Y - h_{cp}}{k_{\phi p}} \right]} \\
 & - \sqrt{\left[\frac{\Delta h_{c1}}{1500} Y(1+S) \right]^2 + \left[m_B a_B (1+S) (Y - h_{cp}) \frac{h_{sw} - h_{cp}}{k_{\phi p}} \right]^2}
 \end{aligned} \quad (4.8)$$

公式(4.8)中相关参量解释见表 4.5、4.6。

2、竖向偏移量计算

(1) 竖向向上偏移

此时，系统的竖向平移中取向上最大值，倾角产生的竖向偏移也属于竖向向上偏移，两部分进行加运算，按计算参数的随机性进行相加得出车体竖向向上偏移量计算公式(4.9)：

$$\Delta Y_{tu} = \frac{\Delta h_{c2}}{1500}(1+S)X + 100m_z g(1+S) \frac{X}{k_{\phi}} + \sqrt{\Delta M_{11}^2 + (\Delta f_p \frac{2m+p}{p})^2 + \delta_c^2 + [\frac{\Delta h_{c1}}{1500}(1+S)X]^2 + [m_B a_B(1+S)X \frac{h_{sc} - h_{cp}}{k_{\phi}}]^2} \quad (4.9)$$

(2) 竖向向下偏移

此时，系统的竖向平移中取向上最大值，倾角产生的竖向偏移也属于竖向向上偏移，两部分进行减运算，按计算参数的随机性进行相加得出车体竖向向上偏移量计算公式(4.10)：

$$\Delta Y_{td} = f_{01} + f_{01}' + f_1 + \delta_e + \delta_{wo} + \delta_{w1} - \frac{\Delta h_{c2}}{1500}(1+S)X + \sqrt{(\Delta M_{12})^2 + (\Delta f_p \frac{2m+p}{p})^2 + \delta_c^2 - 100m_z g(1+S) \frac{X}{k_{\phi}}} - \sqrt{[\frac{\Delta h_{c1}}{1500}(1+S)X]^2 + [m_B a_B(1+S)X \frac{h_{sc} - h_{cp}}{k_{\phi}}]^2} \quad (4.10)$$

公式(4.9、4.10)相关参量解释见表 4.7、4.8。

4.2.2 簧上部件限界计算

采用公式(4.5)计算构架各部位控制点的横向偏移量及相应限界，对应的采用公式(4.7)计算竖向向下偏移量。计入各相关参数和控制点坐标得

出:

表 4.9 “相同”时转向架和控制点限界

限界		23`	26`	27`	32`	33`
相 同	x	1104.0	886.0	860.5	622.5	554.0
	y	64.7	860.5	65.6	66.0	66.5

采用公式(4.8)计算转向架各部位控制点的横向偏移量及相应限界,对应的采用公式(4.10)计算竖向向下偏移量。计入各相关参数和控制点坐标得出:

表 4.10 “相反”时转向架和控制点限界

限界		23`	26`	27`	32`	33`
相 反	x	1102.6	887.4	859.1	623.9	552.6
	y	74.2	73.5	72.7	71.9	70.8

4.2.3 簧下部件偏移量分析计算

一、簧下悬挂物偏移量分析

1、横向偏移量分析

由于簧下部件不受一系二系悬挂的影响,故其横向偏移的计及因素包括轮轨系统的误差、弹性变形量,两轨高差引起的横向偏移,各计算参量见表 4.11。

表 4.11 簧下部件横向偏移量

计算参量	计算参量说明
$\frac{l-d}{2}$	轮轨最大间隙
Δe	轨道横向弹性变形量
Δc	线路中心线横向位差值
Δd	轮对横向制造误差值
$\frac{\Delta h_{cl}}{1500}(1+S)Y$	两条钢轨的相对高度误差值引起的横向偏移

$\frac{\Delta h_{c2}}{1500}(1+S)Y$	两条钢轨相对高度弹性变化量引起的横向偏移
------------------------------------	----------------------

按最不利原则选取参数计入计算公式:

$$\Delta X_w = \frac{l-d}{2} + \Delta e + \frac{\Delta h_{c2}}{1500}(1+S)Y + \sqrt{\left(\frac{\Delta d}{2}\right)^2 + \Delta c^2 + \Delta M_{113}^2} + \left[\frac{\Delta h_{c1}}{1500}(1+S)Y\right]^2 \quad (4.11)$$

2、竖向向下偏移量分析

簧下部件的竖向偏移的计及因素包括轮轨系统的磨耗、误差、竖向弹性变形量,两轨高差引起的竖向偏移,线路的竖向位差值,各计算参量见表 4.12。

表 4.11 簧下部件竖向偏移量

计算参量	计算参量说明
f'_{01}	车轮竖向弹性变化量($f'_{01}=0$)
δ_e	轨道竖向弹性变化量(向下)
δ_c	线路中心线竖向位差值
δ_{w0}	轨道最大磨耗量

由图 3.2 所示的几何关系,按最不利原则选取参数计入计算公式:

$$\Delta Y_{wd} = \frac{\Delta h_{c2}}{1500}(1+S)X + f'_{01} + \delta_e + \delta_{w0} + \sqrt{\delta_c + \left[\frac{\Delta h_{c1}}{1500}(1+S)X\right]^2} \quad (4.12)$$

二、踏面轮缘偏移量分析

踏面轮缘部位的横向偏移量按照公式(4.11)计算,但由于其位置受到

走形轨的限制, 所以竖向偏移量计算只需考虑轮轨系统:

踏面部分竖向偏移量计算公式:

$$\Delta Y_m = \frac{\Delta h_{c2}}{2} + \delta_e + \delta_{w0} + \sqrt{\delta_c^2 + \left(\frac{\Delta h_{cl}}{2}\right)^2} \quad (4.13)$$

轮缘部分竖向偏移量计算公式:

$$\Delta Y_f = \frac{\Delta h_{c2}}{1500} + \delta'_{wl} + \delta_e + \delta_{w0} + \sqrt{\delta_c^2 + \left(\frac{\Delta h_{cl}}{2}\right)^2} \quad (4.14)$$

三、限界计算

将各控制点的 x 坐标及相关参数带入公式(4.11), y 坐标及相关参数带入公式(4.12-4.14), 得出对应控制点的限界为:

表 4.12 簧下各部件限界

限界	24 ⁻	25 ⁻	28 ⁻	29 ⁻	30 ⁻	31 ⁻
x	1079.4	910.6	835.8	746.8	746.8	647.2
y	45.3	45.7	-12.9	-12.9	-50.9	-50.9

4.2.4 限界控制点修正

在计算制动盘最低点的限界时, 采取横向向右与竖向向下最大偏移得出得限界线如图 4.3 所示, 出现了限界不能包容控制点轮廓线的情况(25⁻ 向右), 考虑到构架的向右偏移与向左偏移对称性, 25⁻ 点横向偏移在控制点的基础上取最大向左偏移(数值上与最大向右偏移相等), 即向左的 25⁻ 作为 25 点的限界控制点。

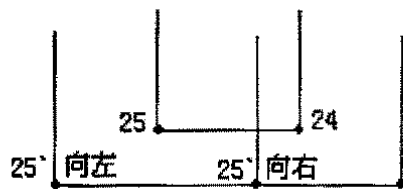


图 4.3 25 点限界修正

按照该方法将控制点 25、26、31、32 的横向偏移取为向左偏移, 其余各点仍按向右偏移计算, 得出表 4.5、4.6、4.7 的转向架各控制点限界坐

标(受流器除外)。其限界点连线如图 4.4:

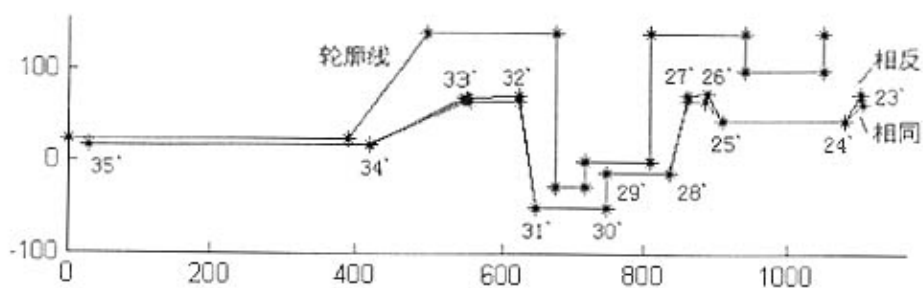


图 4.4 转向架各控制点限界

如图 4.4 所示, 相同条件下的各控制点限界能够包容相反条件下的各控制点限界, 故修正的出的限界控制点如表 4.9、4.12 所示。

第五章 受电器限界计算

5.1 受电弓限界计算

由于受电弓属于车顶上部部件，故其横向偏移量的计算方法按照车体横向偏移量公式 3.1、3.6 计算，其中在计算参数的随机项部分加入受电弓相对车体的横向晃动量 ΔS_{hd} ，在平移与倾角产生的偏移相同或相反时，都作为正值计入。由于受电弓在工作期间的空间位置始终受到接触网的限制，所以其竖向偏移量的计算与车体竖向偏移量的计算方法有明显的不同，取决于架空线的空间位置与两者的磨损，得出竖向向上偏移量：

$$\Delta Y_{gu} = \Delta J_{vd} + \Delta J_{vw} + \Delta S_{vw} \quad (5.1)$$

ΔJ_{vd} 架空线抬升量

ΔJ_{vw} 架空线磨耗量

ΔS_{vw} 受电弓炭精板磨耗量

受电弓在坐标系中的控制点坐标为：

表 5.1 受电弓控制点坐标

控制点	0c	1c	2c	3c	4c	5c
x	0	325	525	600	725	775
y	4800	4793	4766	4766	4700	4570

将受电弓各控制点坐标值代入计算公式得出对应的限界坐标：

平移与倾角产生的偏移方向相同时：

表 5.2 受电弓限界点坐标(相同)

限界	0c	1c	2c	3c	4c	5c
x	139.7	464.6	664.0	739.0	862.7	910.1
y	4843.7	4836.7	4809.7	4809.7	4743.7	4613.7

平移与倾角产生的偏移方向相反时：

表 5.3 受电弓限界点坐标(相反)

限界	0c'	1c'	2c'	3c'	4c'	5c'
x	-32.2	293.0	493.6	568.6	695.0	747.9
y	4843.7	4836.7	4809.7	4809.7	4743.7	4613.7

由于相同与相反限界发生没有出现如同空调部位的限界相交现象,而且相同限界能够完全的包容相反限界,如图 5.1,故受电弓各控制点限界按照表 5.2 选取。如果限界出现相交现象,可参照空调部位的限界修正方法修正。

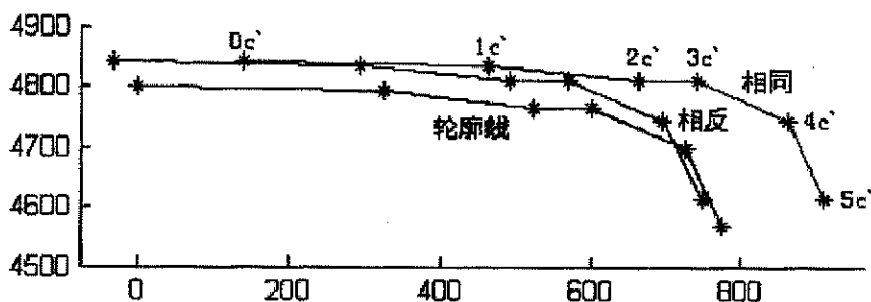


图 5.1 受电弓限界图

5.2 受流器限界计算

由于受流器安装在构架上,所以其横向与竖向偏移量计算是在构架的横竖向偏移的基础上加以本身的安装误差及尺寸公差值。

5.2.1 受流器非工作状态限界计算

当受流器不工作时,其空间位置不受接触轨的影响,参考转向架 24、25、26、27 等控制点的修正方法,为保证受流器限界控制线包容轮廓线,所对应的上部控制点按竖向向上偏移计算,下部的控制点按竖向向下偏移计算。其相应的控制点坐标为:

表 5.4 受流器控制点坐标

控制点	19	20	21	22
X	1264	1540	1540	1100
y	260	260	90	90

横向偏移量

$$\Delta S_{sd} = \Delta X_t + \Delta M_{t15} \quad (\Delta X_t \text{ 是构架横向偏移}) \quad (5.2)$$

垂向向上偏移量

$$\Delta Y_{su} = \Delta Y_{tu} + \Delta H_{vt} + \Delta M_{t16} \quad (\Delta Y_{tu} \text{ 是构架竖向偏移}) \quad (5.3)$$

垂向向下偏移量

$$\Delta Y_{sd} = \Delta Y_{td} + \Delta M_{t16} \quad (Y_{td} \text{ 公式中 } \delta_{w1} \text{ 用 } \delta_{w1}' \text{ 代替}) \quad (5.4)$$

对应的将上部控制点 19、20 坐标代入公式(5.2、5.3)，下部控制点 21、22 带入公式(5.2、5.4)，得出相同、相反的限界控制点坐标(由于转向架的偏移存在相同与相反)：

表 5.5 受流器非工作状态下的限界

限界点		19`	20`	21`	22`
相同	x	1299.4	1575.4	1575.2	1135.2
	y	263.9	262.7	43.2	43.2
相反	x	1297.7	1573.7	1574.5	1134.5
	y	273.6	274.8	58.2	55.5

如图 5.2 所示，相同与相反的限界线出现相交现象(20`点)，对该限界控制点进行修正，如图 5.3。得出 20k` 限界控制点为：(1575.4, 274.8)。修正的受流器非工作状态下的限界控制点见表 5.6：

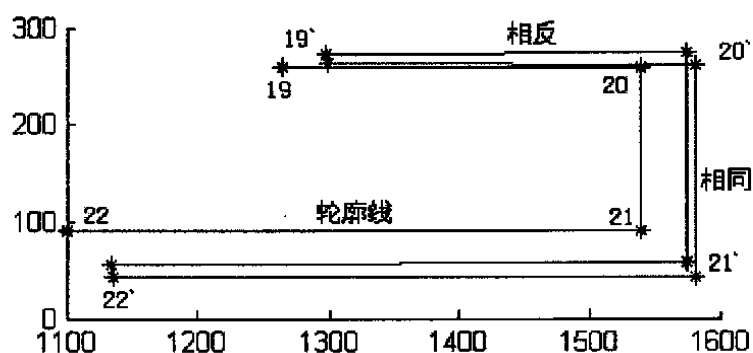


图 5.2 受流器非工作状态下限界图

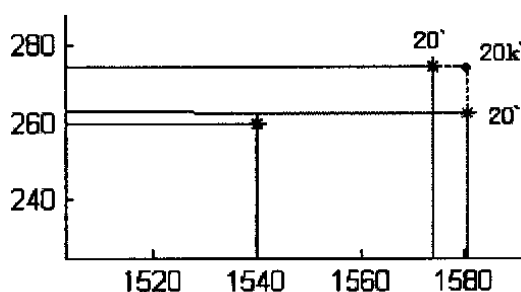


图 5.3 受流器 20 点的限界修正

表 5.6 受流器非工作状态下的限界控制点

限界点	19'	20k'	21'	22'
x	1297.7	1575.4	1575.2	1135.2
y	273.6	274.8	43.2	43.2

5.2.2 受流器工作状态限界计算

在受流器工作时，考虑到受流器与接触轨始终处于接触状态，相应的在坐标系中的位置发生了变化，由于接触轨顶面相对于走行轨顶面高为 200mm，接触轨中心线相对于线路中心线的横向位置为 1510mm，接触轨顶面宽度为 85.5mm，有效宽度 76.2mm(按照符合接触轨 4500A 型计算)。

工作状态下的各个控制点的轮廓坐标受接触轨的影响，相应坐标为：

表 5.7 受流器控制点坐标

控制点	19	20	21	22
X	1264	1540	1540	1100
y	200	200	90	90

由于受流器的接触面控制点 19、20 受到受点轨的空间位置影响(两者始终接触),竖向偏移量取决于两者之间得高度差,参考《地铁限界标准》,在计算其偏移量时,为了避免限界的相交现象,19、20 取向上偏移(正公差),21、22 点取竖向向下偏移(负公差)计算。

垂向向上偏移量

$$\Delta Y_{su} = \Delta C_{vr} \quad (\Delta C_{vr} \text{取正公差}) \quad (5.5)$$

垂向向下偏移量

$$\Delta Y_{su} = \Delta C_{vr} \quad (\Delta C_{vr} \text{取负公差}) \quad (5.6)$$

按照公式(5.2)、(5.5)、(5.6)得出对应的控制点限界坐标为:

表 5.8 受流器工作状态下控制点限界

限界点		19`	20`	21`	22`
相同	x	1299.3	1575.3	1575.2	1135.2
相反	x	1298	1574	1574.5	1134.5
相同、相反	y	206	206	84	84

由于受流器工作状态下“相同”偏移能够包容“相反”偏移,故取“相同”的限界点控制点限界坐标。

第六章 参数概率可靠性修正

6.1 《限界标准》计算方法分析验证

《地铁限界标准》是参照UIC505国际标准和德国Bostrab标准,考虑的要素主要有^[5]:车辆制造误差、车辆维修限度、车辆随机振动、线路几何偏差和维修限度等。车辆限界(偏移量)的计算要素按其概率性质统一分为随机因素和非随机因素两大类。一般来说^[36],制造误差、偏差、随机振动等具有随机量性质,服从正态分布;维修限度等具有非随机量性质。对于非随机因素按线性相加合成,而对随机因素按高斯概率分布采取均方值合成。将以上两者产生的偏移相加形成车辆的动态偏移量。这种限界计算方法与Bostrab标准中采用的处理方法相类似。下面就随机要素采取均方值合成后作为总偏差的处理方法从理论上进行推导和验证。

根据高斯误差传播理论,服从正态分布的随机量累计后仍服从正态分布。定义某随机变量 X 的矩母函数 $M(t)$ 为:

$$M(t) = E(e^{tx}), \quad -\infty < t < +\infty$$

若 X 为连续型随机变量,其概率密度函数设为 $f(x)$,

$$M(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} e^{tx} f(x) dx$$

令 $y \sim N(0,1)$, 即分布函数 $f_y(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-t^2/2}$,

由矩母函数的定义,可得:

$$M_y(t) = E(e^{ty}) = \int_{-\infty}^{+\infty} e^{ty} f_y(t) dy = e^{t^2/2},$$

若 $X \sim N(\mu, \sigma^2)$, 即 $X = \mu + \sigma y$, 则其矩母函数为

$$M_X(t) = E(e^{t(\mu + \sigma^2)}) = e^{t\mu} e^{(\sigma^2)^2/2}。$$

若 $X_1 \sim N(\mu_1, \sigma_1^2)$ 与 $X_2 \sim N(\mu_2, \sigma_2^2)$ 独立, $X = X_1 + X_2$, 得:

$$M_{X_1+X_2}(t) = E(e^{t(X_1+X_2)}) = e^{[t(\mu_1+\mu_2)+\frac{1}{2}t^2(\sigma_1^2+\sigma_2^2)]}$$

即 $X_1 + X_2 \sim N(\mu_1 + \mu_2, \sigma_1^2 + \sigma_2^2)$

推而广之:

$$X_1 + X_2 + \dots + X_n \sim N(\mu_1 + \mu_2 + \dots + \mu_n, \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \dots + \sigma_n^2)$$

$$\text{标准差 } \sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \dots + \sigma_n^2}$$

若取总偏差 $\delta = 3\sigma, \sigma_i = \delta_i/3$ 则

$$\delta = 3\sigma = \sqrt{(3\sigma_1)^2 + (3\sigma_2)^2 + \dots} = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \dots}$$

即随机变量合成后总偏差可按公式 $\delta = \sum (\delta_i^2)^{1/2}$ 计算, 得以验证。

车辆限界考虑了规定车辆和轨道的公差值、磨耗量、弹性变形量以及车辆的振动等在正常运行状态下的各种限定因素。如何对这些因素进行归纳和处理, 是车辆限界计算的关键; 同时对限界计算各要素进行不同处理, 也就形成了不同的车辆限界计算方法。

当假设车辆限界N计算要素可分为 N 个随机要素, N_z 个非随机要素

(认为是确定量)时, 随机要素累计偏差计算式参考式为 $\delta_N = (\sum_{j=1}^n \delta_{N_j}^2)^{1/2}$,

非随机要素累计偏差计算式为 $\delta_{NZ} = (\sum_{i=1}^n \delta_{NZ_i})$,

则总偏差(车辆限界)为: $\delta = (\sum_{j=1}^n \delta_{N_j}^2)^{1/2} + (\sum_{i=1}^n \delta_{NZ_i})$ 。

6.2 正态变量的可靠度计算方法

在数值计算中,服从正态分布的变量采用 3σ 定律能够说明该变量的分布情况,若 $[\mu-3\sigma, \mu+3\sigma]$ 是变量的取值范围,则该变量的可靠度为:

$$P(x_1 < X < x_2) = P(\mu-3\sigma < X < \mu+3\sigma) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{\mu-3\sigma}^{\mu+3\sigma} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} dx = 99.73\%$$

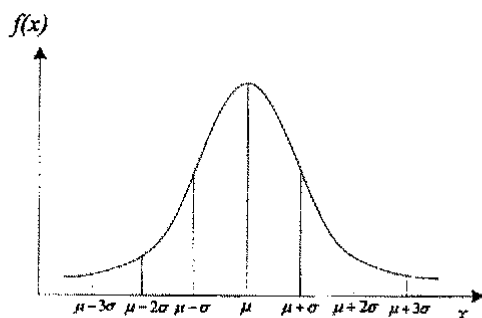


图 6.1 参数正态分布曲线

在进行生产实际的参数运算时,逆向计算可以由可靠度要求来确定参数的选取范围,如表 6.2-1:

表6.1 参数分布区间与相应可靠度

可靠度	99%	99.73%	99.8%	99.998%	99.9998%
区间	$\pm 2.576 \sigma$	$\pm 3 \sigma$	$\pm 3.090 \sigma$	$\pm 4.265 \sigma$	$\pm 4.753 \sigma$

在《地铁限界标准》中,可靠度为99.73%^[36],即按照 3σ 定律分析计算。若某服从正态分布的计算参数的计算取值为 Δ (按照 3σ 取值),则当提高可靠度要求到99.8%时,其参数计算取值为 $\Delta_1 = \Delta * (3.09\sigma / 3\sigma)$ 。这样,在实际计算中,服从正态分布的参数都可以按可靠度的要求适当地修改计算取值 Δ 。在车辆限界计算中,随即分布项的总偏差为各项随即变量的均方根, $\delta = \sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \dots + \Delta_n^2}$,若各个计算参数按可靠度99%选取,则

$$\delta = \sqrt{\frac{3.09}{3} \Delta_1^2 + \frac{3.09}{3} \Delta_2^2 + \cdots + \frac{3.09}{3} \Delta_n^2} = \frac{3.09}{3} \sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \cdots + \Delta_n^2},$$

即随即变量总偏差的可靠度为99%。因此,当按可靠度要求改变随即变量总偏差时,可以相应的改变参数的可靠度计算取值。

生产实际的某设计值 X , 有一系列的实际检测值 $x_1, x_2, x_3 \cdots x_n$ 。根据实践理论, 设检测值服从正态分布, 如果其最大正负偏差在数值上相等, 则检测值的分布区间是 $(X - \delta_{\max} \leq X \leq X + \delta_{\max})$, 这与数学意义上的正态分布区间 $(-\infty, +\infty)$ 有本质的不同。

1、检测值 $x_1, x_2, x_3 \cdots x_n$ 服从 $\bar{x} = X$, σ 未知的正态分布。选取设计值 X 的参数计算值 δ 时, 要根据方差 σ 进行计算:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad \text{或} \quad \sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (\text{无偏估计}).$$

若按 3σ 定律计算, 则 $\delta = 3\sigma = 3 \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$ 。由于检测值的分布区间

$$\text{是 } (X - m\sigma = X - \frac{\delta_{\max}}{\sigma} \sigma \leq X \leq X + \frac{\delta_{\max}}{\sigma} \sigma = X + m\sigma)$$

即 $\int_{X-m\sigma}^{X+m\sigma} f(x) dx = 1$ ($f(x)$ 为检测值的未知概率密度函数, $m > 3$), 此时按照数学公式 3σ 定律所选取的计算参数值的可靠度为 $\left(\frac{\int_{\mu-3\sigma}^{\mu+3\sigma} p(x) dx}{\int_{\mu-m\sigma}^{\mu+m\sigma} p(x) dx} \right) > 99.73\%$ 。同样采取 3σ 进行计算, 可靠度 $R = 99.73\%$ 来源于数学公式, 而 $R > 99.73\%$ 来源于实际生产。

表6.2 3σ 理论得出的 $m-R$ 对应表 (参考)

m	3.5	4	4.3	4.5	5
R	99.776416%	99.736317%	99.73170%	99.73067%	99.73006%

2、若实际满足生产的检测值普遍偏大或普遍偏小, $x_1, x_2, x_3 \cdots x_n$ 的均值 $\bar{x} \neq X$, 则X的最大误差计算参数为 $\delta = |\bar{x} - X| + \delta_{\max}$ 。

综上所述, 当 $m > 4$ 时, 实际数据的 3σ 可靠度与数学公式的 3σ 可靠度误差远远小于1%, 满足精度要求。所以参与偏移限界计算的参数可以按照服从 $(-\infty, +\infty)$ 分布来考虑。

下表为采用将计算要素分为随即、非随机要素的计算方法下不同的可靠度的车辆限界总偏差。

表6.3 A型车辆车肩某点不同可靠度下的相应总偏差^[36]

可靠度%	95	99.73	99.8	99.9	99.99	99.999
总偏差(mm)	116.3	134.5	135.5	138.9	148.9	158.1

6.3 限界计算参数分析

在《地铁限界标准》中, 将参与计算的各个参数按照其分布概率分为随机分布与非随机分布, 乘以相应的系数(偏斜系数、重力倾角附加系数等), 进行线性相加、均方值运算。车辆、轨道两方面的计算要素都是根据设计制造与施工及应用和维护检修限度按照最不利原则确定的。任何参数都考虑到其所处条件下的最恶劣状态, 例如, 车轮最大旋销量 $\delta_{w1} = -40\text{mm}$ 。

该参考值是基于运行维修限定制定的, 但是在车辆运行初期, 车轮旋销量很小, 或者只有轻微的磨损而不必要进行旋销, 从新轮达到最大旋销量的条件, 需要一段磨耗过程, 尤其在直线电机轮轨低磨损的情况下, 这段时间可能很长, 按照最大旋销量计算出的车辆限界是一种安全但偏于保守的车辆限界。

在此, 尝试将限界计算中的各个参数按照类型分类, 提出在不同运营条件下的车辆限界、设备限界。

1、结构参数：车体、转向架、轮轨、受电器参数，这部分参数车辆设计制造运行的基本参数，在限界计算中作为固定常数。

2、磨耗型参数：主要分为结构磨耗、轮轨磨耗、受电器磨耗；

3、制造安装误差：按不同部位分为车体、转向架、轮轨、受电器、线路；

4、弹性变形：主要指轨道弹性变化(车轮为弹性时，也应考虑在内)。

一、磨耗型参数分析

在4.1.2中，对直线电机的轮轨磨耗进行了简要的分析论述，在此，对其可以对运营条件分为不同等级(图中1、2、3、4，类似不同的轨道谱)，对不同等级下从零磨耗达到最大允许磨耗的时间得到不同的允许使用年限。在进行限界计算时，可以得到在不同运行条件、运行时刻(\leq 使用年限)下的该参数计算参考值，如图6.2所示 $\Delta 1$ 、 $\Delta 2$ 。

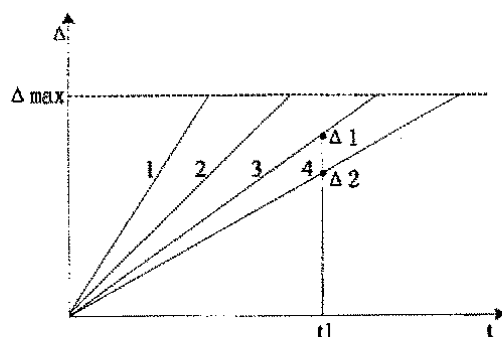


图 6.2 不同条件下的某磨耗参数取值

由于轮轨磨损与使用时间基本上服从线性关系，将磨耗型参数按照使用年限划分为不同等级：设最大使用年限为25年，则对应的不同的运行时期(<1 年、5年、10年 \cdots 25年)，参数值进行相应的线性调整。

二、制造安装误差分析

某制造安装误差参数在其设计值附近服从正态分布(进行实际检测值拟合)，同一个设计参数按照最不利原则可以取同样的最大允许误差时，其

概率分布不同(σ 不同), 可靠度也不同; 反之, 在不同的概率分布下, 取固定的可靠度, 其最大允许误差取值相应的改变, 见图6.3。

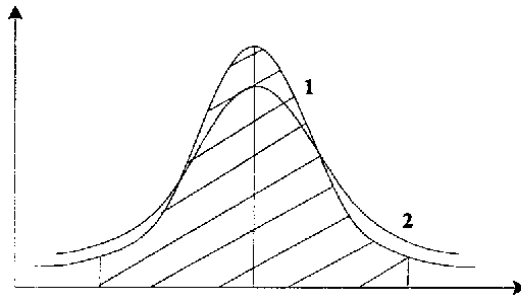


图 6.3 不同精度下的某参数分布概率

在具体条件的限界计算时, 参数的概率分布为已知, 其参与计算的最大允许误差值对应响应的可靠度: $R = \int_{\Delta_{\max}}^{\Delta_{\max}} f(x)$, $\Delta_{\max} = m\sigma$ 。例如, 在《地铁限界标准》中, 转向架中心销安装定位误差值 $\Delta Mrl = \pm 1 \text{ mm}$ (3σ 定律), 可以根据需求参考6.2的正态变量的可靠度计算方法改变该参数的计算参考值。安装误差参数适当的降低可靠度为99.5%、99%、98%...80%进行积分运算。

三、弹性变形参数

为减少转向架以及车体的振动, 轮轨需要设置一定的弹性变化量。该弹性变化量的大小及设置的方式要充分的考虑到车辆运行的安全稳定性。在此, 类似磨损型参数, 将运行条件模拟划分为不同等级, 在不同的运行时段, 参数的计算参考值可进行相应的调整。

例如: 整体道床轨道竖向弹性变形量最不利状况下 $\delta_e = -2 \text{ mm}$ (模拟分为四级: 最好、良好、一般、最差), 车辆在初始运行期间, 线路的运营条件良好, 其计算参考值可以做相应的调整。

6.4 条件限界计算

取运行时间为10年、可靠度为99%(标准为99.73%)、线路的运营条件一般,得出车肩控制点的限界坐标为:

表6.4 最不利条件下车肩部位控制点偏移量(99.73%-25年)

控制点	6`	7`	8`	9`
横向偏移	122.4	121	120.4	119.3
竖向偏移	28.4	25.7	24.9	24.4

表6.5 适当参数可靠度下车肩部位控制点偏移量(99%-10年)

控制点	6`	7`	8`	9`
横向偏移	115.7	114.3	113.7	112.6
竖向偏移	21.9	19.3	18.5	18.0

类似的,可以按需求调整参数计计算方法重新计算车辆限界。

第七章 软件介绍

7.1 软件功能

地铁限界不仅仅制约着地铁车辆的外形尺寸,还关系到隧道、车站等建筑物内部轮廓及各种供电、通信、通风、消防设备的尺寸和布置方式。地铁限界对整体工程造价有重要的影响。充分的发挥计算机辅助设计的优势,克服在设计中的成本高、效率低的缺点,使地铁限界软件实现一套集计算、出图一体化的限界计算系统,具有重要的意义^[42]。

直线电机车辆限界软件是在 Windows 下采用 Visual C++开发的,实现了对广州 4、5 号线地铁车辆的车辆限界、设备限界、建筑限界的计算与校核功能。软件基于面向对象原理,为用户提供简单的控制模式和对话框形式的参数输入模式,用户只要输入正确的车辆外轮廓点坐标、运营模式、计算参数及相应可靠度,就可以得出正确的车辆限界、设备限界、建筑限界以及限界控制点坐标的数据文件及图形。

7.2 软件结构与流程

地铁限界计算软件包括参数输入模块、运算模块、输出模块、系统设置模块 4 部分。

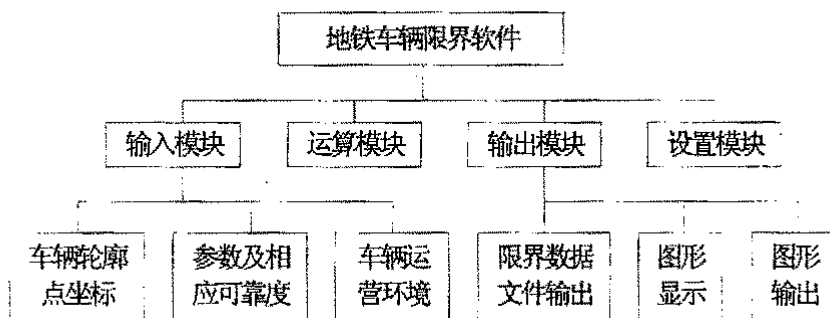


图 7.1 软件结构图

1、输入模块实现车辆轮廓控制点的坐标、各个运算参数可靠度、车辆运营环境的选择。控制点坐标输入模块可以实现控制点 x 、 y 坐标的修正,各部位控制点个数的添加删除,各部位计算断面至相邻轴距离的修正;结构参数、悬挂参数、线路参数、动力学参数的修改存储;车体误差参数、悬挂误差参数、线路误差参数、轮对误差参数、受电器误差参数的修改存储、可靠度选择;车辆运营环境——道床类型、轨道超高类型、运行条件(地面或隧道)、隧道类型。

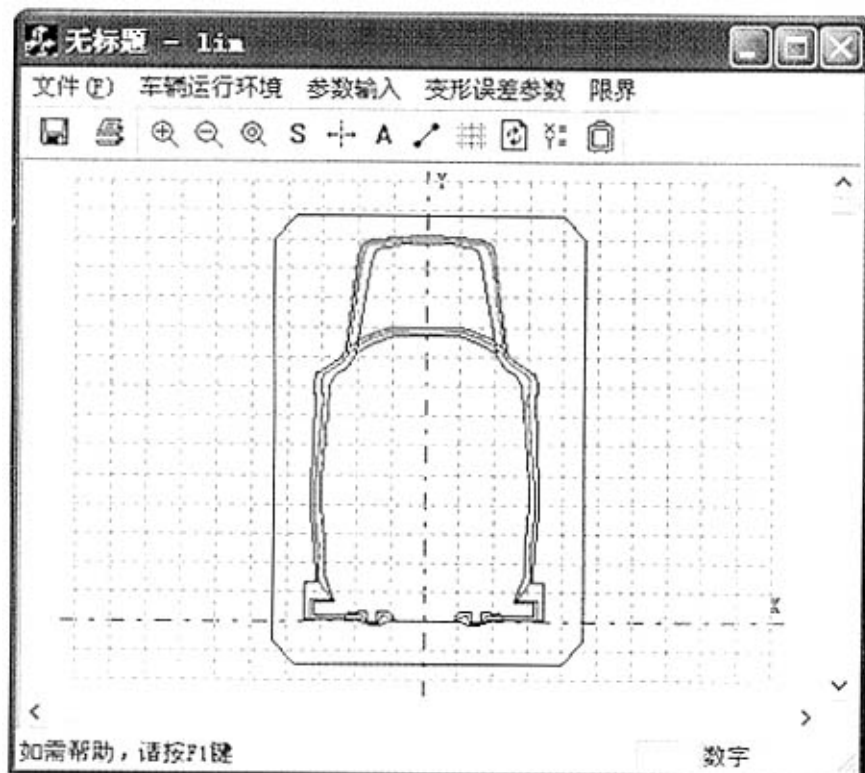


图 7.2 隧道内车辆限界图形

2、运算模块基于《地铁限界标准》计算方法编写,对限界计算中的

部分公式、参量进行修正，并加以模块化，用户可以通过轮廓点坐标直接得出限界控制点坐标数据。

3、输出模块负责输出限界点坐标的文本文件以及各限界图形。

4、系统设置模块可以完成软件本身的各项设置，以满足用户的需求。

7.3 算例

以车体车肩轮廓控制点为例，介绍软件的基本使用方法。在图 7.3 所示的软件界面示意图中上选取“车辆运营环境-车辆运营环境”，并对相关的条件参数进行修改确定，如图 7.4 所示；

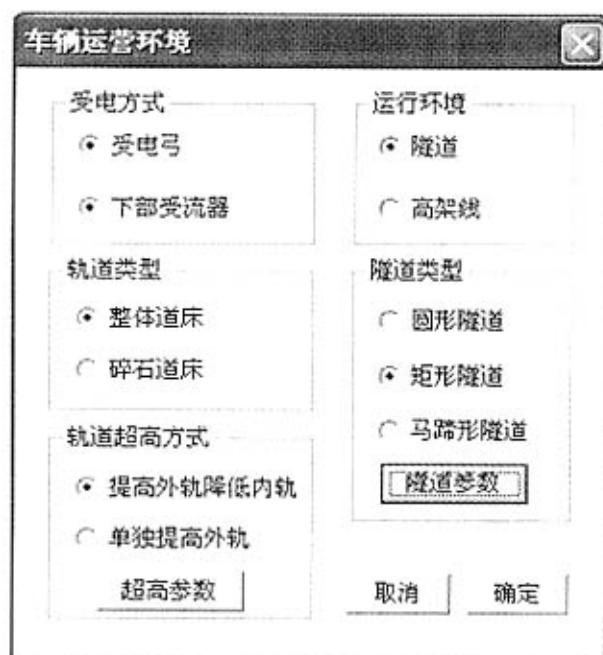


图 7.3 车辆运营环境选择界面

再选择“车辆运营环境-车辆控制点”，选取控制点部位——车肩，并

对其控制点进行确定：选取控制点点号，相应的会显示该控制点的 x 、 y 坐标，若需要修改该控制点坐标值，则输入新的 x 、 y 坐标后点击“修改”键即可；若需要添加新的控制点，则先该点点号，再点击“添加”键，对应的会在选中的点下出现新的点号，选中该点号(如图 7.4 中 ‘+p07’)后，对其控制点坐标进行修正；若要删除不必要的控制点坐标，类似的选中要删除的点，点击“删除”键即可；若要恢复最初的默认设置，点击“默认”即可，最终需确认所做出的修改。

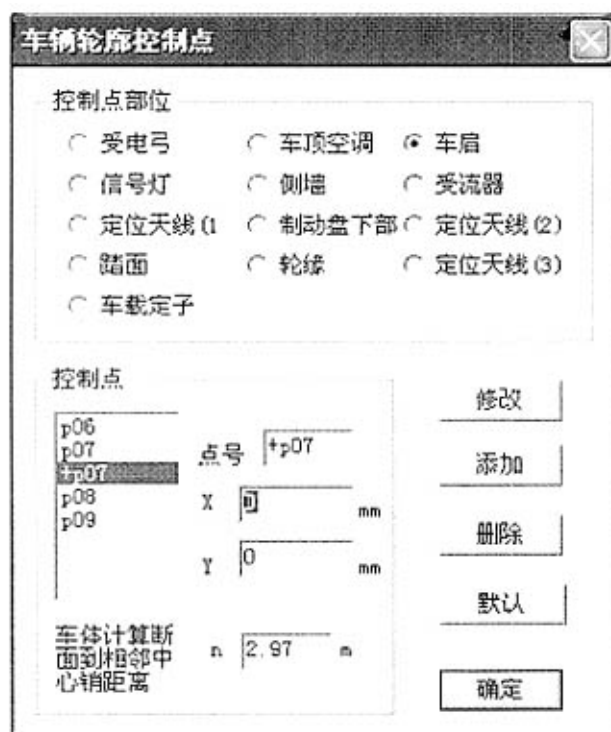
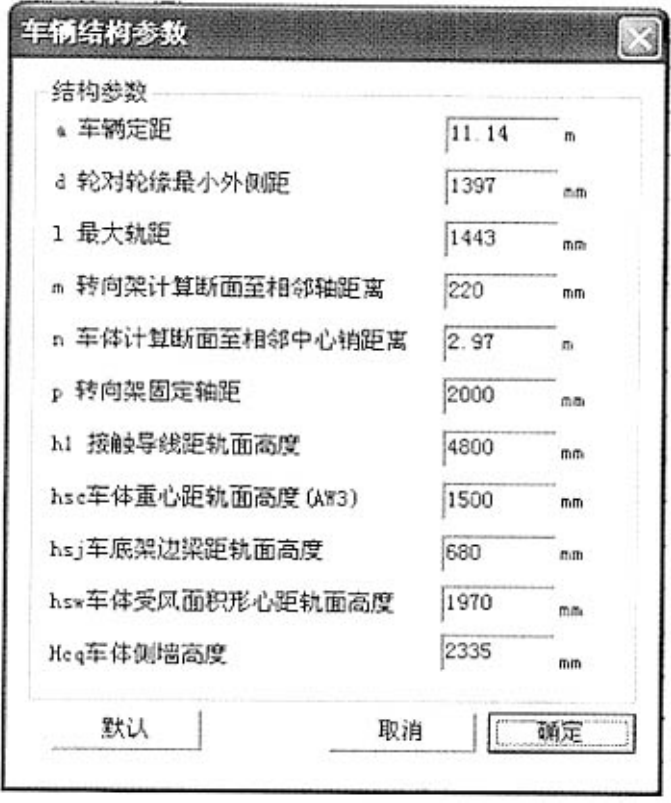


图 7.4 车辆轮廓控制点坐标修正界面

对结构参数、悬挂参数、线路参数、动力学参数的修改存储，如图 7.5。与车体结构参数参考值的确认方式类似，对各类误差参数参考值的修正、其可靠度的选择见图 7.6；



The dialog box titled "车辆结构参数" (Vehicle Structure Parameters) contains a list of parameters for vehicle configuration. Each parameter has a text input field and a unit indicator. At the bottom are three buttons: "默认" (Default), "取消" (Cancel), and "确定" (OK).

参数名称	输入值	单位
a 车辆定距	11.14	m
d 轮对轮缘最小外侧距	1397	mm
l 最大轨距	1443	mm
m 转向架计算断面至相邻轴距离	220	mm
n 车体计算断面至相邻中心销距离	2.97	m
p 转向架固定轴距	2000	mm
h1 接触导线距轨面高度	4800	mm
hsc 车体重心距轨面高度 (AW3)	1500	mm
hsj 车底架边梁距轨面高度	680	mm
hsw 车体受风面积形心距轨面高度	1970	mm
Heq 车体侧墙高度	2335	mm

7.5 车体结构参数确定界面

确认了车辆运营环境、车辆轮廓所有控制点坐标、各类参数值及其可靠度后，点击工具栏中的计算和绘图键，即可直接得到选中条件下的车辆限界，如图 7.2 所示；其车辆限界控制点坐标如表 7.1。

表 7.1 直线电机车肩控制点限界

控制点限界	6'	7'	8'	9'
x	1252.4	1381.0	1420.4	1446.3
y	3228.4	3155.7	3124.9	3066.4

对控制点的限界坐标及限界图形可采用文件输出。

误差参数_车体

制造误差参数

ΔM_{t3} 车体半宽横向制造误差值	5	mm	90%
ΔM_{t4} 车体表面设备安装误差值	2	mm	99.73%
ΔM_{t6} 车辆地板未能补偿的高度误差值	5	mm	98% 95% 90% 85%
ΔM_{t7} 车体下部及吊挂物高度尺寸制造安装误差值	6	mm	
ΔM_{t8} 车体上部安装设备高度尺寸制造安装误差值	12	mm	99.73%
ΔM_{t9} 车体销外上翘/下垂量	3	mm	99.73%
ΔXB_q 车体倾斜量	10	mm	99.73%

默认 取消 确定

图 7.6 车体误差参数及其可靠度确定界面

第八章 总结与展望

一、工作及结论

轻轨车辆限界计算是一项基础性实用性的科学研究，限界计算的最终结果作为参考直接影响到其运营环境设备的布置以及建筑的规模，从而影响到整个运营系统的经济性安全性。本论文以广州 4、5 号线的直线电机车辆为研究对象，从实际的应用的角度出发，主要开展了一下几个方面的研究计算：

1、在已有的轻轨车辆(A、B1、B2)车辆限界计算标准的基础上，计算直线电机车辆的车辆限界，其中包括：车体平移与倾角产生的偏移相同下车体的偏移量以及车体平移与倾角产生的偏移相反下车体的偏移量，由此得出的大偏移量从实际的角度分析是不可能出现的，因此在原有的理论基础进行了修正。

2、直线电机的驱动方式、悬挂布置与传统地铁车辆不同，类似的，车辆的平移与偏移主要由轮轨系统、转向架、车体间的误差以及动态偏移形成的最不利条件下得最大偏移量。在传统的地铁车辆限界计算中，对二系空气弹簧的工作范围没有进行分析讨论，本文中，从实际的经验理论出发，结合空气弹簧的特性，分析讨论其刚度的非线性及较小的可压缩工作区间对车辆限界的影响。对得出的相同与相反情况下的车辆限界的相交现象进行修正，得出能够包容车辆运行时可能出现的所有偏移。

3、在对直线电机转向架部位的限界计算中，从悬挂方式、生产制造误差、动态变形量等方面，基于气隙量的大小(理论测定值为 9mm)，着重考虑车载定子的竖向偏移量并计算出限界。对于转向架的簧上与簧下质量、受电弓与受流器分别采用不同的计算公式，不同的部位采用相应的横向与竖向偏移量计算方法，以得出包容所有可能的限界线。

4、对限界计算中的计算参数的概率分布、计算方法进行分析验证，参

考正态变量的可靠度计算方法,将限界中的参数分为结构参数、磨耗型参数、制造误差参数、弹性变形量参数,结合各类参数的特点,提出基于参数可靠度的限界计算方法。

5、开发了直线电机车辆限界软件,实现了对广州 4、5 号线地铁车辆的车辆限界、设备限界、建筑限界的计算功能。软件为用户提供简单的控制模式和对话框形式的参数输入模式,用户只要输入正确的车辆外轮廓点坐标、运营模式、计算参数及相应可靠度,就可以得出正确的车辆限界、设备限界、建筑限界以及限界控制点坐标的数据文件及图形。

二、展望

本文在广州直线电机车辆的基础上,从实际出发,基于《地铁限界标准》,对车辆限界计算方法进行了修正并做出计算。随着现代交通对大客流量、安全舒适要求的提高,车辆的结构日趋完善优化,所以车辆限界的计算方法,因根据车辆不同的结构做出相应的调整,本文由车辆的结构入手对限界计算方法进行了修正,重点考虑了二系悬挂空气弹簧的工作特性、以及轮轨磨耗对气隙的影响。由于车辆结构的复杂性,应对悬挂结构做详尽的分析。

对计算所采用的计算参数参考值、可靠度做出修正,对参与计算的各个计算参数的随机分布性质及其概率参考值,应根据实际条件的不同从所处的运营环境取得的数据分析得出,而不是完全按照一个固定的标准进行计算。

由于自动控制系统在车辆中的重要作用,车辆限界的计算在完全考虑了结构、动力学因素以外应该引入对控制系统的研究。

鉴于此,谨希望本论文能对以后的相关研究奠定基础并起到指导作用,同时,望在以后的研究中能完善上述研究。

附表

广州地铁4号线车辆限界计算参数表

序号	符号	计算要素	计算参数	概率性质
1	a	车辆定距	11.140m	NZ
2	a_0	横向振动加速度	0.5m/s^2	NZ
3	a_q	未平衡离心加速度: $a_q = [(v/3.6)^2/R] - g(h_{ac}/1500)$	当 $R=150\text{m}$, $v=48\text{km/h}$: $a_q=0.400\text{m/s}^2$; 当 $R=150\text{m}$, $v=45\text{km/h}$: $a_q=0.257\text{m/s}^2$; 当设置的超高不能满足行车速度要求时, 允许有不超过 0.4m/s^2 的未被平衡的横向加速度。	
4	A_r	车体受风面积	44m^2	Z
5	b_1	矩形隧道右侧设备或支架最大宽度值	450mm	
6	b_2	矩形隧道左侧设备或支架最大宽度值	350mm	
7	b_p	转向架一系弹簧横向间距	1150mm	
8	b_s	转向架二系弹簧横向间距	1150mm	
9	c	设备安装误差值和安全间隙	50mm	
10	c_p	每一轴箱一系弹簧垂向刚度值	1250N/m	
11	c_s	转向架一侧二系弹簧垂向刚度值	300N/m	
12	d	轮对轮缘最小外侧距(含轮缘最大磨耗量时)	$1353-2+2 \times 23=1397\text{mm}$	NZ
13	f_1	转向架一系弹簧空重车挠度变化量	-10mm	NZ
14	f_{01}	转向架一系弹簧竖向永久变形量	-5mm	NZ
15	f'_{01}	车轮竖向弹性变形量:		NZ

		刚性车轮	0	
16	f_z	转向架二系弹簧空重车挠度变化或高度阀不感度	$\pm 3\text{mm}$	NZ
17	f_{02}	转向架二系弹簧竖向安装公差值: 有高度调整	0	NZ
18	g	重力加速度	9.81m/s^2	
19	h_{ac}	轨道超高值	最大 120mm	NZ
20	h'_{ac}	轨道超高设置方法系数	超高由提高外轨和降低内轨各半实现时 $h'_{ac} = 0$; 当超高由单独提高外轨实现时 $h'_{ac} = h_{ac} / 2$	NZ
21	h_{cp}	转向架一系弹簧上支承面距轨面高度	428mm	
22	h_{cs}	转向架二系弹簧上支承面距轨面高度	653mm	
23	h_{dc}	欠超高值(mm)	最大 60mm	
24	h_{sc}	车体重心距轨面高度(AW3)	1500mm	NZ
25	h_{sj}	车底架边梁距轨面高度	680mm	
26	h_{sw}	车体受风面积形心距轨面高度	1970mm	
27	H_{cq}	车体侧墙高度	2335mm	
28	$K_{\phi n}$	抗侧滚扭杆的抗侧滚刚度(每根)	1.3Nm/rad	
29	l	最大轨距(含钢轨内侧面磨损, $R > 200\text{m}$)	$1435 + 8 = 1443\text{mm}$	NZ
30	m	转向架计算断面至相邻轴距	按计算点实际位置决定	
31	m_0	含载客车体重量(超载 AW3) (车辆段取空车 AW0)	37000kg	
32	m_z	载荷不对称的计算载客重量	9800kg	NZ
33	n	车体计算断面至相邻中心销距离	$n = 2970$ (超过 2970mm 的部分, 车头削形符合 $R = 60\text{m}$ 曲线限界)	NZ
34	n_p	车辆一侧一系弹簧并列数	8	
35	n_s	车辆一侧二系弹簧并列数	2	

附表

36	p	转向架固定轴距	2000mm	
37	p _r	风压	500N/m ²	
38	R	正线水平曲线最小半径	150m	
39	R _v	正线竖曲线最小半径	2000m	
40	v	列车运行速度	最高 100km/h	
41	α	轨道超高角 $\alpha = \sin^{-1}(h_{ac}/1500)$	当 $h_{ac} = 120\text{mm}$ 时: $\alpha = 4.589^\circ$	
42	δ_c	线路中心线竖向位差量: 整体道床 碎石道床	$\pm 5\text{mm}$ $\pm 10\text{mm}$	Z Z
43	δ_p	轨道竖向弹性变形量: 整体道床 碎石道床	-2mm -5mm	NZ NZ
44	δ_{w0}	轨道垂直磨耗量	-5mm	NZ
45	δ_{w1}	车轮最大旋削量	-40mm	NZ
46	δ'_{w1}	两次旋轮间踏面磨耗量(不可补偿的踏面磨耗量)	-10mm	NZ
47	Δ_c	线路中心线横向位差值: 整体道床 碎石道床(无轨撑)	$\pm 5\text{mm}$ $\pm 25\text{mm}$	Z Z
48	Δ'_c	站台区域中心线横向位差值: 整体道床	$\pm 0\text{mm}$	Z
49	ΔC_{vt}	接触轨距相邻走行轨轨面高度公差值	$\pm 6\text{mm}$	Z
50	Δ_d	轮对横向制造误差值 ($1353 \pm 3\text{mm}$, 含维修限值)	$\pm 3\text{mm}$	Z
51	Δ_e	轨道横向变形量: 直线 曲线外侧 曲线内侧	$\pm 1\text{mm}$ $+2.4\text{mm}$ -2.4mm	NZ NZ NZ
52	Δf_p	转向架一系弹簧竖向动挠度 整体道床 碎石道床	$\pm 5\text{mm}$ $\pm 9\text{mm}$	Z
53	Δf_s	转向架二系弹簧竖向动挠度	$\pm 30\text{mm}$	Z
54	Δh_{rt}	两条钢轨的相对高度误差值: 整体道床 碎石道床	$\pm 4\text{mm}$ $\pm 10\text{mm}$	Z Z

55	Δh_{c2}	两条钢轨的相对高度弹性变化量: 整体道床 碎石道床	1mm 2mm	NZ NZ
56	ΔJ_{vd}	架空线抬升量 柔性接触网 刚性接触网	25mm 10mm	
57	ΔJ_{vw}	架空线磨损量 柔性接触网 刚性接触网	3.7mm 6mm	
58	ΔH_{vt}	受流器非工作状态下竖向向上位移	按受流器构造决定	
59	ΔM_{t1}	转向架中心销安装定位误差值	$\pm 1\text{mm}$	Z
60	ΔM_{t2}	转向架一系弹簧横向定位误差值	$\pm 1\text{mm}$	Z
61	ΔM_{t3}	车体半宽横向制造误差值	+5mm/-1 mm	Z
62	ΔM_{t4}	车体表面设备安装误差值	$\pm 2\text{mm}$	Z
63	ΔM_{t5}	受电弓横向安装误差	$\pm 1\text{mm}$	Z
64	ΔM_{t6}	车辆地板面未能补偿的高度误差值	$\pm 5\text{mm}$	Z
65	ΔM_{t7}	车体下部及吊挂物高度尺寸制造安装误差值	-6mm	Z
66	ΔM_{t8}	车体上部或上部安装设备的高度尺寸制造安装误差值	$\pm 12\text{mm}$	Z
67	ΔM_{t9}	车体销外上翘/下垂量	$\pm 3\text{mm}$	NZ
68	ΔM_{t10}	转向架构架横向制造误差值	$\pm 2\text{mm}$	Z
69	ΔM_{t11}	转向架构架向上竖向制造误差值	+2mm	Z
70	ΔM_{t12}	转向架构架向下竖向制造误差值	-2mm	Z
71	ΔM_{t13}	转向架簧下部分横向制造误差值	$\pm 2\text{mm}$	Z
72	ΔM_{t14}	转向架簧下部分竖向制造误差值	$\pm 2\text{mm}$	Z
73	ΔM_{t15}	受流器横向安装误差值及受流器横向尺寸公差值	$\pm 2\text{mm}$	Z

附表

74	ΔM_{ris}	受流器竖向安装误差值及受流器竖向尺寸公差值	$\pm 2\text{mm}$	Z
75	Δq_1	转向架轴箱轴承游隙	$\pm 0.5\text{mm}$	NZ
76	Δq_2	车轮横向变形量: 刚性车轮	0	NZ
77	Δq_3	转向架一系弹簧横向弹性变形量(静态+动态), 或轴箱与导柱最大间隙	$\pm 3\text{mm}$ (直线) $\pm 5\text{mm}$ (曲线)	NZ
78	ΔS_o	曲线规矩加宽外轨分量及外轨磨耗量: $R \geq 800\text{m}$ $800\text{m} > R > 110\text{m}$	3mm $3 + 300/R(\text{mm})$	NZ
79	ΔS_{int}	受电弓相对车体横向晃动	$\pm 20\text{mm}$	Z
80	ΔS_i	曲线规矩加宽内轨分量及内轨磨耗量: $R \geq 800\text{m}$ $800\text{m} > R > 110\text{m}$	0 $300/R(\text{mm})$	NZ
81	ΔS_{vw}	受电弓炭精磨耗量	15mm	
82	ΔW_1	转向架中心销径向间隙及磨耗量	$\pm 0\text{mm}$	NZ
83	ΔW_2	转向架二系弹簧横向弹性变形量(静态)	$\pm 15\text{mm}$ (直线) $\pm 20\text{mm}$ (曲线)	NZ Z
84	ΔW_3	转向架二系弹簧横向弹性变形量(动态)	$\pm 10\text{mm}$	Z
85	$\Delta q_1 + \Delta v$	车辆一系弹簧及二系弹簧横向弹性位移在曲线及直线上的差值	7mm(车体) 2mm(转向架)	NZ
86	Δx_{in}	车体倾斜量	10mm	Z

参考文献

- [1] 刘友梅,杨颖. 城轨交通的一种新模式—直线电机驱动地铁车辆. 电力机车与城轨车辆,2003 年 7 月:4-7.
- [2] 陆海英. B 型车城市轨道交通车辆转向架设计研究. 铁道车辆,2003 年 6 月:17-21.
- [3] 冯伯欣. 国产地铁车辆的发展及展望. 铁道车辆, 2000 年 1 月,38 卷(1):1-4.
- [4] 马沂文,刘文明. 北京地铁国产电动车辆的技术改造与发展. 电力机车技术, 2002 年 1 月:27-31.
- [5] 刘增民. 地铁车辆的选型. 铁道车辆, 2003 年 3 月,41 卷(3):14-17.
- [6] 王娟,谢谦,黄宪. 地铁车辆国产化探讨. 铁道车辆, 2003 年 8 月,41 卷(8):24-28.
- [7] 王立虎. 上海地铁的车辆. 城市轨道交通研究, 1998(4):65-68.
- [8] 陈喜红. 国内外地铁车辆技术的发展趋势. 电力机车技术, 2002 年 11 月 25 卷(6):28-31.
- [9] 张丽平,李芾,黄运华. 国外城市轻轨发展及应用概况. 国外铁道车辆, 2001 年 5 月,38 卷(3):1-6.
- [10] 吴礼本. 国外城市轻轨交通及其车辆的发展概况. 国外铁道车辆, 2003 年 7 月,40 卷(4):1-4.
- [11] 张新宁,查广军,周翊民. 城市轨道交通. 开发先进国产地铁列车推动城市轨道交通发展, 2001(5):38-40.
- [12] 马沂文. 有关城市轨道交通的名词. 科技术语研究, 2003(4):40-42.
- [13] 俞展猷. 直线电机在城市轨道交通系统中的应用. 城市轨道与交通 2003(4):46-48.
- [14] 时瑾,魏庆朝,万传风. 直线电机地铁线路设计关键技术 中国铁道科学 2004.4(2).
- [15] 张振生. 直线电机城市轨道交通车辆综述. 交流技术与电力牵引, 2003(4):1-7.
- [16] 杨利军. 直线电机径向转向架车辆结构及性能分析. 上海铁道大学学报, 2002

年 2 月, 21(2):81-85.

- [17] 胡用生, 万庸宝, 杨利军. 直线电机径向转向架在城市轨道交通中的应用. 城市轨道交通研究, 1998(3):52-55.
- [18] 郭秀欣, 马同禄. 直线电机及其应用简介. 机械工程师, 2003(9):95-96.
- [19] 张广溢. 直线电机静态横向边端效应研究. 微特电机, 2000(1):13-15.
- [20] 张广溢. 直线电机静态纵向边端效应研究. 电工技术学报, 1999(10):18-21.
- [21] 杨大伟. 直线电机应用概况及发展动态. 电子机械工程(5):1-3.
- [22] 王娟, 谢谦. 我国城市轨道交通车辆国家及行业标准的修订. 交通标准化 总 114/115 期:31-33.
- [23] CJJ 96-2003 地铁限界标准. 同济大学铁道与城市轨道交通研究院
- [24] 罗湘萍. 全动态包络线地铁车辆限界研究. 铁道车辆, 1997 年 9 月, 35 卷 (9):38-42.
- [25] 倪昌. 曲线地段设备限界的计算原理. 都市快轨交通, 2004(4):24-26.
- [26] 吴俊泉. 广州地铁 1 号线车辆和隧道设备限界的确定. 城市轨道交通研究 2000(3):p41-44.
- [27] 孔军. 空气弹簧在我国轨道车辆中的应用与发展. 铁道车辆, 2002 年 3 月 40 卷(3):5-8.
- [28] 姚小强, 李晓春. 轻轨电车用空气弹簧的研制. 铁道车辆, 2000 年 12 月 38 卷增刊:125-127.
- [29] 张广世. 上海地铁转向架空气弹簧试验研究. 铁道车辆, 2000 年 12 月 38 卷增刊:81-83.
- [30] MK II SkyTrain Cars. MILLENNIUM 0001 January 30, 2001.
- [31] 严隽毫. 车辆工程. 中国铁道出版社. 1992
- [32] 刘增华, 李芾, 黄运华. 空气弹簧及其在轨道车辆上的应用. 电力机车与城轨车辆, 2003 年 11 月, 26(6):24-27.
- [33] 倪昌. 我国与德国限界标准的异同和特点. 都市快轨交通, 2005(4):15-20.
- [34] 徐惠林. 国产地铁车辆制动技术原理及其发展. 铁道车辆, 2002 年 10 月 40 卷(10):1-4.
- [35] 郑伟生. 轻轨、地铁车轮选型的研究. 国外铁道车辆, 2000 年 3 月, 37 卷

(2):17-22.

- [36] 朱剑月, 王建, 罗湘萍, 沈培德. A型车车辆限界和设备限界的确定. 城市轨道交通研究, 2004, (2):42-45.
- [37] 罗湘萍, 沈培德. 城市轨道交通车辆限界计算方法研究. 城市轨道交通研究 2002, (2):40-46.
- [38] 程祖国, 陈薇萍, 朱剑月. 地铁车辆限界与设备限界间安全裕量的可靠性分析. 城市轨道交通研究, 2004(1):26-28.
- [39] 金新民. 直线感应电机在地铁车辆上的应用, 机车电传动, 1998(2).
- [40] 刘杰, 程新威, 胡用生, 杨利军. 城市轨道交通中的直线电机车辆. 城市轨道交通研究, 1999(4):48-49.
- [41] 陆海英. 现代轨道交通车辆的空气弹簧悬挂技术. 机车电传动, 2003(4):36-37.
- [42] 孔令洋, 梁青槐. 地铁限界 CAD 系统设计及开发研究. 都市快轨交通 2004(6):24-27.
- [43] 李秀敏, 凌宇欣. visual C++ 6.0 范例入门与提高. 清华大学出版社. 2003.
- [44] 张红军, 耿随心, 陈春林. visual C++编成详解. 科学出版社. 2002.
- [45] 武红兵. visual C++编程深入指导. 中国水利水电出版社.

致 谢

本论文是在我的导师任尊松教授的悉心指导下完成的,从论文的选题、理论的推导与算法的验证、程序的编写、论文的编排到最后的出稿的整个过程,我的导师都倾注了大量的心血。两年多来,导师以精深广博的学识、严谨的治学态度、宽阔的胸襟和高尚的师德,使我铭记在心并终生受益。同时,导师在日常生活中给与我的极大的关心与帮助,在此,向我的导师致以诚挚的谢意与祝福。

感谢车辆实验室的全体老师提供给我的良好的学习与科研条件,使我的论文得以顺利地完成。在此对全体老师表示深深的谢意。

最后,衷心地感谢一直支持、关心、帮助我的同学朋友。