

西南交通大学

硕士学位论文

新型架桥机设计开发

姓名：曾小星

申请学位级别：硕士

专业：车辆工程

指导教师：杨美传

20090601

摘 要

随着我国既有铁路的全面提速和新建铁路高速重载的要求,既有小吨位桥梁铺架设备已不能满足铁路架设的施工要求。为适应客货共线(时速 200 公里)铁路简支 T 型桥梁的架设需要,设计开发新型的铁路架桥机十分迫切。本文正是基于铁路跨越式发展对铺架设备的要求,展开对新型架桥机的研究,具有现实意义和工程实用价值。

结合国内外架桥机的现状和发展趋势,在国内现有架桥机的基础上,新型架桥机继承 DJK140 和 DJK160 型架桥机车辆设计思路和基本方案,并根据高速重载铁路桥梁铺架的工作要求,在既有架桥机方案的基础上进行改进和优化。主要改进有加大车辆尺寸;采用带交叉支撑装置和常接触旁承的新型提速转向架,提高车辆的运行品质;对心盘、从板座的结构进行优化设计,提高维护性;车体架采用全钢焊接框架结构以及对其他主要部件进行设计加强以满足车体强度和刚度要求;改进动力传动系统以增大车辆驱动力使新型架桥机适应长大坡道施工条件;主机及机动车辆车体不设中梁,采用中空、盖板式台面以便于发电机组和空压机等安装维护。新型架桥机能适用于重量 $\leq 170\text{T}$ 、长度 $\leq 32\text{m}$ 重载桥梁及以下 2201 梁、2101 梁、9753 梁、普通桥梁和轨排的铺架,同时在运输条件、安全系数、传动方式、操作性能等方面都得到了较大的改进和完善。

对新型架桥机主机车辆及机动车辆以 80km/h 联挂速度运行时的制动距离进行计算,制动距离分别为 328.3m 和 260m,符合我国铁路技术管理规定紧急制动时距离为 800m 的要求。

采用 ANSYS 有限元分析软件对新型铁路架桥机车体、中摇枕和构架的静强度进行计算分析,结果表明车体底架结构支腿部分、底架结构局部位不能满足强度要求,因此对原设计方案进行了改进和优化,使其满足强度要求。样机试制后进行了车体静强度试验,结果符合《铁道车体强度设计及试验鉴定规范》和 TB/T 2939-1999《单臂式铁路架桥机技术条件》的要求。

对新型铁路架桥机动力学性能进行计算,结果表明稳定性、平稳性均满足要求。样机试制后进行了动力学性能试验,满足 GB/T17426-1998《铁道特种车辆和轨行机械动力学性能评定及试验方法》的要求。

关键词:架桥机;设计;分析;计算

Abstract

Following with the requirement of the overall speed-raising for Chinese existing railways and heavy-load capacity and high speed for the new-built railways, the existing bridge erecting machines with low tonnage can not satisfy the erection of railway track. In order to accommodate the erection of railway simply-supported T beam bridge which is applicable to both wagons and passenger cars at 200km/h, it is pressing to design and develop a new type of railway bridge erecting machine. This paper research the new bridge erecting machine based on the requirement of the erecting machine by the development of the China railway and this research have practical significance and engineering value.

Combination with the development trend of existing bridge erecting machine in abroad and home, and based on the existing machine in China, the new bridge erecting machine inherit the design and project of DJK140 and DJK160 bridge erecting machine, the original proposal were overall strengthen and local improved and optimized in order to satisfying the work condition. The major improvement and optimization include: expand the whole size of the vehicle; the new speed increased bogie with cross sustaining device and constant contact side bearing was used to improve the running quality of the vehicle; the structure of the center plate and coupler seat was optimized in order to improve the maintainability; the all-steel welded frame structure was used in the vehicle body and the other parts was strengthen in order to satisfy the requirement of the strength and stiffness; the driving force was strengthen by develop the power transmission system in order to suit the work condition in long descending gradient; the center sill was not used in host and auxiliary machine and the table board was equipped in order to make the installation and maintenance of generator set and air compressor convenient. The new bridge erecting machine applies to laying and erecting heavy-load bridges with weight $\leq 170T$ and length $\leq 32m$, 2201, 2101 and 9753 girders, general bridges and track panes. Great improvement has been made in the aspects such as transportation condition, safety factor, transmission mode and operation performance, with the main technical properties and parameters upgraded.

The brake distance of host machine and auxiliary machine which run in 80km/h was calculated, and the brake distance are 328.3m and 260m, requires the technology policy which prescribe the brake distance must be less than 800m.

The static strength of carbody, bolster and frame of new bridge erecting machine was calculated by the software ANSYS, the results show that the outrigger part and local structure of vehicle chassis can't satisfies the require of the standard. So some structure of the origin design was proved. Static strength is made on the body after trial production of prototype machine and the results all satisfies the requirement of the standards.

The dynamic performance of the new bridge erecting machine was calculated and the result shows that the stability and sperling satisfies the requirement of the standards. Dynamic performance is made after trial production of prototype machine and the results all satisfies the requirement of the standards.

Key words: Bridge erecting machine; Design; Analysis; Calculation

西南交通大学

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权西南交通大学可以将本论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复印手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

1. 保密 ☐，在 年解密后适用本授权书；
2. 不保密 ☒，使用本授权书。

(请在以上方框内打“√”)

学位论文作者签名: 常小虎

日期: 2009.6.25

指导老师签名: 杨建中

日期: 2009.6.25

西南交通大学学位论文创新性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是在导师指导下独立进行研究工作所得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的研究成果。对本文的研究做出贡献的个人和集体，均已在文中作了明确的说明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

本学位论文的主要创新点如下：

- (1) 随着铁路高速重载的发展，为满足大吨位桥梁铺架的要求，本文在国内外现有架桥机的基础上，根据现场工作条件，研究开发一种新型架桥机，并在运输条件、安全系数等方面得到了较大改进和完善。
- (2) 通过有限元分析和动力学性能计算优化和改进新型架桥机的结构，样机试制后通过了静强度试验和动力学性能试验，验证了新型架桥机设计方案的可行性。

学位论文作者签名：(李) 小 飞

日期：2009. 6. 25

第 1 章 绪 论

1.1 问题的提出

铁路架桥机是一种在铁路轨道上行驶、用于整跨架设小跨梁的桥梁施工机械设备，是高效铺设铁路线的建设过程中大量桥梁施工不可缺少的架桥主要机械设备。根据铁路中长期发展规划，我国铁路客运专线的大规模建设已经开始，架桥机已成为至关重要的施工装备。因其架桥工效高，在中国铁路桥梁标准设计中，多考虑以它架设为设计原则。

为适应时速 200 公里客货共线铁路简支 T 型桥梁的架设需要，根据中国铁路工程总公司科技研究开发计划，受中铁二局、中铁七局等工程局的委托，由南车襄樊机车股份公司、南方汇通股份公司、中铁武汉工程机械研究设计院和中铁宝鸡工程机械厂等四家单位联合协作，共同开发研制新型铁路架桥机。其中，南方汇通股份有限公司与中国南车集团襄樊机车厂联合承担架桥机车辆的设计和制造，中铁武汉工程机械研究设计院承担架桥机组的总体设计，中铁宝鸡工程机械厂承担铺架施工装备制造及架桥机的总组装。在该项目中，本人负责架桥机主机车辆和辅机车辆钢结构的主设计工作。

1.2 国内外发展现状

国外大吨位铁路箱梁架桥机多见于意大利Nicola公司，主要有步履式架桥机，架造一体机和双导梁式架桥机^[1]。

步履式架桥机是意大利Nicola公司20 世纪80 年代的产品，该机型在韩国高速铁路建设中得到了应用，如图1-1所示。步履式架桥机也是在秦客运专沈线建设初期探讨最多的一种机型，我国自行研制成功并应用于秦沈客运专线的架桥机多属于这种结构形式。步履式架桥机主结构部分由主梁、可以前后移动的前腿、可以向上翻折的中腿和可以向两侧打开的后腿组成。两跨简支，两天车吊梁前行就位架设桥梁。

架造一体机是在下导梁式架桥机和节段拼装式造桥机的基础上发展出的一种新机型，该机集架设整孔箱梁和造桥施工于一身。架造一体机主要由主机(由主梁、前支腿、后支腿和吊重系统组成)、下导梁、模板托架和模板等部分构成，如图1-2所示。架桥施工时无需配置模板托架和模板，与下导梁式架桥机作业相同；造桥施工时需在下导梁上安装模板托架，并配置模板，

可以进行节段拼装和整孔现浇施工。

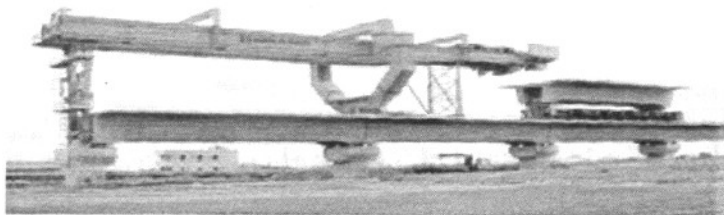


图 1-1 步履式架桥机



图 1-2 架造一体机



图 1-3 双导梁式架桥机

双导梁式架桥机如图1-3所示,是结合了一跨式架桥机和下导梁式架桥机的优点而形成的一种较优方案的架桥机,是意大利Nicola 公司的最新产品,我国大陆也已引进一台,将用于900t 级高速铁路箱梁的架设。双导梁式架桥机主要由主机(由主梁、前导梁、前支腿、后支腿、辅助支腿、吊梁行车和辅助行车等主要部分构成)和下导梁(由下导梁和前后支腿构成)两大部分组成。双导梁式架桥机最突出的特点是主机单跨简支架梁、下导梁支跨一跨跨径,整机受力明确、合理,自重轻,临时施工荷载小。主机呈简支状态过孔,作业稳定性好;下导梁高位设置,解决了最后一孔桥梁的架设。

中国常备的架桥机有三种,分别双悬臂式架桥机、单梁式架桥机和双梁

式架桥机，为多用来分片架设钢筋或预应力混凝土梁。

双悬臂式架桥机：该型架桥机前苏联使用较早。1948 年引进时，其前后臂都用钢板梁，吊重有 45 吨和 80 吨两种。50 年代，将双臂改为构架，吊重增加到 130 吨。这类架桥机不能自行，需用机车顶推。其前臂用来吊梁，后臂吊平衡重，前后臂都不能在水平面内摆动。架桥时，常须用特制 80 吨小平车将梁片运到架桥机前臂的吊钩之下（称为“喂梁”）才能起吊；为使调车作业方便，需在桥头铺设岔线。架桥机将梁吊起后，轴重增大，而桥头的新建路堤比较松软，因此，对架桥机吊梁行车地段必须采取加固措施，如用重车压道，加插轨枕等。分片架梁时，先将梁片落在桥轴线上，再向两侧横移就位；也可采取拨道架梁的方法（即预先将架桥机下轨道拨向一侧，让吊臂偏离桥轴线，使梁片恰好落到设计位置）。拨道架梁可节省架桥时间，但应对已架梁跨的偏心受力及其道碴槽板的强度，以及落梁时平衡重是否能同时落在载运平衡重的车辆上等，做详细检算。

单梁式架桥机：吊重 130 吨的胜利型架桥机即属此类^[2]。其吊臂为一箱形梁，向前悬伸，在其前端有一能折叠的立柱（由左右两脚杆组成）。该机可在空载状态下自行驶入桥位，再将前立柱伸直，支在前方桥墩上。当所架梁片（或整梁）沿吊臂移动时，吊臂接近简支梁状态。架桥时，须先将梁片利用特制龙门吊机从铁路平板车上转移到特制运梁车上，再将此运梁车和架桥机后端对位，用行驶在架桥机吊臂上的两台吊梁小车将梁片吊起，沿吊臂前行，到达桥位落梁。为适应曲线架桥，该机的吊臂能在水平面内作少量摆动。梁片就位方法与双悬臂式架桥机所用方法相同（移梁或拨道）。该机的优点是：取消平衡重，不再需要机车顶推，喂梁不需桥头岔线，机械化程度提高，安全性能有所改善。

双梁式架桥机：红旗型架桥机^[3]和燎原型架桥机^[4]属此类，吊重也是 130 吨。其吊臂是由左右两条箱梁组成，两梁贯通机身并向前后端伸出。在两端都有各由两腿杆组成的折叠立柱。红旗型两梁的中距为 3.4 米，燎原型的则为 4.8 米。横跨两条箱梁有两台桁车，能沿吊臂纵向行驶。吊梁小车置于桁车上，能沿桁车横向行驶。待架的梁片（或整梁）可用铁路平板车直接送到架桥机的后臂之下，用吊梁小车起吊后，凭桁车前移，再以吊梁小车横移，然后落梁就位。这类架桥机的前后端都可吊梁及落梁；改变架梁方向时，不需要调头；为适应曲线架梁，前后臂都可在水平面内摆动；分片架设时不必移梁或拨道，梁即可就位；“喂梁”也不需要桥头岔线或特制运梁车。

架梁之后要立即铺轨,架桥机才能继续向前作业。后两种架桥机一般都能将预先组装好的轨排吊装就位,使架梁工作不致因铺轨而造成延误。

除上述常备架桥机外,施工单位有时根据需要制作各种临时架桥机^[5]。如在九江桥南岸引桥施工中,曾制成一台可吊重 300 吨的专用架桥机,以整孔架设跨度 40 米的无碴无枕预应力混凝土梁。有的施工单位还常用常备钢脚手杆件、拆装式梁或军用梁等组成简易架桥机^[6],及时完成架桥任务。

1.3 本文主要研究的内容、目标和方法

本文研究课题是为了满足铁路提速及新建时速 200 公里客货共线铁路,研制出一台满足新型铁路简支 T 梁^[7]架设的架桥机。

1.3.1 主要研究内容

- (1) 架桥机总体结构的研究
- (2) 主机的研究设计
- (3) 机动平车的研究设计
- (4) 倒装龙门吊架的研究设计
- (5) 运输支架车的研究设计
- (6) 电气、液压和控制系统的研究设计

1.3.2 项目目标

完成新车型产品图纸的设计,试制一台样车,通过样车车体结构的静强度试验和动力学运行试验,形成铁道部制造许可的定型产品。

1.3.3 主要研究方法

在广泛调研国内外架桥机的基础上,吸收其先进经验,克服其不足,制订一套切实可行的技术方案,走研究设计、交工制造和施工应用相结合的道路。

在满足铁路提速梁重的基础上,总结现有 JQ130 型架桥机^[8]设计和实际应用经验,在新型架桥机研究过程中坚持贯彻可靠性、实用性、先进性、经济性和大力采取国内铁路货车成熟的新技术、新材料、新工艺的指导思想。采取研究设计、样机试制、样机试验、工业化试验,确认效果后推广应用的 research 开发程序。

第 2 章 新型架桥机设计要求

根据中国铁路工程总公司科技研究开发计划,受中铁二局集团公司、中铁七局集团公司等工程局的委托,由中国南车集团南方汇通股份有限公司、中国南车集团襄樊机车厂、中铁工程机械研究设计院有限公司和中铁宝鸡工程机械厂四家,共同研制了新型铁路架桥机。本人在该项目中主持架桥机组车辆的设计。

依照中铁工程机械研究设计院有限公司要求,架桥机车辆分为主机车辆和机动车辆,主机车辆、机动车辆均为自带动力的专用车辆。主机车辆、机动车辆结构基本相同,均由车体、转向架、牵引驱动装置、钩缓装置、空气制动装置、基础制动、手制动装置、电气控制等部分组成。所不同的是因施工作业时工作要求不同,主机车辆和机动车辆车体尺寸不一样,主机车辆尺寸长×宽×高为:28 米×3.6 米×1.469 米。机动车辆尺寸长×宽×高为:30 米×3.2 米×1.489 米。另外,机动车辆因托运桥梁、轨排时承载较大,为提高车体强度和刚度,沿车体两边并排加焊工字钢对车体进行加强。再者,为提高主机车辆施工时稳定性,并减轻轴重,主机车辆前后端部两侧各设有施工用液压支腿一组,机动车辆则没有。主机车辆两台转向架定距 21200 mm。机动车辆两台转向架定距 20000 mm。车辆主要部件包括:五轴转向架 1 台;四轴转向架 1 台;走行动轴牵引传动装置 4 套(其中前五轴转向架 3 套,后四轴转向架 1 套);车体 1 辆;JZ-7 型空气制动系统和手制动装置 1 套;连挂钩缓系统两套;电气控制 1 套。

2.1 新型铁路架桥机车辆主要性能参数

2.1.1 主机车辆主要性能参数

额定载重(t):170

自重(t):装备状态 260,无装备状态 97.3

车辆最大轮廓尺寸(长×宽×高)mm:(28000×3600×1469)

最小架梁曲线半径:400m

车辆允许通过最小曲线半径:180m

车辆自行速度:0~6km/h

自行最大爬坡能力:20‰

长途挂运速度:80km/h

环境温度：-20℃~+50℃

相对湿度：≤90%

海拔高度：≤2000m

2.1.2 机动车辆主要性能参数

额定载重量(t):170

自重(t): 装备状态 90，无装备状态 76.4

车辆最大轮廓尺寸(长×宽×高)mm:(30000×3200×1489)

最大自行速度：空载 12km/h，重载 6km/h

自行最大爬坡能力：20‰

车辆允许通过最小曲线半径：180m

长途挂运速度：80km/h

环境温度：-20℃~+50℃

相对湿度：≤90%

海拔高度：≤2000m

2.2 新型铁路架桥机车辆主要技术参数

表 2-1 新型铁路架桥机车辆主要技术参数

项目内容			指标参数	
			主机车辆	机动车辆
车 辆 性 能	自重(t)		97.3	78.1
	额定载重(t)		170	
	轴重(t)		25	
	转向架类型	1 位	五轴转向架	
		2 位	两台二轴转向架	
	解体过轨运输时每延米重(t/m)		5.12	2.9
	通过最小曲线半径(m)		180	
	侧向通过最小道岔		9 号侧线道岔	
	最高运行速度(km/h)		80	
	车辆自行速度(km/h)		≤6	空载 ≤12
				重载 ≤6

续表 2-1

	自行最大爬坡能力 (‰)		20	
	车辆超限等级		超级超限	
基本尺寸	车辆长度(mm)		28938	30938
	车辆最大宽度(mm)		3600	3200
	底架长度(mm)		28000	30000
	车辆高度(mm)		1469	1489
	车辆定距(mm)		20000	21200
	车钩中心高(mm)		880±10	
	转向架轴距 (mm)	五轴	1300/1250	
		二轴	1830/1000	
	车轮直径(mm)		840	
结构参数	车轴类型		RE2B 车轴	
	车轮及踏面类型		HESA 辗钢轮 LM 踏面	
	轴承类型		353130B 滚动轴承	
	制动方式及制动倍率		空气—闸瓦制动/2×12	
	承载方式及旁承类型	五轴转向架	旁承/刚性球窝旁承	
		二轴转向架	心盘/JC 双作用常接触弹性旁承	

2.3 新型铁路架桥机车辆设计主要引用标准

GB 146.1-1983 标准轨距铁路机车车辆限界
GB 146.2-1983 标准轨距铁路建筑限界
GB/T 1591-1994 低合金高强度结构钢
GB/T 699-1999 优质碳素结构钢技术条件
GB/T 5599-1985 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范
GB/T 5600-2006 铁道货车通用技术条件
GB/T 5601-2006 铁道货车组装后的检查与试验规则
TB/T 1335-1996 铁道车辆强度设计及试验鉴定规范
TB 1560-2002 货车安全技术的一般规定

TB/T 3169-2007	铁道车辆用车轴型式与基本尺寸
TB/T 1718-2003	车辆轮对组装技术条件
TB/T 1883-1987	货车两轴转向架通用技术条件
TB/T 1490-2004	铁道客车转向架通用技术条件
TB/T 2879.3-1998	铁路机车车辆涂料及涂装 第 3 部分：金属和非金属材料表面处理技术条件
TB/T 2939-1999	单臂式铁路架桥机 技术条件
Q/QC35-058	货车涂料涂装技术条件
Q/QC35-063	货车用金属冷冲压件通用技术条件
Q/QC35-102	锻件供货技术条件
QCZ133JT	转 K6 型转向架技术条件
运装货车（2006）262 号 关于 23t、25t 轴重货车制动方案的批复和技术审查意见的通知	

2.4 新型铁路架桥机车辆设计原则

新型铁路架桥机车辆设计，在遵循国家、铁路和行业相关标准下，总结经验，不断改进、完善和优化设计，提高产品结构合理性，通用性，工作稳定性、可靠性。积极采用新标准、新技术和新工艺，保证产品质量和先进性。可以继承 DJK140 和 DJK160 型铁路架桥机^{[9][10]}车辆设计思路和基本方案，并根据新型铁路架桥机工作要求，经过分析总结和设计计算，在原方案基础上进行整体加强、局部改进和优化，使新型铁路架桥机车辆技术参数，满足新型铁路架桥机过轨运输及施工工况要求。

第 3 章 新型架桥机设计方案

3.1 设计指导思想

DJK140 和 DJK160 型架桥机车辆, 经过使用单位运用考核和验证表明, 其设计方案、性能指标全部满足运用要求, 并已通过设计定型试验和评审验收^[1]。新型架桥机与 DJK140 及 DJK160 型架桥机运用条件和要求基本相同, 只是承载能力加大。因此, 新型架桥机车辆设计, 可以继承 DJK140 和 DJK160 型架桥机车辆设计思路和基本方案, 并根据新型架桥机工作要求, 经过分析总结和设计计算, 在原方案基础上进行整体加强、局部改进和优化, 使新型架桥机车辆技术性能参数, 满足新型架桥机过轨运输及施工工况要求。

3.2 设计原则

(1) 根据新型架桥机主机、辅机的总体设计布局及架桥机主机、辅机过轨运输、T 梁倒装运输、架梁、铺轨等各工况工作条件及工作要求进行受力分析后, 进行主机平车、机动平车车辆的结构设计。

(2) 在老产品设计基础上总结经验, 不断改进、完善和优化设计, 提高产品结构合理性, 通用性, 工作稳定性、可靠性。

(3) 按照货车车辆制造要求, 积极采用新标准、新技术和新工艺, 保证产品质量和先进性。

3.3 主要设计改进

(1) 加大车辆尺寸以适应工作要求。车辆尺寸长×宽×高更改为: 主机车辆 2800×3600×1469mm, 机动车辆 3000×3200×1489mm。

(2) 对车辆车体及其主要部件进行设计加强以满足车体强度、刚度要求。车体架采用全钢焊接框架结构, 主要结构侧梁、枕梁、牵引梁、端梁及横梁等部件均为箱形截面。各梁箱形截面尺寸及板材厚度加大, 全部采用 Q345B 低合金高强度结构钢。并要求保证冲击韧性要求: 常温时 $a_K \geq 58.84 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{cm}^2$; -40°C 时 $a_K \geq 29.42 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{cm}^2$ 。

(3) 改进车体制造工艺, 以满足车体强度刚度要求。采用了车体架预上挠反变形工艺, 解决了车辆载重时弯曲, 中部下塌, 端部上翘问题, 保持车辆施工时工作台面平直。对车体、构架、中摇枕等主要结构件, 采取焊装和

涂漆前钢材表面处理技术措施,规定除锈等级要求,保证焊接和涂装质量。

(4) 新型架桥机主机及机动车辆走行部采用 4 套 YVTZ250M-8 型(37kW)交流变频电机及 QPLY545-16 型齿轮减速箱组成的动力传动系统,传动齿轮箱采用悬挂安装方式,牵引电机与传动减速箱之间采用联接法兰和双平键直联联接。实现无级调速,并增大车辆驱动力,以适应长大坡道施工条件。

(5) 五轴转向架采用 RE2B 车轴, HESA 辗钢轮或者铸钢车轮 HEZD 和 353130B 滚动轴承。四轴转向架采用 K6 型转向架,额定轴重增大到 25T,比 DJK140 和 DJK160 型架桥机增加 25%,大幅度提高了车辆承载能力。

(6) 车辆制动管系采用不锈钢制动配件和管系,并对制动管路安装布置进行了设计规范。

(7) 主机及机动车辆车体不设中梁,采用中空、盖板式台面。便于柴油发电机组、空压机等安装维护。

(8) 采用大解体运输方案,提高车辆动力学性能。

3.4 新型架桥机主机车辆设计方案

3.4.1 主机车辆结构特点

主机车辆结构上分为车体、走行部及附加功能装置等部分。由主机车辆车架、五轴转向架、四轴转向架、制动装置、钩缓装置等大部件组成。车辆车体架采用箱体式钢梁、全钢焊接结构。车体不设中梁,采用中空、盖板式台面。主机车辆车体上平面设有拖梁轨道。车体内腹安装一台 150kW 柴油发电机组,车架侧梁内腔兼作燃油箱,油箱容积约 3000L。车体前、后两端设铺架施工用液压支腿 2 组,在铺架施工时支起液压支腿,起减轻轴重,稳定车身,防止车辆弯曲下塌等作用。车辆走行部采用前五、后四轴转向架,共设有四根动轴。钩缓装置采用 13B 车钩和 MT-3 缓冲器,车辆制动系统采用 JZ-7 型空气制动机,布置于车体中空及侧梁下部,手制动装置安装于车辆前端。

3.4.2 主机车辆车架

主机车体除承载机身重量外,在架梁时起到承载机身重、梁重、和承受牵引力,同时还有司机室、发电机组和其它设备的重力,必须具有足够的强度和刚度^[12]。为此,车体架采用箱型梁组成的框架结构,车体架主要部件侧梁、枕梁、牵引梁、端梁、横梁等均采用箱形截面,采用高强度合金结构钢 Q345B(16Mn)材质。为方便柴油机、空压机机、制动系统等设备的安装维护,车体架不设中梁,采用中空、盖板式台面,两侧梁中间各横梁顶面低于侧梁顶

面 103 mm。为适应施工条件,车辆尺寸确定为长 28000mm,度 3600mm,最大高度 840mm,定距为 20000mm。通过车辆承重受力分析计算,除加大、加厚主要承重件尺寸外,并对以下主要部件进行了设计改进。

(1) 车体侧梁采用箱型结构,车体左右鱼腹式的侧梁由于荷载增加,车体中部结构承受吊车结构重力和吊运物体重力,考虑到车体载荷加重,对关键件侧梁腹板采用预上挠反变形工艺,组焊后尺寸为中部高 840mm(原 700 mm)、尾部高 380 mm(原 330)、钢板厚度 16 mm。中部和尾部采用斜接圆弧过渡,以减轻应力集中。上、下盖板进行加厚,从 25 mm 增加到 30 mm,以提高车辆车架承载能力(图 3-1),加强了车体刚度和承载能力。

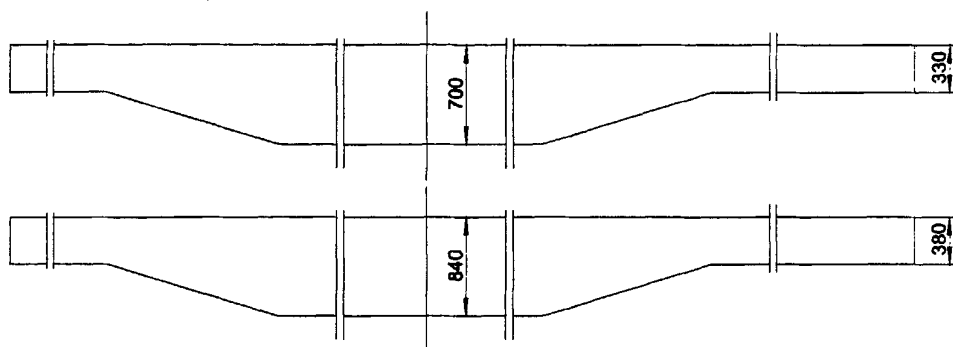


图 3-1 侧梁腹板

(2) 端梁在结构上和左右侧梁构成完整车体,也是前后液压支腿的支撑点(如图 3-2)。

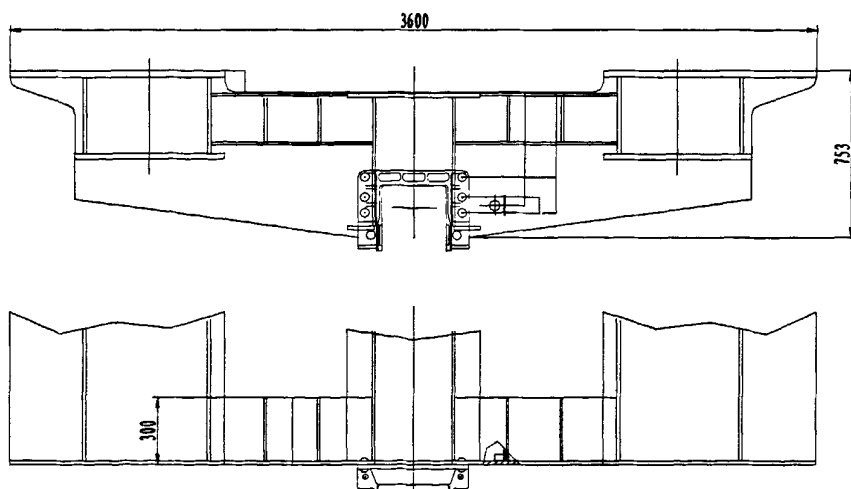


图 3-2 端梁

(3) 枕梁的作用主要是将车体、机身的重量过渡到转向架上,同时将走行系统的牵引力通过枕梁传递到车体。枕梁下盖板采取凹形结构,以降低车

体高度(如图 3-3、图 3-4)。车架枕梁芯盘周围设置 8 块加强筋板, 上下盖板厚度改为 25mm(原 20mm), 增强强度和刚度。

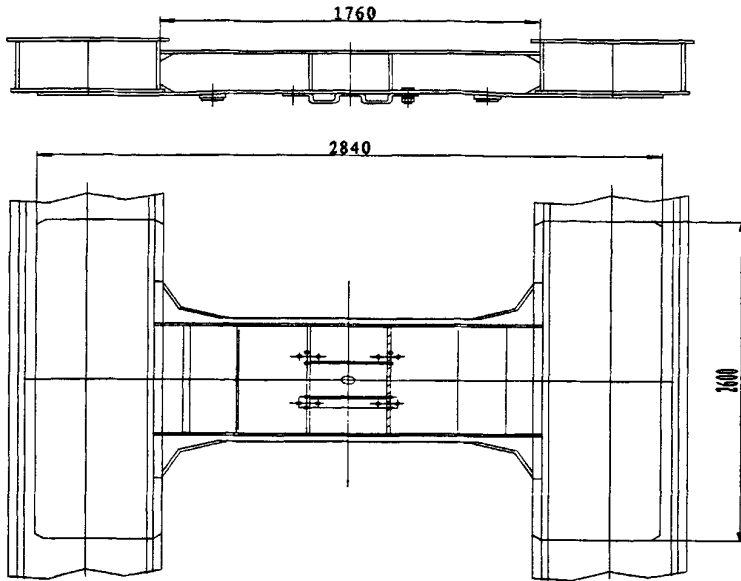


图 3-3 四轴转向架枕梁

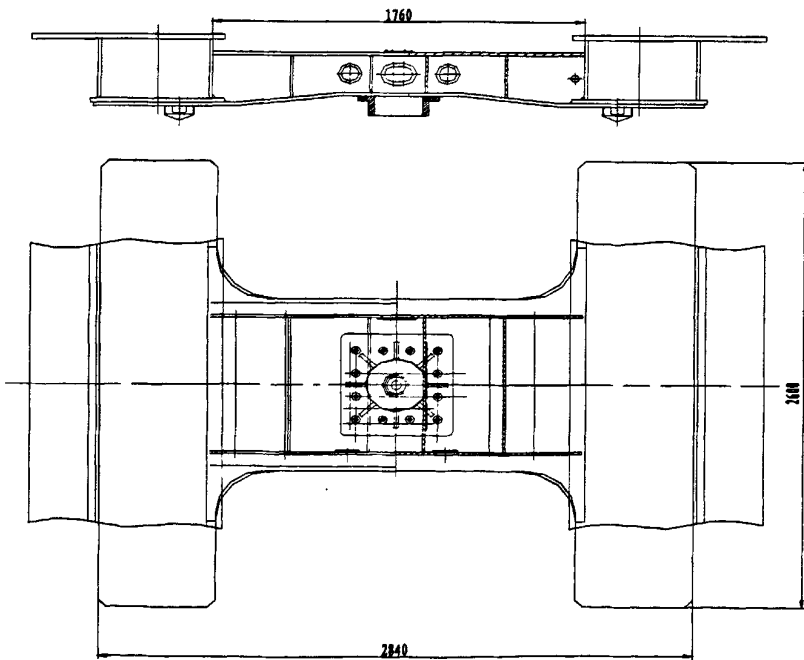


图 3-4 五轴转向架枕梁

(4) 牵引梁承受车钩牵引力和由制动引起的冲击力, 该位置不得产生应力集中现象, 结构上设计为圆弧过渡, 以避免产生应力集中现象。通过静力

学计算,牵引梁改为长 3538mm(原 1834mm)直接和枕梁连接,取消竖梁。牵引梁底板厚度改为 20mm(原 16mm),满足车架结构强度要求 (如图 3-5)。

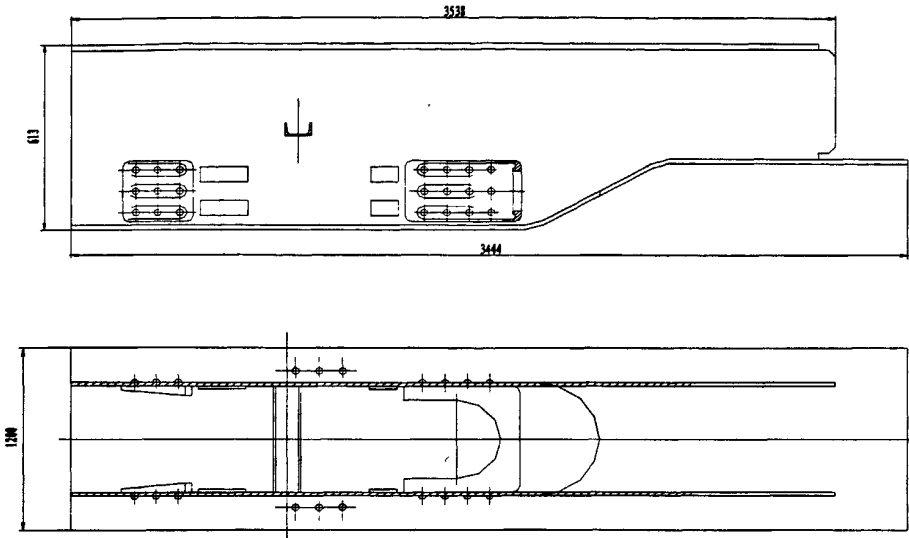


图 3-5 牵引梁

(5) 发电机安装座是安装柴油机发电机组用,工作时受交变载荷冲击力,要求焊接光滑平整,不能有夹渣、气孔和裂纹(如图 3-6)。

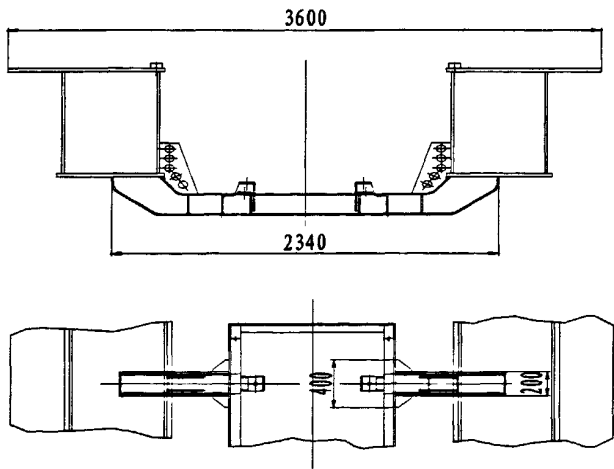


图 3-6 发电机安装座

3. 4. 3 五轴转向架

五轴转向架为焊接构架式转向架^[13], 它由从动轮对、基础制动装置、主动轮对、旁承装置、构架组成、轴箱承载装置等组成。五轴转向架采用旁承、心盘混合承载结构。车体通过上下芯盘和旁承及旁承座坐落于转向架上 (如图 3-7 所示)。

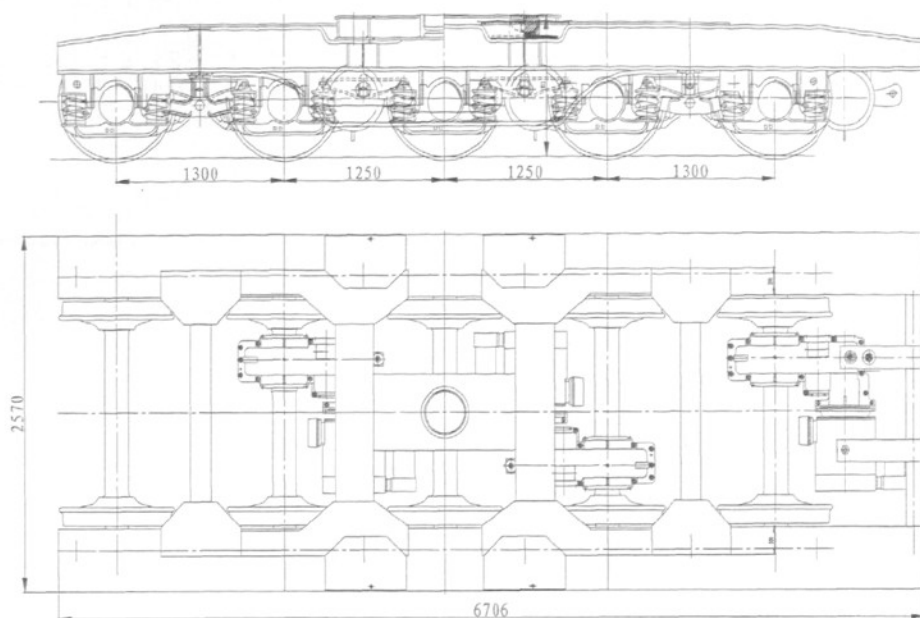


图 3-7 五轴转向架结构示意图

(1) 为提高车辆承载能力, 以适应承载重量增加的要求, 经受力分析对转向架主要部件进行了设计加强。为此, 五轴转向架构架采用整体焊接式构架(见图 3-8)。它主要由侧梁、横梁、加强梁、中央梁、双滑槽、导框、筋板等组成。构架宽度及旁承中心距尺寸进行了适当调整, 构架侧梁旁承座处增设筋板和侧板, 加强梁尺寸向下加大, 中间椭圆孔尺寸进行调减, 以增加旁承支撑截面强度。中梁中央设置 1 组承载心盘, 两侧梁上对称设置 4 组球窝旁承, 用以车体承载。

(2) 四个旁承装配分别安装在构架两个侧梁上。旁承主要由旁承盖、油嘴、下旁承铁、下旁承磨耗板、上旁承铁、旁承侧挡板等组成(见图 3-9)。上旁承铁为球头形, 焊装在车体架上, 下旁承为球窝形, 上下旁承以球面接触, 下旁承与下旁承铁以平面接触, 所有接触面都由润滑油加以润滑。

(3) 转向架轮对车轮采用 HESA 型整体辗钢轮和 LM 磨耗型踏面, 车轮直径 840mm。车轴采用与标准转 K6 型转向架通用的 RE2B 车轴^[14], 轴距: 1300+1250+1250+1300mm。为适应 R180m 曲率半径过轨运输及 R400m 线路施工作业要求, 五轴转向架中间轮对车轮采用薄轮缘结构。轮对示意图如图 3-10 所示。

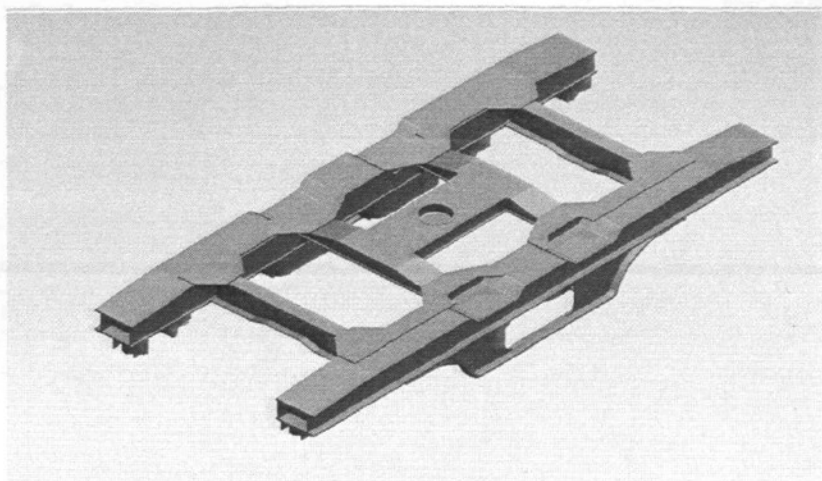


图 3-8 五轴转向架构架结构示意图

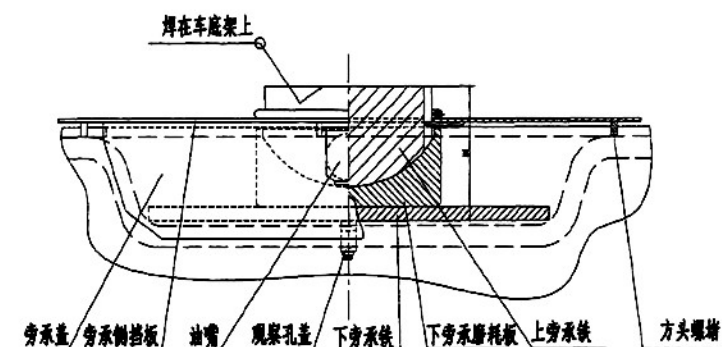


图 3-9 旁承组成结构示意图

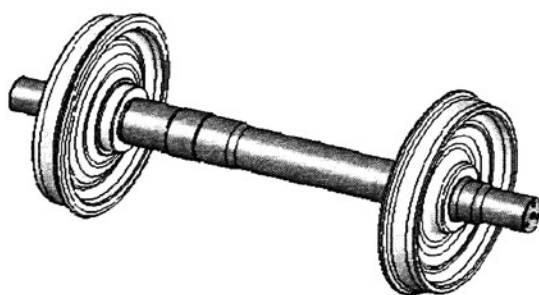


图 3-10 转向架轮对结构示意图

(4) 轴箱装置为承载鞍轴箱一体式结构。轴箱弹簧上座通过均衡梁联接, 以实现轴重的分配和调节。轴箱弹簧采用内外圆簧组, 在空载时, 主要由外圆弹簧承载, 在运梁工况时, 内外圆弹簧同时承载, 可以增大空载时弹簧挠度, 预防车辆脱轨^[15]。既满足编组运输时的动力学需要, 又可以满足运梁工况的强度要求。

(5) 牵引装置：五轴转向架设 3 根驱动轴，分别位于 2、4、5 位。牵引电机选用 YVTZ250M-8 型交流牵引电机，功率 37kW（用户选型），牵引传动装置由交流牵引电机、牵引减速箱及其悬挂装置等组成(见图 3-11)。牵引电机与传动齿轮箱之间采用联接法兰和双平键直联方式。传动齿轮箱选用 QPLY545-16 型，通过悬挂装置及轮对车轴固定。减速箱一端通过吊杆悬挂固定在构架上，另一端通过减速箱大齿轮采用过盈配合压装在车轴上。减速箱壳体与主动轴采用滚动轴承支承。牵引走行控制为变频调速。减速箱传动比为 16，减速箱低速轴上设有离合器，长途挂运时离合器脱开，将牵引电机和车轴脱开联接。

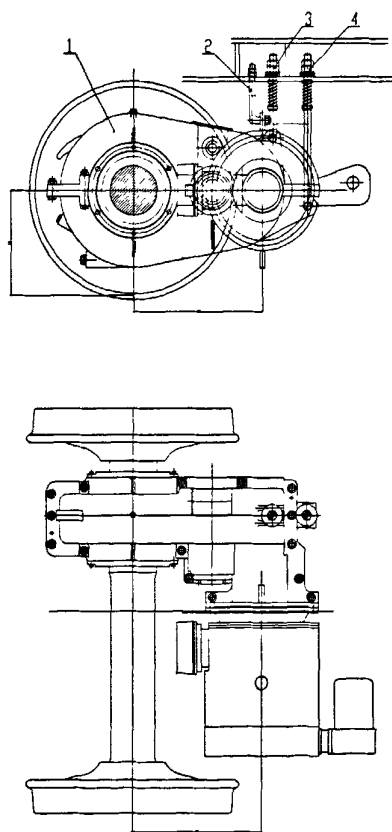


图 3-11 牵引传动装置安装示意图

(6) 基础制动主要由制动梁组成、固定杠杆支点、制动杠杆、下拉杆、中拉杆、闸瓦等部件组成(见图 3-12)。采用 L-B 型组合式制动梁、高摩合成闸瓦。制动倍率为 12。

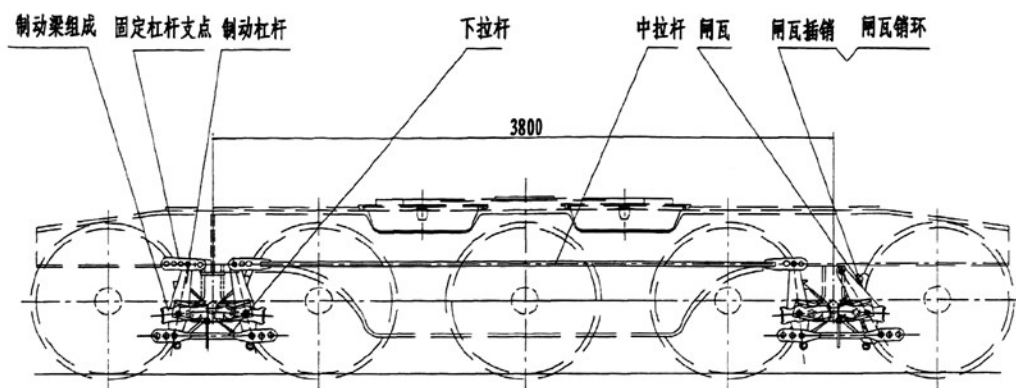


图 3-12 五轴转向架基础制动装置示意图

3.4.4 四轴转向架

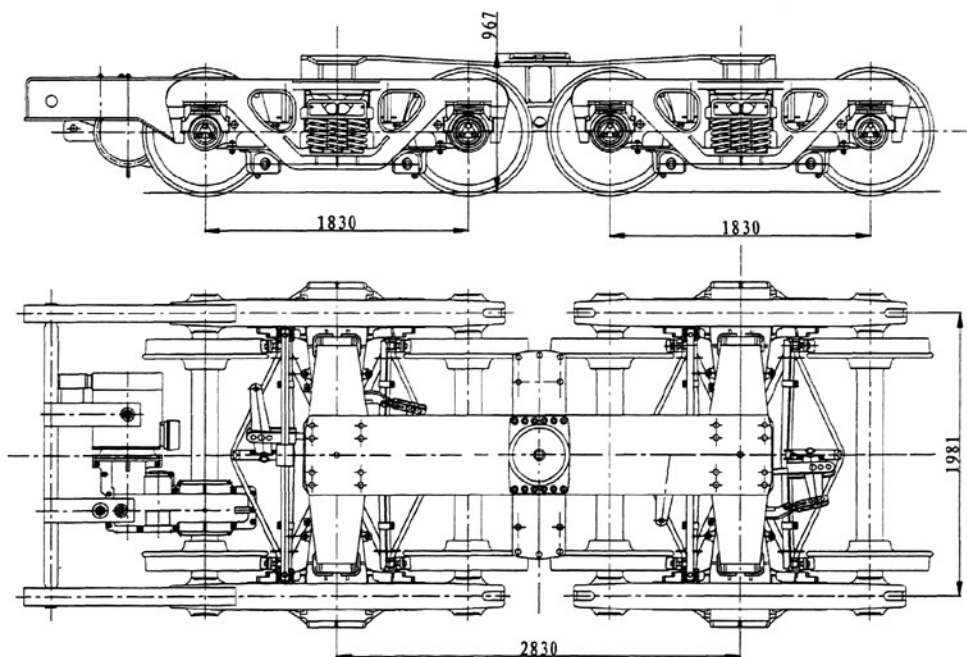


图 3-13 四轴转向架结构示意图

四轴转向架为组合式结构(如图 3-13), 采用 1 台标准转 K6 转向架和 1 台加装改造的转 K6 转向架, 中间用中摇枕搭接而成。转向架轴距 $1830+1000+1830$ mm, 架群销距 2830mm。四轴转向架包括转 K6 型转向架、中摇枕及基础制动装置等部件。

(1) 四轴转向架设 1 根动轴, 位于 1 位。为适应载重增加的要求, 两轴转

向架采用两台 25 吨轴重的 RE_{2B} 车轴标准转 K6 型转向架取代了原 21 吨轴重的转 K2 型转向架。四轴转向架包括转 K6 型转向架、中摇枕及基础制动装置等部件。

(2) 四轴转向架采用心盘承载结构。但与五轴转向架有所不同, 车体是坐落于转向架中摇枕(图 3-14)上心盘上, 车辆的承载和牵引是通过中摇枕上心盘实现的。在中摇枕两端端横梁下部中央各设置 1 组心盘, 与转 K6 型转向架心盘相连, 在中摇枕中横梁上部中央设置 1 组心盘与车体相连, 中横梁下部两侧对应位置设置两旁承座, 与转 K6 型转向架旁承配合。为增强中摇枕承载能力, 经受力计算, 对中摇枕两端的端横梁上部及下部的钢板采取加厚, 中梁箱形截面加宽处理, 以满足新型架桥机承载能力要求。

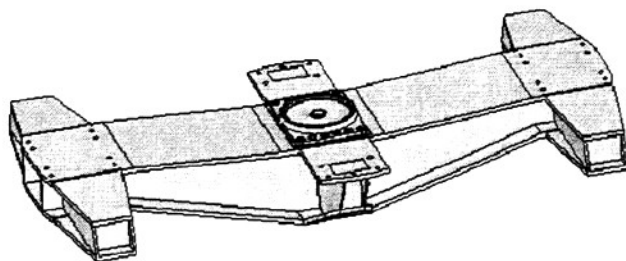


图 3-14 中摇枕示意图

(3) 转 K6 型转向架轮对车轴为 R_{E2B} 型, 轴距 1830mm, 轴颈中心距 1981 mm。车轮为轻型新结构 HESA 型辗钢车轮。车轮直径 840mm。

(4) 基础制动装置为中拉杆式单侧闸瓦制动装置, 采用 L-B 型组合式制动梁、高摩合成闸瓦。中摇枕中央设置 1 组心盘, 两侧对称设置 2 组旁承。心盘中设含油尼龙心盘磨耗盘, 采用 JC 型双作用常接触式弹性旁承的结构型式。

五轴转向架和四轴转向架样机如图 3-15 所示:



图 3-15 五轴转向架和四轴转向架样机

3.4.5 主机制动装置

主机制动装置由 JZ-7 型制动系统、基础制动及手制动装置组成。

JZ-7 型制动装置采用单机操作型式^[16], JZ-7 型制动装置风源系统采用自带 220 升贮风缸的风泵进行供风,采用 254×254 的制动缸,不锈钢制动管系,基础制动装置采用高摩擦系数合成闸瓦,奥—贝球铁衬套, L-B 型组合式制动梁。手制动装置采用 NSW 型手制动机。JZ-7 型制动阀安装采用固定钢管连接,满足主机在发运时司机室要往里侧移,不超限,以及在工作时司机室要外移,不妨碍轨排、桥梁通过的要求。

3.5 新型架桥机机动车辆设计方案

3.5.1 机动车辆结构特点

与主机车辆一样,机动车辆由车体架、五轴转向架、四轴转向架、空气制动系统、钩缓装置等大部件组成。其车体结构、走行部、空气制动系统、钩缓装置等基本相同,主要区别为机动车辆车体长度加长,宽度减小,车辆转向架定距随车体长度加长加大,不设液压支腿,车体加装 Γ 型梁等。

3.5.2 机动车辆车体

车体尺寸为长 30000mm,宽 3200mm,最大高度 1489mm,转向架定距 21200mm。两侧梁中间各横梁顶面低于侧梁顶面 123 mm。车体结构详见附件,机动车辆车体主要设计改进如下:

(1) 车体侧梁为箱型结构,如图 3-16 所示,上、下盖板进行加厚,从 25mm 增加到 30mm。车体左右鱼腹式的侧梁由于荷载增加,其车体中部结构承受吊车结构重力和吊运物体重力,考虑到车体载荷加重,对关键件侧梁腹板采用预上挠反变形工艺,组焊后尺寸为中部高 840mm(原 700mm)、尾部高 400mm(原 355mm)、钢板厚度 16mm。中部和尾部采用斜接圆弧过渡,以减轻应力集中。

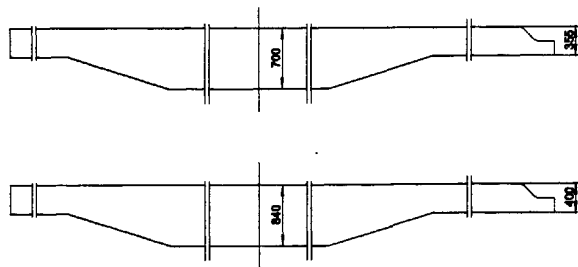


图 3-16 侧梁腹板

(2) 考虑到车体侧梁在运梁过程中, 其车体中部结构承受吊运桥梁轨、排的重力, 导致车体载荷加重, 因此在车体左右两边沿边并排加焊两根 360mm 高的工字钢, 对车体进行加强, 以提高车体刚度、强度和承载能力(如图 3-17)。

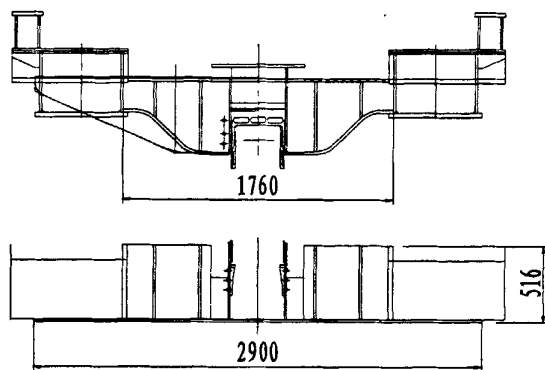


图 3-17 加焊Ⅱ型梁示意图

3.5.3 走行部

机动车辆前五轴和后四轴转向架与主机车辆相同, 车辆定距 21200mm。

3.5.4 机动车辆制动装置

机动车辆制动装置由 JZ-7 型制动系统及手制动装置组成。除 JZ-7 型制动位置布置区别于主机外, 其余基本同于主机。JZ-7 型空气制动系统的结构及布置。

3.6 新型架桥机车辆设计结论

新型架桥机车辆产品, 在总体方案设计过程中, 首先是对既有产品 DJK140、DJK160 型架桥机总体方案进行分析和总结, 结合车辆结构强度模拟计算和动力学仿真分析报告及使用单位的建议, 提出改进和优化措施, 经过项目组反复讨论和多次修改, 确定最终方案。设计草图完成后, 由总工程师主持组织专家组对产品设计总体方案进行了设计评审, 经评委审查确定方案可行后, 委托西南交通大学牵引动力研究所根据产品设计图纸, 对新型架桥机车辆进行了结构强度模拟计算和动力学仿真分析, 重点对主机车辆车体架、机动车辆车体架、五轴转向架及其构架、四轴转向架及其中摇枕等关键零部件在过轨状态及施工工况下进行了结构强度分析、应力计算和动力学仿真分析, 分析结果验证了新型架桥机车辆总体设计方案全部满足设计综合技术性能指标要求。

第 4 章 新型架桥机制动装置及制动计算

4.1 总体结构

新型架桥机主机车辆及机动平车车辆分别安装一套独立的制动装置,采用 JZ-7 型制动机,主机车辆及机动平车车辆制动装置布置基本相同,其性能符合 TB/T2232-91。

新型架桥机主机车辆及机动平车车辆 JZ-7 型制动装置采用单机操作型式,JZ-7 型制动阀安装管路采用固定钢管连接,代替 DK140 架桥机采用胶管连接方式,安全可靠性能大大提高。

JZ-7 型制动装置风源系统采用 220l 贮风缸,自带风泵进行供风,在四轴转向架及五轴转向架分别采用一个 254×254 制动缸驱动。

4.2 制动用风量计算

主机车辆及机动车辆空气系统用风量的计算(按忽略管路贮风计算)^[17]:

列车管定压: 500kPa

总风定压: 700kPa

紧急制动时制动缸压力: 450kPa

根据气体: $\frac{P_0 V_0}{T_0} = \frac{P_1 V_1}{T_1}$ 假设 T 为常数,即 $T_0 = T_1$

即 $P_0 * V_0 = P_1 * V_1$

P_0 : 总风压力,定压为 700kPa

P_1 : 紧急制动后总风压力,待求

V_0 : 总风贮风量,220(升)

V_1 : 紧急制动后气体分散体积, $V_1 = V_0 + V(\text{制动缸})$,

$V(\text{制动缸}) = V(254 \times 254 \text{ 制动缸}) \times 2$

$V(254 \times 254 \text{ 制动缸}) = 11.3(\text{升})$

$V(\text{制动缸}) = 11.3 \times 2 = 22.6(\text{升})$

$V_1 = V_0 + V(\text{制动缸}) = 220 + 22.6 = 242.6(\text{升})$

因此

$700 \times 220 = P_1 \times 242.6$

$P_1 = 634\text{kPa}$

当主机或机车车辆进行紧急制动时,总风压力由原来 700kPa 降为

634kPa,满足制动风量要求,保持系统定压 500kPa 时的稳定性。当总风压力降至 550kPa 时,风泵起动工作,对压缩空气进行补充,维持系统正常工作。

4.3 主机及机动车辆过轨运输时制动计算

4.3.1 过轨运输时制动力计算

自重 $q(t)$ 主机车辆 97; 机动车辆 86

挂运最大速度: $V_k(km/h)$ 为 80

制动缸: 254×254 制动缸, 2 个

制动闸瓦数: 16

制动倍率: 12

紧急制动时制动缸最高压力(kPa) 450(紧急限压阀调定)

常用全制动时制动缸最高压力(kPa) 250(限压阀调定)

254×254 制动缸最大推力: $3.14 \times 12.72 \times 0.025 = 12.6(kN)$

车辆闸瓦最大压力 ΣK : $\Sigma K = 12 \times 12.6 \times 2 = 302.4(kN)$

车辆实际闸瓦压力 $\Sigma K_{实}$: $\Sigma K_{实} = \Sigma K \times \eta(kN)$

其中 η 基础制动传动效率, 取 80%

$\Sigma K_{实} = 302.4 \times 80\% = 242(kN) = 24.2(\text{吨压力})$

4.3.2 主机车辆及机动车辆联挂运输时粘着计算:

车辆制动率:

主机车辆制动率 $\theta = \Sigma K_{实} / q = 24.2 \div 97 = 25\%$

机动车辆制动率 $\theta = \Sigma K_{实} / q = 27.2 \div 86 = 28\%$

车辆不产生滑行条件: $\frac{\mu_z}{\phi_k} \geq \theta$ (μ_z 为粘着系数, ϕ_k 摩擦系数, 按运装货车

(2002) 11 号关于公布《铁路货车高摩擦系数合成闸瓦技术条件(暂行)》的通知取值。)

车辆以 80km/h 运行时, $\frac{\mu_z}{\phi_k} = 0.108 / 0.346 = 31\%$

速度为 0 时: $\mu_z = 0.153, \phi_k = 0.435$

速度为 0 时: $\frac{\mu_z}{\phi_k} \geq \theta$ $\mu_z / \phi_k = 35\%$

主机车辆制动率 $\theta = 25\%$

机动车辆制动率 $\theta=28\%$

满足不滑行条件，即车辆不产生滑行。

4.3.3 主机车辆过轨运输最高速度运行时制动距离 S 计算

- (1) 自重(t) 97
- (2) 运行速度 $V_k(\text{km/h})$ 80
- (3) 车辆制动率 θ $\theta=25\%$
- (4) 空走时间 $t_k(\text{s})$ $t_k=(1.6+0.065n)(1-0.028ij)=1.665$
(平道时 ij 取 0,n 为编组数,取 1)
- (5) 空走距离 $S_k(\text{m})$: $S_k = \frac{V_k \cdot t_k}{3.6} = 37$
- (6) 制动有效距离 $S_e(\text{m})$

表 4-1 主机车辆过轨运输制动距离计算

速度间隔 (km/h)	80 ~70	70 ~60	60 ~50	50 ~40	40 ~30	30 ~20	20 ~10	10 ~0
计算内容								
间隔平均速度 $V=(VK+VK-1)/2$	75	65	55	45	35	25	15	5
单位基本阻力 W_0	1.98	1.76	1.56	1.39	1.24	1.12	1.02	0.34
换算摩擦系数 φ	0.34 6	0.35 0	0.35 6	0.36 5	0.37 0	0.39 0	0.41 1	0.43 5
车辆单位制动力 b_z	86.5	87.5	89.0	91.2	92.5	97.5	103	109
单位减速力 C	88.5	88.8	90.5	91.5	93.7	98.6	104. 0	109. 3
ΔS	70.6	61.0	50.6	41.0	31.2	21.1	12.0	3.8

制动有效距离 $S_e(\text{m})= \sum \Delta S=291.3(\text{m})$

制动距离 $S=S_e+S_k=291.3+37=328.3(\text{m})$

4.3.4 机动车辆过轨运输最高速度运行时制动距离 S 计算

- (1) 自重(t) 86
- (2) 运行速度 $V_k(\text{km/h})$ 80
- (3) 车辆制动率 θ $\theta=28\%$
- (4) 空走时间 $t_k(\text{s})$ $t_k=(1.6+0.065n)(1-0.028ij)=1.665$
(平道时 ij 取 0,n 为编组数,取 1)

(5) 空走距离 $S_k(m)$ $S_k = \frac{V_k \cdot t_k}{3.6} = 37$

(6) 制动有效距离 $S_e(m)$

表 4-2 机动车辆过轨运输制动距离计算

速度间隔(km/h)	80	70	60	50	40	30	20	10
计算内容	~70	~60	~50	~40	~30	~20	~10	~0
间隔平均速度 $V=(V_k+V_{k-1})/2$	75	65	55	45	35	25	15	5
单位基本阻力 W_0	1.98	1.76	1.56	1.39	1.24	1.12	1.02	0.34
换算摩擦系数 φ_H	0.34	0.35	0.35	0.36	0.37	0.39	0.41	0.43
	6	0	6	5	0	0	1	5
车辆单位制动力 b_z	96.9	98.0	99.7	102.	103.	109.	115.	121.
				2	6	2	1	8
单位减速度	98.9	100	101.	103	104.	110.	116.	122.
			2		8	3	1	1
ΔS	63.2	54.2	45.3	36.4	27.8	18.9	10.8	3.4

制动有效距离 $S_e(m)= \sum \Delta S=260(m)$

制动距离 $S=S_e+S_k=260+37=297(m)$

经过对主机车辆及机动车辆以 80km/h 联挂速度运行制动距离及粘着计算，其制动距离分别 328.3m、260m，符合我国铁路技术管理规定，紧急制动时距离为 800m 的要求，且不发生滑行。

4.4 主机及机动车辆重载运输时制动计算

4.4.1 重载运输时制动力计算

自重 $q(t)$: 主机车辆 260(包括车辆自重、大臂等)

机动车辆: 86+158=244

重载运行最大速度 $V_k(km/h)$: 主机车辆 6km/h

机动车辆 12km/h

制动缸: 254×254 制动缸,2 个

制动闸瓦数: 16

制动倍率: 12

常用全制动时制动缸最高压力(kPa) 300(单独制动阀调定)

254×254 制动缸最大推力: 3.14×12.72×0.03=15.2(kN)

车辆闸瓦最大压力 ΣK : $\Sigma K = 12 \times 15.2 \times 2 = 364.8 (\text{kN})$

车辆实际闸瓦压力: $\Sigma K_{\text{实}} = \Sigma K \times \eta (\text{kN})$

其中 η 基础制动传动效率, 取 80%

$\Sigma K = 364.8 \times 80\% = 292 (\text{kN}) = 29.2 (\text{吨压力})$

4.4.2 主机车辆及机动车辆重载运输时粘着计算:

车辆制动率:

主机车辆制动率 $\theta = \Sigma K_{\text{实}} / q = 29.2 \div 260 = 11.2\%$

机动车辆制动率 $\theta = \Sigma K_{\text{实}} / q = 29.2 \div 244 = 11.9\%$

车辆不产生滑行条件: $\frac{\mu_z}{\phi_k} \geq \theta$ (μ_z 为粘着系数, ϕ_k 摩擦系数)

主机车辆以 6km/h 运行时: $\frac{\mu_z}{\phi_k} = 0.108 / 0.420 = 25.7\%$

速度为 0 时: $\mu_z = 0.153$, $\phi_k = 0.435$

速度为 0 时: $\mu_z / \phi_k = 35\%$

主机车辆制动率 $\theta = 11.2\%$

机动车辆制动率 $\theta = 11.9\%$

满足不滑行条件, 即车辆不产生滑行。

4.4.3 主机车辆重载运输最高速度运行时制动距离 S 计算

(1) 自重(t) 260

(2) 运行速度 $V_k (\text{km/h})$ 6

(3) 车辆制动率 θ $\theta = 11.2\%$

(4) 空走时间 $t_k (\text{s})$ $t_k = (1.6 + 0.065n)(1 - 0.028ij) = 1.665$

(平道时 ij 取 0, n 为编组数, 取 1)

(5) 坡道 20‰

(6) 空走距离 $S_k (\text{m})$ $S_k = \frac{V_k \cdot t_k}{3.6} = 2.7$

(7) 制动有效距离 $S_e (\text{m})$

表 4-3 主机车辆重载运输制动距离计算

速度间隔(km/h) 计算内容	6~5	5~4	4~3	3~2	2~1	1~0
间隔平均速度 $V(\text{km/h})$	5.5	4.5	3.5	2.5	1.5	0.5
单位基本阻力 W_0	0.95	0.94	0.93	0.93	0.92	0.92
换算摩擦系数 ϕ_H	0.411	0.417	0.421	0.425	0.428	0.435
主机单位制动力 b_z	46.0	46.7	47.2	47.6	47.9	48.7
坡道阻力 ij	-20	-20	-20	-20	-20	-20
单位减速力 C	26.9	27.5	28.1	28.6	28.8	29.6
ΔS	1.40	1.1	0.74	0.44	0.43	0.14

制动有效距离 $S_e(\text{m}) = \sum \Delta S = 4.25(\text{m})$

制动距离 $S = S_e + S_k = 2.7 + 4.25 = 7.0(\text{m})$

4. 4. 4 机动车辆重载最高速度运行时制动距离 S 计算

- (1) 自重(t) 244
- (2) 运行速度 $V_k(\text{km/h})$ 12
- (3) 车辆制动率 θ $\theta = 11.9\%$
- (4) 空走时间 $t_k(\text{s})$ $t_k = (1.6 + 0.065n)(1 - 0.028ij) = 1.665$
(平道时 ij 取 0, n 为编组数, 取 1)
- (5) 空走距离 $S_k(\text{m})$ $S_k = \frac{V_k \cdot t_k}{3.6} = 5.5$
- (6) 制动有效距离 $S_e(\text{m})$

表 4-4 机动车辆重载运输制动距离计算

速度间隔(km/h) 计算内容	12~10	10~8	8~6	6~4	4~2	2~0
间隔平均速度 $V = (V_k + V_{k-1})/2$	11	9	7	5	3	1
单位基本阻力 W_0	0.98	0.97	0.97	0.96	0.94	0.93
换算摩擦系数 ϕ_H	0.411	0.411	0.421	0.425	0.428	0.435
主机单位制动力 b_z	48.9	40.9	50.1	50.6	50.9	51.7
坡道阻力 ij	-20	-20	-20	-20	-20	-20
单位减速力 C	29.9	29.9	31.0	31.5	31.9	32.6
ΔS	6.1	5.0	3.7	2.7	1.6	0.5

制动有效距离 $S_e(m) = \sum \Delta S = 19(m)$

制动距离 $S = S_e + S_k = 19.6 + 5.5 = 25.1(m)$

经过对主机车辆以 6km/h 重载限速运行，机动车辆以 12km/h 重载限速运行的制动距离及粘着计算，其制动距离分别为 7.0m、25.1m，符合我国铁路技术管理规定，紧急制动时距离为 800m 的要求，且不发生滑行。

第 5 章 新型架桥机车体结构

静强度计算分析

5.1 一号车车体结构强度分析

5.1.1 前处理

5.1.1.1 车体结构说明

新型架桥机一号车车体的主结构是由两根鱼腹式的纵向主梁、牵引梁、旁承横梁、发动机安装梁以及连接横梁所组成的平板式焊接结构。车体长为 28000mm，宽为 3600mm，跨距为 20000mm。其纵向主梁鱼腹段（中段）的梁高为 870mm，上盖板宽为 950mm，下盖板宽为 650mm，鱼尾段（两端）梁高为 410mm。其中，上、下盖板厚为 30mm，立板厚为 16mm。车体上部焊有两座吊车支撑立柱，承担着整个吊车结构的重力和吊运物体的重力，同时还装有司机室和其他设备。车体中部装有发动机组和空压机组。

为了准确地对车体结构进行仿真计算分析，在建立模型时，完全按照图纸标注的尺寸，应用大型有限元分析软件 ANSYS 软件建立有限元力学模型^{[18][19][20][21]}，实体模型如图 5-1 所示，各部位的离散模型如图 5-2~5-5 所示。为了准确模拟一、二号柱对车体结构的受力，将一、二号柱根结构也建立在车体结构模型中，这样整车有限元模型共有节点 136130 个，单元 158434 个，其中：SHELL63 号单元 311240 个，SOLILD45 号单元 15318 个，MASS21 号单元 1918 个，COMBINE14 号单元 169 个。

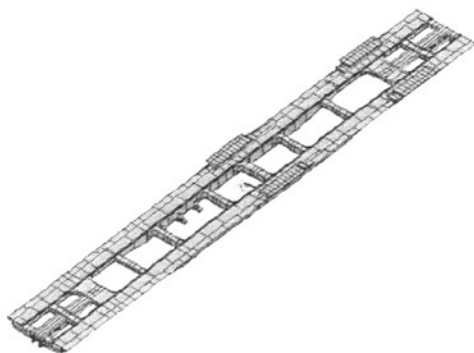


图 5-1 底架结构实体图

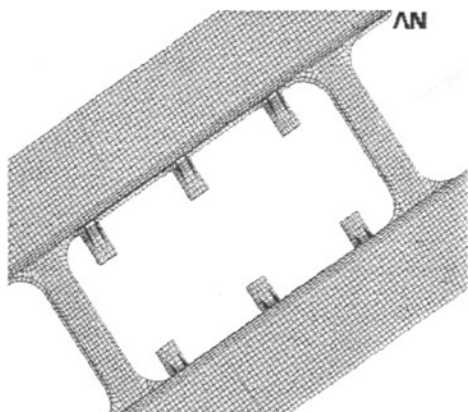


图 5-2 底架结构柴油机安装处离散图

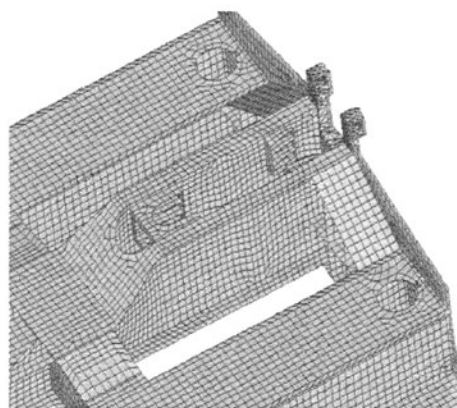


图 5-3 底架结构牵引梁离散图

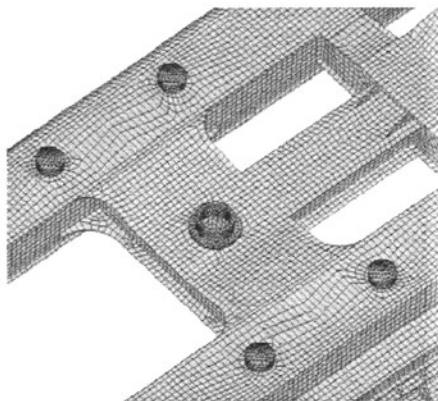


图 5-4 底架结构五轴端枕梁离散图

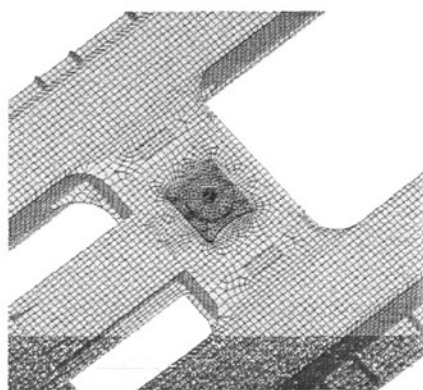


图 5-5 底架结构四轴端枕梁离散图

5.1.1.2 一号车解体运输的设备安装

图 5-6 为一号车解体运输设备安装图, 根据图纸标注的设备重量, 将其用质量单元来模拟设备的安装及其质量。

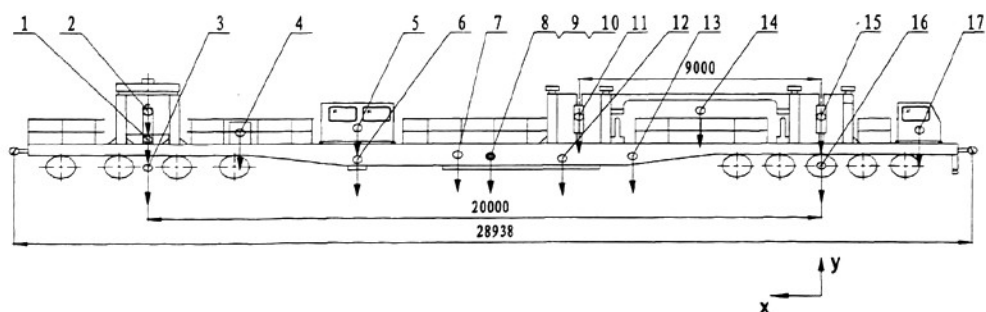


图 5-6 一号车解体运输设备安装图

一号车运输状态车架质量分布表如表 5-1 所示。

表 5-1 一号车运输状态车架质量分布表

部 件	质量 (T)	距 1 号柱纵向距离(m)
车架总成	44.237	10
平衡重	20.952	17.5
柴油机	2.75	14
液压支腿	1.48	10
液压系统	2.14	5.7
拖梁小车	3.34	20
拖拉机构	2.9	11
1 号柱柱身	4.8	0
2 号柱柱身	4.7	9
折叠柱根	17.8	4.5
3 号柱	5.51	20
电气系统	2.1	7.8
空气制动系统	1.5	10
操作司机室	1.2	-3
休息室	1.2	14
车钩缓冲装置	1.034	10
总计	117.64	质心 10.717

5.1.1.3 计算工况

架桥机一号车车体结构强度计算分两种情况进行，一种是架桥工况，另一种是编组运行工况。对于架桥工况的确定是按照工厂的要求，分五个工况进行计算分析；对于运行工况，按 TB/T1335-1996《铁道车辆强度设计及试验鉴定规范》要求，分四个工况进行计算分析，共计 9 个计算工况。具体工况如下：

工况 1：全悬臂 38.5m 对位不摆头工况；

工况 2：全悬臂 38.5m 对位摆头 0.45m 工况；

工况 3：吊梁走行过程中，1 号柱可能发生最大支反力工况；

工况 4: 架梁横移 1.18m 工况;

工况 5: 在拖梁小车行至车辆跨中工况;

工况 6: 考虑纵向压缩载荷 1400kN, 垂直静载 $\times 1.3g$, 侧向载荷按照垂向载荷的 7.5%考虑+扭转载荷(按照 40kN.m);

工况 7: 考虑纵拉伸缩载荷 1250kN, 垂直静载 $\times 1.3g$, 侧向载荷按照垂向载荷的 7.5%考虑+扭转载荷(按照 40kN.m);

工况 8: 垂直静载+2250kN 压缩载荷;

工况 9: 垂直静载+2250kN 惯性载荷。

5.1.1.4 计算载荷

在工况 1 条件下, 各载荷作用位置及各载荷值如图 5-7 所示。

1. 全悬臂 38.5m 对位工况:

(1) 不摆头: $R1=201.0T$
 $R2=-62.1T$

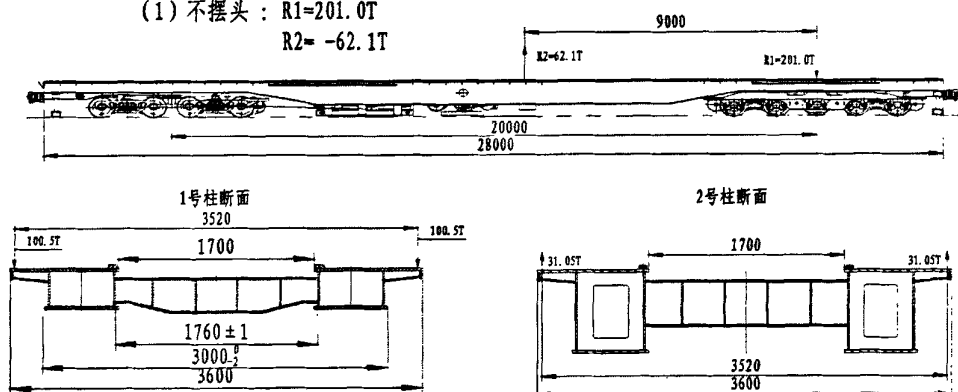


图 5-7 工况 1 车体载荷位置及载荷值

在工况 2 条件下, 各载荷作用位置及各载荷值如图 5-8 所示。

2. 全悬臂 38.5m 对位工况:

摆头 0.45m 情况:

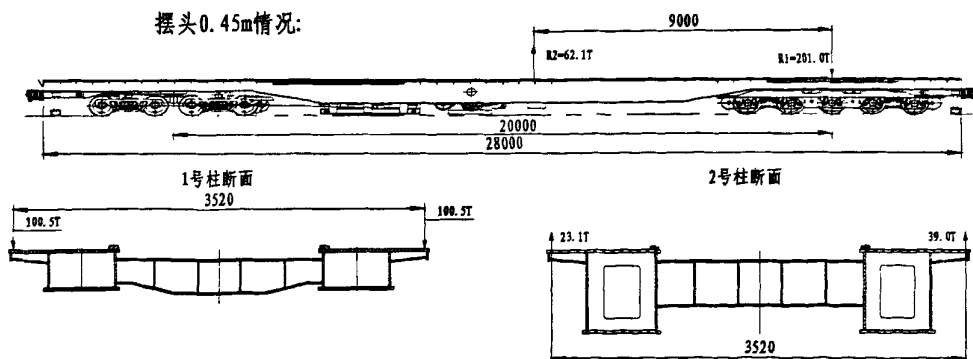


图 5-8 工况 2 车体在和位置及载荷值

在工况 3 条件下, 各载荷作用位置及各载荷值如图 5-9 所示, 二号柱载荷为零。

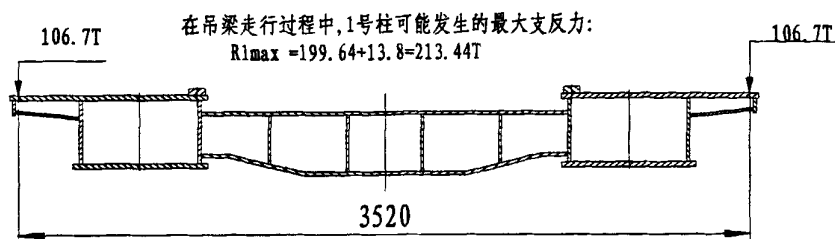


图 5-9 工况 3 车体在和位置及载荷值

在工况 4 条件下, 各载荷作用位置及各载荷值如图 5-10 所示, 二号柱载荷为零。

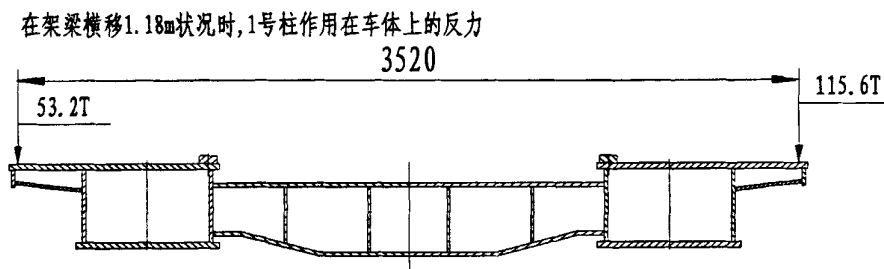


图 5-10 工况 4 车体在和位置及载荷值

在工况 5 条件下, 各载荷作用位置及各载荷值如图 5-11 所示。

为了真实地模拟安装在车体上各设备与车体之间作用力的传递状态, 各载荷分别按图 5-7~5-11 所标注的位置, 均匀分布施加于车体上各设备安装的相应部位。

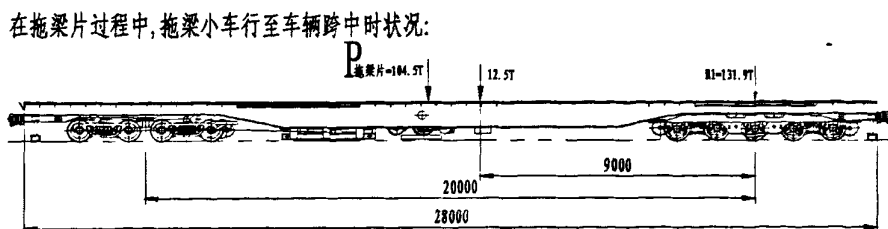


图 5-11 工况 5 车体在和位置及载荷值

因为该车在工作时的运行速度很低 (最高速度为 12km/h), 牵引力也很小, 主要承受垂向载荷, 即危及该车安全的主要载荷是垂向载荷, 所以在本车体的计算中, 没有考虑其它如牵引、制动等载荷。

5.1.1.5 约束边界条件

为了准确地模拟车体支承在转向架上的真实状态,在车体前转向架的四个球关节旁承处用橡胶弹簧模拟、后转向架的心盘处施加弹性约束,其橡胶弹簧的弹性模量用五轴转向架的总体垂向刚度进行换算。 $E=P \times L / (A \times \Delta L) / 4=C \times L / 4 A$, C 为五轴转向架的总体垂向刚度。下心盘处的弹簧刚度是四轴转向架的总体刚度,这样可以反映车体在超静定约束下各个支撑处的反力这一事实。

工况 1~工况 5 的约束为:在前转向架的四个球关节面下部的橡胶弹簧下端施加三个方向位移约束;后转向架的心盘处的弹簧单元下施加三个方向位移约束,在支腿安装面上施加垂向约束,并使力达到 40t 后不再增加支反力。

工况 6~工况 8 的约束为:在前转向架的四个球关节面上施加径向约束;后转向架的心盘处的弹簧单元下施加垂向、横向约束和纵向约束。

工况 9 的约束为:在前转向架的四个球关节面上施加径向约束;后转向架的心盘处的弹簧单元下施加垂向、横向。在二位前从板处施加纵向约束

5.1.1.6 车体材料

车体结构主要承载部分的材料为 16Mn,其材料的物理特性参数值如下:

密度为: $\gamma=7820 \text{ kg/m}^3$

弹性模量为: $E=2.068 \times 10^5 \text{ MPa}$

泊松比为: $\nu=0.3$

强度极限为: $\sigma_b=510 \sim 660 \text{ MPa}$

屈服极限为: $\sigma_s=345 \text{ MPa}$

5.1.1.7 许用应力确定及评定

按照铁办函[2003]333 号文件《关于加强自轮运转特种设备安全管理的通知》要求,车体及走行部还须符合《铁道车体强度设计及试验鉴定规范》,以及 TB/T 2939-1999《单臂式铁路架桥机技术条件》的要求。所以选取工况 1~工况 5 的安全系数取 1.33,则许用应力为 259MPa,工况 6~工况 7 的许用应

力为 216MPa, 工况 8~工况 9 的许用应力为 293MPa。

5.1.1.8 结构修改

经过初步计算, 在作业工况下, 底架结构支腿部分不能满足强度要求, 在过轨运输工况下, 其中 7、8 两个工况也不能满足强度要求, 必须对车体结构进行修改, 其修改内容为:

- (1)、在牵引梁与边梁之间增加下盖板及筋板, 如图 5-12 所示;
- (2)、将牵引梁的下盖板厚度由 16mm 增加 20mm, 腹板厚度由 12mm 改为 16mm;
- (3)、在牵引梁与横梁下盖板处及横梁与纵梁下盖板处增加斜筋;
- (4)、在油压支腿处增加 30mm 的圆筒、将油压支腿法兰板尺寸增大到与边梁腹板一样宽, 如图 5-13 所示。

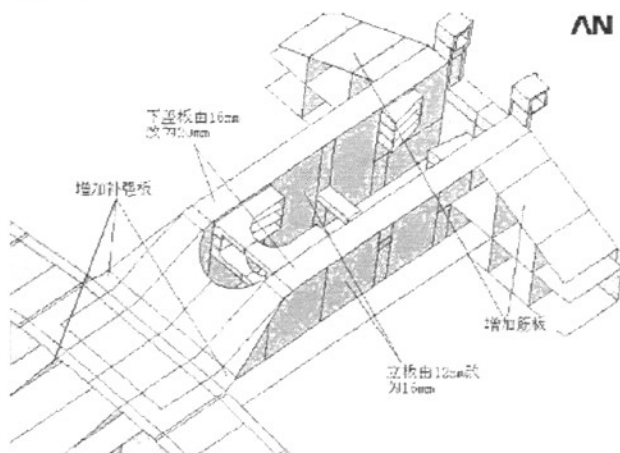


图 5-12 牵引梁部分结构修改图



图 5-13 支腿部分结构修改图

5.1.2 结论及建议

根据计算结果得到车体结构在 9 种工况下的最大应力，见表 5-2。由表可以得出，进行局部修改后底架架构在 9 种工况下，静强度都能满足相应标准的要求。但是，从中也可以看出，架梁横移 1.18m 工况，底架的最大应力已经很接近材料的许用应力。另外，最大应力出现的位置都集中在几个比较固定的位置，如五轴端枕梁旁的边梁隔板上，支腿法兰约束处以及牵引梁周边的板件拐角处，应对这些部位结构引起足够的重视。

表 5-2 9 个工况下底架结构的最大应力情况和材料许用应力

工况	最大应力/MPa		最大应力位置	图 示	许用应力/MPa
	TOP	BOTTOM			
1	232.85 9	232.256	五轴端枕梁旁的边梁隔板上	2.13/2.17	259
2	243.37 7	341.339	五轴端枕梁旁的边梁隔板上	2.22/2.26	259
3	240.38 8	246.320	五轴端枕梁旁的边梁隔板上 (BOTTOM)五轴端边梁端部的支 腿上	2.30/2.34	259
4	255.10 5	255.105	四轴端支腿处的套筒上	2.37/2.42	259
5	240.15 6	240.156	四轴端支腿处的套筒上	2.46/2.49	259
6	181.22 2	169.331	四轴端牵引梁与横梁相接的下盖 板拐角处	2.55/2.59	216
7	198.31 4	197.873	四轴端枕梁心盘处的隔板上	2.64/2.68	216
8	285.04 9	279.164	四轴端牵引梁与横梁相接的下盖 板拐角处(BOTTOM)后从板座上	2.71/2.75	293
9	126.74 8	109.010	四轴端前从板座旁的牵引梁腹板 与下盖板焊接处	2.79/2.83	293

5.2 二号车车体结构强度分析

5.2.1 概述

新型架桥机二号车是与架桥机一号车联动的运梁片的机动平车，车上装有运梁片拖车的轨道、发电机组、制动装置和司机室等设备。根据厂方提供的有关图纸、设备布置及作业受力等技术资料，在对其结构的特点、设备的布置、受力的特征等因素进行了仔细分析研究之后，确定了计算方案和计算的载荷工况。

5.2.2 前处理

5.2.2.1 车体结构说明

新型架桥机二号车车体结构是由两根鱼腹式的纵向主梁、两根纵向加强梁、牵引梁、旁承横梁、发动机安装梁、拖车轨道以及连接横梁所组成的平板式焊接结构。车体全长为 30000mm，宽为 3100mm，跨距为 21200mm。其纵向主梁鱼腹段（中段）的梁高为 870mm，上盖板宽为 750mm，下盖板宽为 600mm，鱼尾段（两端）梁高为 430mm。其中，上、下盖板厚为 30mm，立板厚为 16mm。每根纵向加强梁是由两根型号为 36b 工字钢组焊合成的，分别附着在两根纵向主梁上。

5.2.2.2 车体的有限元离散模型

为了准确地对车体结构进行仿真计算分析，在建立模型时，完全按照图纸标注的尺寸，应用 ANSYS 软件建立有限元力学模型，结构实体模型如图 5-14 所示。各部位的离散模型如图 5-15~5-18 所示，车体结构有限元模型共有节点 129872 个，单元 143743 个，其中：SHELL63 号单元 130742 个，SOLILD45 号单元 12292 个，MASS21 号单元 543 个，COMBINE14 号单元 166 个。

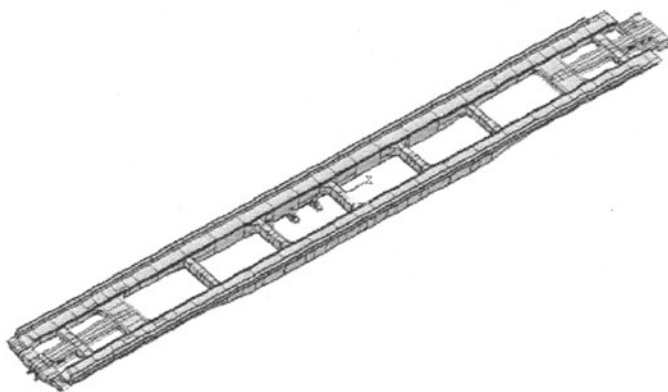


图 5-14 底架结构实体模型

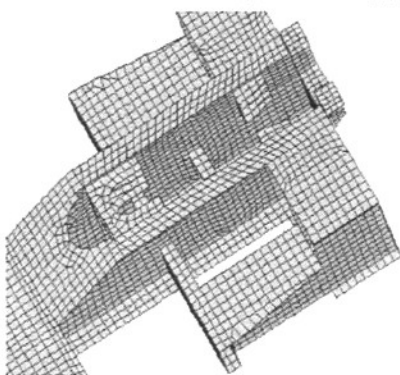


图 5-15 牵引梁离散图

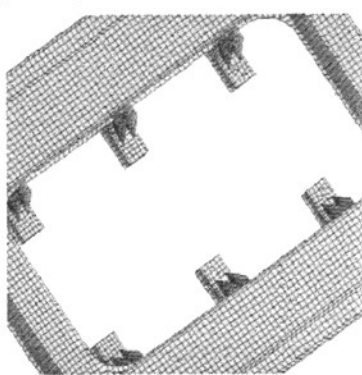


图 5-16 柴油机安装部分离散图

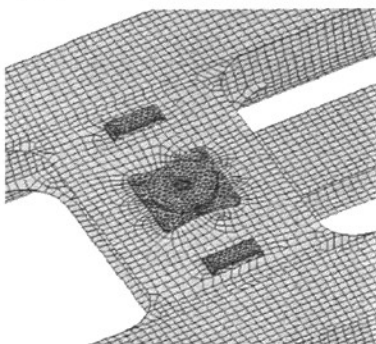


图 5-17 四轴端枕梁离散图

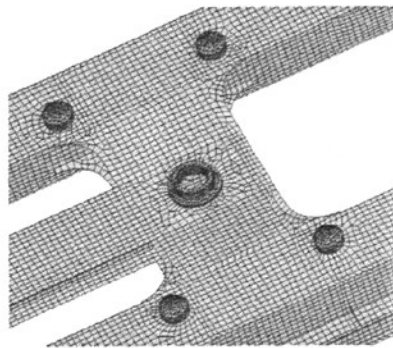


图 5-18 五轴端枕梁离散图

5.2.2.3 二号线解体运输的设备安装

图 5-19 为二号线解体运输设备安装图, 根据图纸标注的设备重量, 将其用质量单元来模拟设备的安装及其质量。表 5-3 列出了二号线过轨运输时的质量分布。

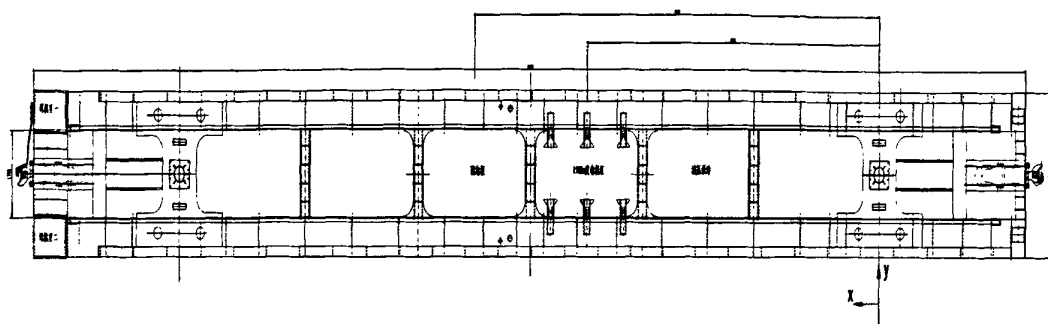


图 5-19 二号车解体运输设备安装图

表 5-3 二号车空车状态车架质量分布表

部件	质量 (T)	距五轴转向架中心的纵向距离 (m)
车架总成	44.445	10.6
配重	20	10.6
柴油机	2.7	8.9
后司机室	0.24	25.1
液压系统	0.5	5.6
电气系统	0.5	12.5
拖梁小车	1.66	21.2
顶梁机构	0.95	-4.2
空气制动系统	1.35	12
车钩缓冲装置	1.034	10.6
总计	73.379	质心 10.638

5.2.2.4 计算工况

架桥机二号车车体结构强度计算分两种情况进行，一种是架桥工况，另外一种一种是编组运行工况。对于架桥工况的确定是按照工厂的要求，分两个工况进行计算；对于运行工况，按 TB/T1335-1996《铁道车辆强度设计及试验鉴定规范》的要求，分四个工况进行计算分析，共计 6 个计算工况。具体工况如下：

工况 1：机动平车处于运梁时的受力状态；

工况 2: 拖梁小车运行至机动平车车体中心时的受力状态;

工况 3: 考虑纵向压缩载荷 1400kN: 垂直静载 $\times 1.3g$, 侧向载荷按照垂向载荷的 7.5%考虑+扭转载荷(按照 40kN.m);

工况 4: 考虑纵拉伸缩载荷 1250kN: 垂直静载 $\times 1.3g$, 侧向载荷按照垂向载荷的 7.5%考虑+扭转载荷(按照 40kN.m);

工况 5: 垂直静载+2250kN 压缩载荷;

工况 6: 垂直静载+2250kN 惯性载荷。

5.2.2.5 计算载荷

本次计算所采用的各载荷值, 按实际载荷工况确定, 其中在工况 1 条件下, 各载荷作用位置及各载荷值如图 5-20 所示。

1 运梁片走行状况:

轴重: $R_{前} = 34.1T/\text{根}$ $R_{后} = 30.4T/\text{根}$

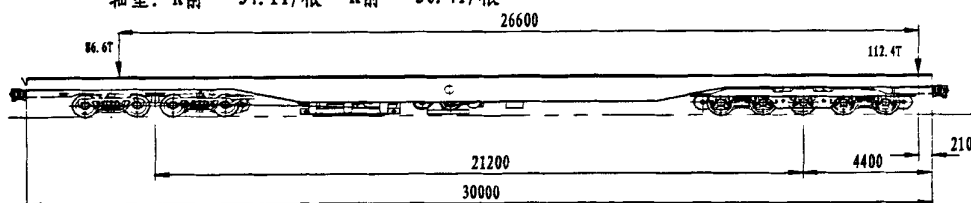


图 5-20 工况 1 车体在和位置及载荷值

在工况 2 条件下, 各载荷作用位置及各载荷值如图 5-21 所示。

2 拖梁片后拖梁小车至中点:

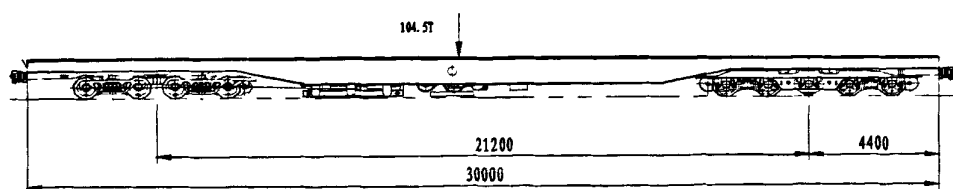


图 5-21 工况 2 车体在和位置及载荷值

为了真实地模拟安装在车体上各设备与车体之间作用力的传递状态, 各载荷分别按上图所标注的位置, 均匀分布施加于车体上各设备安装的相应部位。

因为该车在工作时的运行速度很低(最高速度为 12km/h), 牵引力也相对很小, 主要承载是垂向载荷, 即危及该车安全的主要载荷是垂向载荷, 所以在本车体的计算中, 没有考虑其它如牵引、制动等载荷。

5.2.2.6 约束边界条件

为了准确地模拟车体支承在转向架上的真实状态,在车体前转向架的四个球关节旁承处以实际的球支撑、后转向架的心盘处施加弹性约束,弹簧刚度值是实际转向架的总体垂向刚度值的 20 倍,其目的是能够真实地反映出车体在受力后发生垂向变形时在四个旁承上以及下心盘上的支反力是变化的这一事实。

工况 1~工况 5 的约束为:在前转向架的四个球关节面上施加径向约束;后转向架的心盘处的弹簧单元下施加垂向、横向约束和纵向约束。

工况 6 的约束为:在前转向架的四个球关节面上施加径向约束;后转向架的心盘处的弹簧单元下施加垂向、横向。在二位前从板处施加纵向约束

5.2.2.7 车体材料

车体主要承载部分的材料为 16Mn,其材料的物理特性参数值如下:

密度为: $\gamma=7820 \text{ kg/m}^3$

弹性模量为: $E=2.068 \times 10^5 \text{ MPa}$

泊松比为: $\nu=0.3$

强度极限为: $\sigma_b=510 \sim 660 \text{ MPa}$

屈服极限为: $\sigma_s=345 \text{ MPa}$

5.2.2.8 许用应力确定及评定

按照铁办函[2003]333 号文件《关于加强自轮运转特种设备安全管理的通知》要求,车体及走行部还须符合《铁道车体强度设计及试验鉴定规范》,以及 TB/T 2939-1999《单臂式铁路架桥机技术条件》的要求。所以选取工况 1~工况 2 的安全系数为 1.33,其许用应力为 259MPa,工况 3~工况 4 的许用应力为 216MPa,工况 5~工况 8 的许用应力为 293MPa。

5.2.2.9 底架结构修改

经过初步计算,在工况 4 和工况 5 下,底架结构局部位置不能满足强度

要求, 必须对车体结构进行修改, 其修改内容为: 1、将牵引梁的下盖板厚度由 16mm 增加 20mm, 腹板厚度由 12mm 改为 16mm; 2、小横梁在牵引梁内部断开处连接上, 并将槽形梁封闭; 3、在两小纵向梁之间用同样厚度板将下边相连, 并加斜筋与边梁相连; 4、牵引横梁与纵向梁之间增加补强板, 如图 5-22 所示。

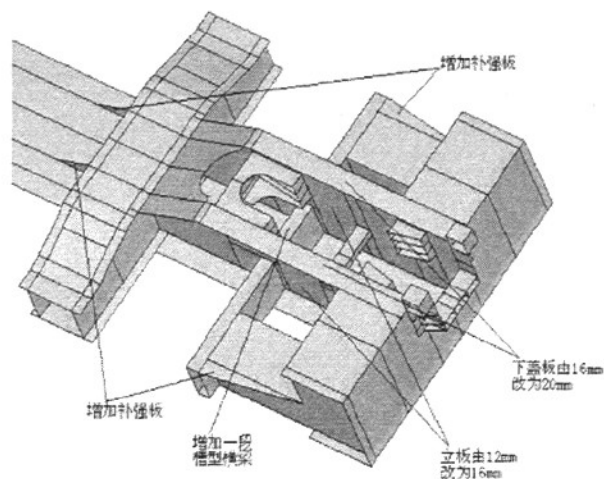


图 5-22 底架结构修改图

5.2.3 结论及建议

根据计算结果得到底架结构在 6 种工况下的最大应力情况, 见表 5-4。由表可以得出, 底架结构在第 5 工况下 BOTTOM 面的最大应力(296.331MPa)略超过材料的许用应力(293MPa), 其超过量仅仅为 3.331MPa, 与屈服应力还差 48.67MPa。并且该工况一般是在编组场通过驼峰时容易产生, 而该车可能为特种运输车辆, 不允许驼峰编组。所以在 6 种工况下, 强度能够满足相应标准的要求。

表 5-4 6 个工况下底架结构的最大应力情况和材料许用应力

工 况	最大应力/MPa		最大应力位置	图 示	许用应 力/MPa	是否 满足
	TOP	BOTTO M				
1	239.671	239.671	五轴端的球旁承上	3.10/3.14	259	满足
2	164.298	164.298	五轴端的球旁承上	3.18/3.22	259	满足

续表 5-4

3	178.352	189.046	(TOP) 四轴端边梁端部与小横梁焊接处 四轴端牵引梁与横梁下盖板焊接的拐角处	3.27/3.32	216	满足
4	123.646	125.372	(TOP) 四轴端边梁端部与小横梁焊接处 四轴端边梁端部与大横梁焊接处	3.34/3.38	216	满足
5	275.543	296.331	(TOP) 四轴端边梁端部与小横梁焊接处 四轴端牵引梁与横梁下盖板焊接的拐角处	3.42/3.46	293	超过了约 3MPa
6	95.257	98.788	四轴端牵引梁前从板座处的腹板上	3.50/3.53	293	满足

第 6 章 新型架桥机中摇枕

及构架结构静强度分析

6.1 中摇枕结构强度分析

6.1.1 概述

根据中国南车集团襄樊内燃机车厂设计处提供的中摇枕结构总图及部分零部件图纸资料,在对其结构的特点、受力的特征等因素进行了仔细分析研究之后,确定采用整体结构进行计算。

6.1.2 前处理

6.1.2.1 中摇枕结构说明

中摇枕支承在两个转 K6 型转向架上,整体呈“王”字形,即由一根纵向梁和三根横向梁组成,通过中摇枕下心盘与车体上心盘连接,承受着垂向、纵向及横向载荷,中横梁两侧还有间隙刚性旁承。下部通过在纵向梁两端下部的上心盘与转 K6 型转向架摇枕下心盘连接,中摇枕端横梁两侧下盖板有常接触弹性旁承。

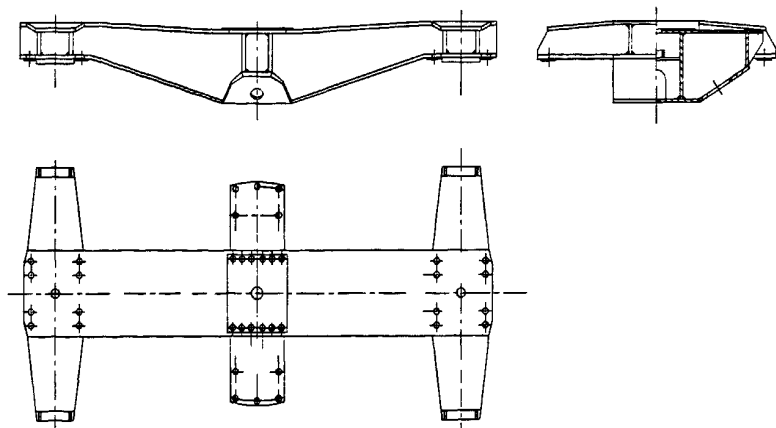


图 6-1 中摇枕结构示意图

中摇枕整体长为 3290mm,宽 1700mm,纵向枕梁上、下盖板厚为 25mm,腹板和隔板厚为 16mm,两端横梁的上、下盖板厚为 25mm,腹板和隔板厚为 16mm,中横梁的上、下盖板厚为 25mm,腹板和隔板厚为 16mm。其结构

简图如图 6-1 所示:

在本模型中的坐标轴的位置如图 6-2 所示, 竖直向上为 Y 轴。图中的 1 表示的是 1 位的两个端梁的两个旁承, 2 表示的是 2 位的两个端梁的两个旁承。

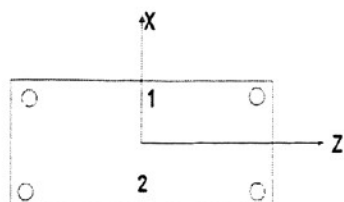


图 6-2 中摇枕的坐标图

6.1.2.2 中摇枕结构的有限元离散模型

为了准确地对中摇枕进行仿真计算分析, 在建立模型时, 完全按照图纸标注的尺寸, 应用 SOLIDWORKS 建立其三维实体模型^[22], 这样可以真实地表现出中摇枕的几何结构、焊接形式及焊角大小, 然后导入 ANSYS 有限元分析软件中, 自动生成 ANSYS 计算实体模型。在 ANSYS 中通过布尔运算建立真实连接的实体模型, 在 ANSYS 中的实体模型如图 6-3 和 6-4 所示。由于采用了实体模型, 所以本模型中采用 SOLID92 单元, 中摇枕三维力学离散模型如图 6-5 和 6-6 所示, 局部离散模型如图 6-7~6-9 所示。其中, 中摇枕共有 SOLID92 单 134656 个, 节点 243972 个, 模型结构重量为 1955 kg。

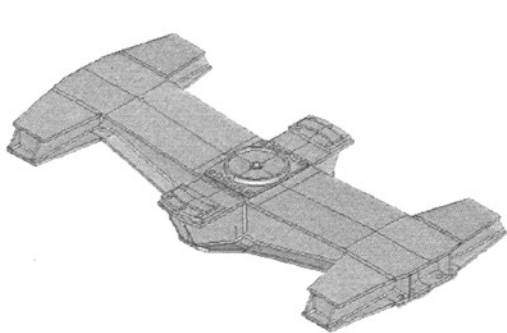


图 6-3 中摇枕三维模型俯视图

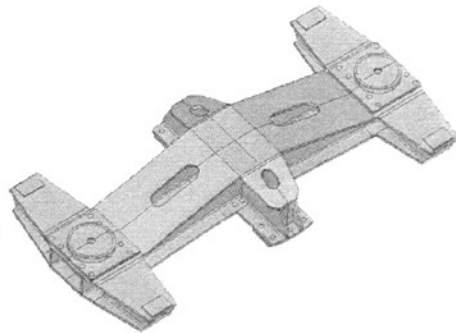


图 6-4 中摇枕三维模型底视图

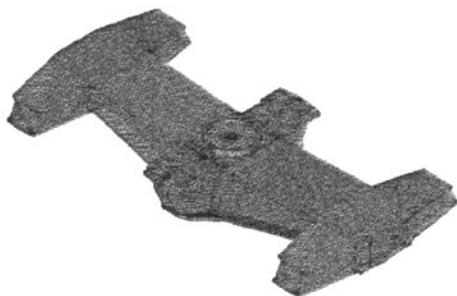


图 6-5 中摇枕三维离散模型
俯视图

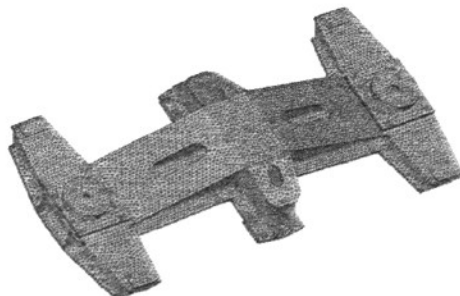


图 6-6 中摇枕三维离散模型
底视图



图 6-7 中摇枕的端横梁离散模型

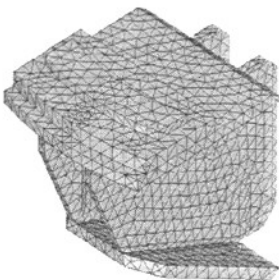


图 6-8 中摇枕的中横梁离散模型

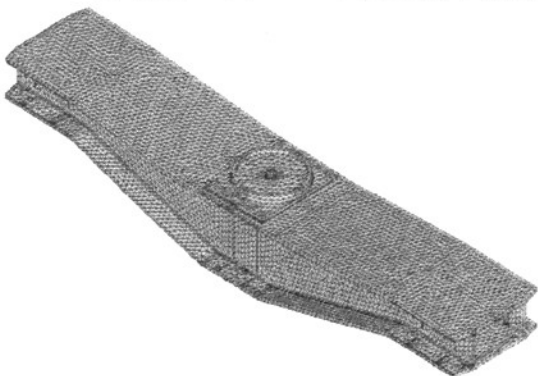


图 6-9 中摇枕的纵向梁三维力学离散模型图

6.1.2.3 基本计算参数

表 6-1 和表 6-2 分别为一号车和二号车在过轨运输状态下车体设备质量及质心纵向位置。通过表 6-1 和表 6-2 的数据可以计算出过轨运输状态下作用在五轴转向架旁承和四轴转向架心盘上的载荷及轴重，表 6-3 为过轨运输时转向架二系以上的载荷以及轴重。

表 6-1 一号车运输状态车架质量分布表

部件	质量 (t)	距 1 号柱纵向距离(m)
车架总成	44.237	10
平衡重	20.952	17.5
柴油机	2.75	14
液压支腿	1.48	10
液压系统	2.14	5.7
拖梁小车	3.34	20
拖拉机构	2.9	11

续表 6-1

1 号柱柱身	4.8	0
2 号柱柱身	4.7	9
折叠柱根	17.8	4.5
3 号柱	5.51	20
电气系统	2.1	7.8
空气制动系统	1.5	10
操作司机室	1.2	-3
休息室	1.2	14
车钩缓冲装置	1.034	10
总计	117.64	质心 10.717

表 6-2 二号线运输状态车架质量分布表

部件	质量 (t)	距五轴转向架中心纵向距离(m)
车架总成	44.445	10.6
配重	20	10.6
柴油机	2.7	8.9
后司机室	0.24	25.1
液压系统	0.5	5.6
电气系统	0.5	12.5
拖梁小车	1.66	21.2
顶梁机构	0.95	-4.2
空气制动系统	1.35	12
车钩缓冲装置	1.034	10.6
总计	73.379	质心 10.638

表 6-3 转向架轴重及二系以上载荷

序号	参 数		符号	轴重(t)	二系以上 质量(t)
1	一 号 车	五轴转向架轴重（过轨运输）	Pu15	14.023	54.606
2		四轴转向架轴重（过轨运输）	Pu14	18.979	63.037
3		车体下心盘以上质量	mc1	139.74	
4	二 号 车	五轴转向架轴重（过轨运输）	Pu25	10.413	36.558
5		四轴转向架轴重（过轨运输）	Pu24	12.425	36.821
6		车体下心盘以上质量	mc2	56.1	
7	四轴转向架质量		mb4	12.879	
8	五轴转向架质量		mb5	15.509	
9	重力加速度(m/s^2)		g	9.81	

6.1.2.4 计算载荷值

架桥机中摇枕上的强度计算分两种情况进行，一种是架桥工况，另外一种一种是过轨运输运行工况。对于架桥工况的确定是按车体计算的七种计算工况确定（一号车五种、二号车两种），根据襄樊内燃机车厂提供的载荷图可以看出，一号车的载荷条件比二号车更为恶劣，实际情况是从对一号车车体计算的五个工况来确定的，由一号车车体计算结果可以看出，在五种计算工况中支反力最大的工况为第五个工况，其垂向载荷为 1100kN。另外中摇枕两端旁承为常接触旁承，接触力为 19.8kN。

对于运行工况，按 TB/T1335-1996 的要求，其计算载荷值是根据动力学计算得到的不同运行工况下的载荷值进行，表 6-4 为不同速度下直线和曲线作用在下心盘和旁承上的载荷值。

表 6-4 不同速度不同线路运行时的载荷

运行速度 km/h	运行线路	动力学计算垂向载荷 (kN)		
		心盘垂向载荷 F_y	1 位旁承垂向载荷 F_y	2 位旁承垂向载荷 F_y
80	直线	698.65	25.325	22.093
30	300m 半径	653.12	26.831	25.140
15	180m 半径	643.34	21.602	21.276

6.1.2.5 计算工况

工况 1—架桥时受力最恶劣情况；

工况 2—80km/h 直线运行工况；

工况 3—30km/h 通过 300m 曲线运行工况；

工况 4—15km/h 通过 180m 曲线运行工况；

6.1.2.6 约束边界条件

为了准确地模拟中摇枕在工作过程中与其它结构的相互作用关系，在有限元力学模型中正确地处理边界条件，是非常重要的。

中摇枕前后两个上心盘支承在两个转 K6 型转向架的摇枕下心盘上，中摇枕的纵向枕梁中部的下心盘支撑着车体传递来的载荷，当纵向枕梁受力产生变形时，中摇枕支承在两组转 K6 型转向架摇枕接触面的支反力将发生变化，故这里采用刚度较大的弹簧单元约束相应方向的自由度。

6.1.2.7 中摇枕材料

摇枕主要承载部分的材料为 Q345 钢，其材料的物理特性参数值如下：

密度为： $\gamma=7820\text{kg/m}^3$

弹性模量为： $E=2.08\times 10^5\text{MPa}$

泊松比为： $\nu=0.3$

强度极限为： $\sigma_b=510\sim 660\text{MPa}$

屈服极限为： $\sigma_s=345\text{MPa}$

6.1.2.8 许用应力确定及评定

按照铁办函[2003]333 号文件《关于加强自轮运转特种设备安全管理的通知》要求，车体及走行部还须符合 TB/T1335-1996，以及 TB/T 2939-1999《单臂式铁路架桥机技术条件》的要求。对于工况 1 选取 1.33 的安全系数，其许用应力为 259MPa，对于工况 2~4 选取的许用应力为 216MPa。

6.1.3 计算结果及分析

表 6-5 列出了中摇枕 4 个静强度计算工况的最大应力值和所在位置以及各个工况下的许用应力值。根据前面中摇枕结构的整体应力云图和局部应力云图以及表 2-5 列出的结果可以得出，中摇枕的最大应力一般出现在比较固定的位置，即中横梁下盖板与纵枕梁下盖板连接的边缘处。在每个工况载荷的作用下，都没有超过各自的许用应力，所以中摇枕的最大应力能够满足使用要求。

表 6-5 各工况计算结果及最大应力位置

工况	最大应力 /MPa	最大应力位置	许用应力 /MPa	结论
1	175	2 位中横梁下盖板与纵枕梁下盖板连接的边缘处	259	满足
2	112	1 位中横梁下盖板与纵枕梁下盖板连接的边缘处	216	满足
3	105	1 位中横梁下盖板与纵枕梁下盖板连接的边缘处	216	满足
4	103	1 位中横梁下盖板与纵枕梁下盖板连接的边缘处	216	满足

6.1.4 结论及建议

(1) 纵梁的下盖板上的工艺长孔最好不要开在靠近纵枕梁中部的的位置，因为纵枕梁中部的弯矩最大，故是应力最高部位。另外，在工艺长孔的边缘应倒圆角，以防止出现由粗糙面所形成的裂纹源；

(2) 中横梁与纵枕梁连接的根部，应采用圆弧过渡，不要出现尖角，以防产生应力集中；

(3) 建议将纵梁上的下心盘座板尺寸加大，以便降低该区域的应力水平。

计算分析的结论是：在最大载荷的作用下，中摇枕的强度可以满足标准要求。

6.2 五轴转向架构架结构强度分析

6.2.1 概述

根据五轴转向架构架总图及部分零部件图纸资料，在对其结构的特点、受力的特征等因素进行了仔细分析研究之后，确定采用整体结构进行计算。

6.2.2 前处理

6.2.2.1 构架结构说明

五轴转向架构架的主要结构是由两根侧梁、两根横向端梁、两根横向中梁、一根电机吊挂横梁、一根纵向中央梁和两个下沉式的加强梁所组成的焊接结构。构架长为 6244mm，宽为 2570mm。其侧梁高为 330mm，宽为 450mm，上、下盖板厚度均为 25mm，隔板厚为 10mm，纵向中央梁的上、下盖板、腹板厚均为 16mm。加强梁的下盖板厚为 30mm，立板厚为 16mm。其结构简图如图 6-10 所示。

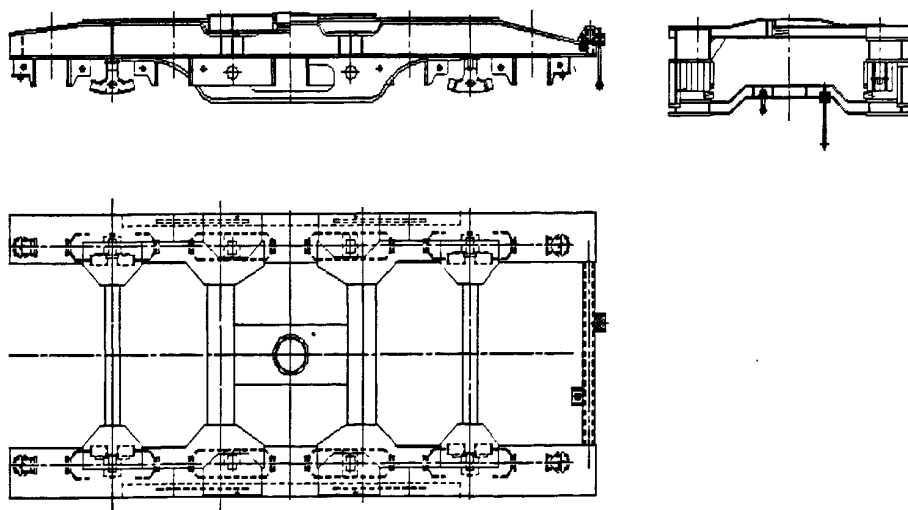


图 6-10 五轴转向架构架结构示意图

五轴转向架构架分别由 10 组一系弹簧支承在五根轴上，构架上四个旁承，支撑着车体传来的载荷。

由于五轴转向架构架中的连接补板没有过渡圆角，在计算过程中出现很

大的应力集中, 所以将结构改为如图 6-11 所示的结构, 将过渡圆角半径设为 100mm。

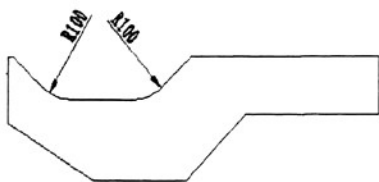


图 6-11 连接补板更改后的结构图

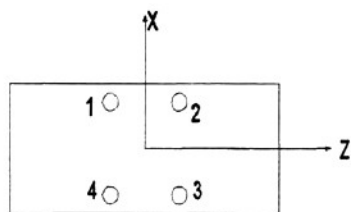


图 6-12 五轴转向架构架坐标示意图

在本模型中的坐标轴的位置如图 6-12 所示, 竖直向上为 Y 轴。图中 1, 2, 3, 4 分别代表各个旁承的位置, Z 正向为五轴转向架前进方向。

6.2.2.2 有限元分析

(1) 五轴转向架构架结构的有限元离散模型

为了准确地对五轴转向架构架进行仿真计算分析, 在建立模型时, 完全按照图纸标注的尺寸, 应用 SOLIDWORKS 建立其三维的实体模型, 这样可以真实地表现出构架的几何结构, 然后导入 ANSYS 有限元分析软件中, 自动生成 ANSYS 计算实体模型。在 ANSYS 中通过布尔运算建立真实连接的实体模型, 在 ANSYS 中的实体模型如图 6-13 和 6-14 所示。由于采用了实体模型, 所以本模型中采用 SOLID92 单元, 构架力学离散模型如图 6-15 所示, 局部离散模型如图 6-16 所示。其中, 构架共有 SOLID92 单元 468750 个, 节点 890699 个, 模型结构重量为 5367kg。

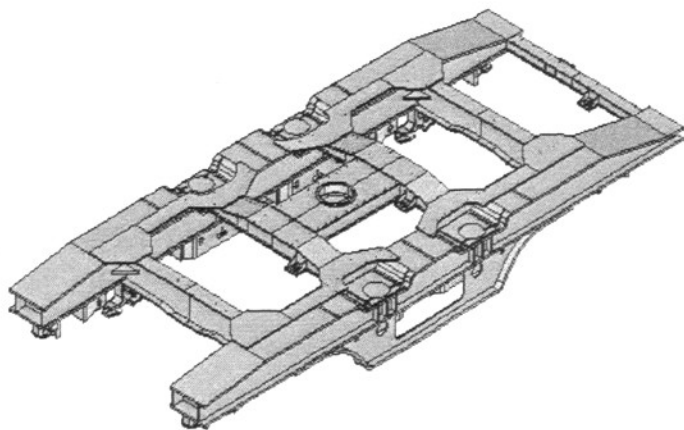


图 6-13 构架的 ANSYS 三维模型俯视图

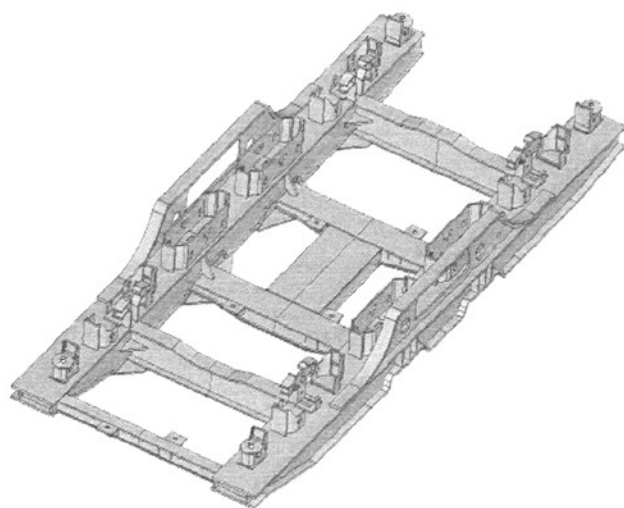


图 6-14 架的 ANSYS 三维模型底视图

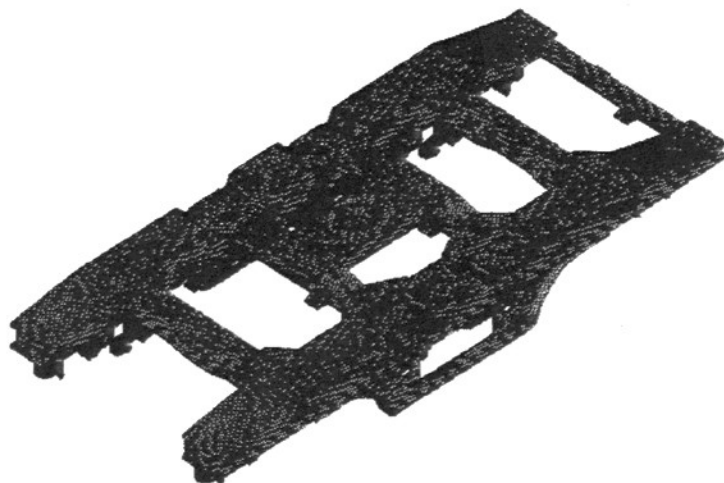


图 6-15 构架的三维力学模型离散图

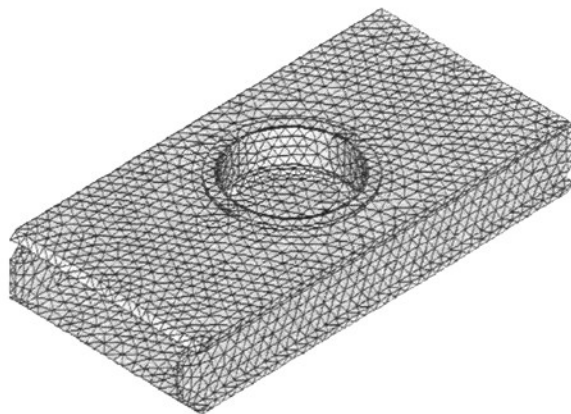


图 6-16 中央梁的三维力学模型离散图

(2) 基本计算参数

表 6-6 和表 6-7 分别为一号车和二号车在过轨运输状态下车体设备质量及质心纵向位置。通过表 6-6 和表 6-7 的数据可以计算出过轨运输状态下作用在五轴转向架旁承和四轴转向架心盘上的载荷及轴重，表 6-8 为过轨运输时转向架二系以上的载荷以及轴重。

表 6-6 一号车运输状态车架质量分布表

部件	质量 (t)	距 1 号柱纵向距离(m)
车架总成	44.237	10
平衡重	20.952	17.5
液压支腿	1.48	10
液压系统	2.14	5.7
拖梁小车	3.34	20
拖拉机构	2.9	11
1 号柱柱身	4.8	0
2 号柱柱身	4.7	9
折叠柱根	17.8	4.5
3 号柱	5.51	20
电气系统	2.1	7.8
空气制动系统	1.5	10
操作司机室	1.2	-3
休息室	1.2	14
车钩缓冲装置	1.034	10
总计	117.64	质心 10.717

表 6-7 二号车运输状态车架质量分布表

部 件	质量 (t)	距五轴转向架中心纵向距离
车架总成	44.445	10.6
配重	20	10.6
柴油机	2.7	8.9
后司机室	0.24	25.1
液压系统	0.5	5.6

续表 6-7

电气系统	0.5	12.5
拖梁小车	1.66	21.2
顶梁机构	0.95	-4.2
空气制动系统	1.35	12
车钩缓冲装置	1.034	10.6
总计	73.379	质心 10.638

表 6-8 转向架轴重及二系以上载荷

序号	参数		符号	轴重	二系以上质量
1	一 号 车	五轴转向架轴重（过轨运输）	Pu15	14.023	54.606
2		四轴转向架轴重（过轨运输）	Pu14	18.979	63.037
3		车体下心盘以上质量	mc1	139.74	
4	二 号 车	五轴转向架轴重（过轨运输）	Pu25	10.413	36.558
5		四轴转向架轴重（过轨运输）	Pu24	12.425	36.821
6		车体下心盘以上质量	mc2	56.1	
7	四轴转向架质量		mb4	12.879	
8	五轴转向架质量		mb5	15.509	
9	重力加速度 (m/s^2)		g	9.81	

(3) 计算载荷值

架桥机五轴转向架构架的强度计算分两种情况进行，一种是架桥工况，另外一种是通过运输运行工况。对于架桥工况的确定是按车体计算的七种计算工况确定（二号线两种、一号线五种），从襄樊内燃机车厂提供的载荷图可以看出，一号车的载荷条件比二号线更为恶劣，实际情况是从对一号线车体计算的五个工况来确定的。载荷值如表 6-9 所示。

对于运行工况，按 TB/T1335-1996 的要求，其计算载荷值根据动力学计算得到的不同运行工况下的载荷值进行，表 6-10 为不同速度下直线和曲线作用在球形旁承和旁承上的载荷值。

表 6-9 架桥时五轴转向架旁承所受的垂向载荷

工况	旁承承受的垂向力 (kN)			
	1 位旁承	2 位旁承	3 位旁承	4 位旁承
1	332.13	252.59	251.79	331.44
2	345.61	262	242.41	317.93
3	476.38	346.57	345.92	475.94
4	351.37	247.25	341.77	465.02
5	573.21	394.45	394.71	577.95

表 6-10 不同速度不同线路运行时旁承所受的载荷

运行速度 (km/h)	运行线路	旁承位置	动力学计算旁承载荷 (kN)		
			垂向载荷 F_y	横向载荷 F_x	纵向载荷 F_z
80	直线	1	-168.06	-7.195	-11.032
		2	-168.06	-7.449	-10.617
		3	-165.82	6.909	10.952
		4	-165.84	6.193	10.896
30	300m 半 径	1	-168.06	-6.458	-10.564
		2	-163.5	-6.014	-10.734
		3	-171.45	6.475	11.373
		4	-170.88	6.764	11.335
15	180m 半 径	1	-146.96	-5.272	-9.69
		2	-146.91	-5.336	-9.642
		3	-135.5	4.806	8.487
		4	-135.5	4.575	8.61

(4) 计算工况

- 工况 1—架桥工况 1;
- 工况 2—架桥工况 2;
- 工况 3—架桥工况 3;
- 工况 4—架桥工况 4;

工况 5—架桥工况 5;

工况 6—80km/h 直线运行工况;

工况 7—30km/h 通过 300m 曲线运行工况;

工况 8—15km/h 通过 180m 曲线运行工况;

(5) 约束边界条件

为了准确地模拟五轴转向架构架在作业及过轨运输过程中与其他结构的相互作用关系,在有限元力学模型中正确地处理边界条件,是非常重要的。

五轴转向架构架由 10 组一系弹簧通过轴箱支承在五根车轴上,由于五轴转向架构架在受力后,将发生弹性变形,这时各弹簧的压缩量是不同的,为了真实地反映出这一实际情况,所以在一系弹簧作用的部位,采用弹簧单元进行相应方向自由度的约束,弹簧的三个方向的刚度值和实际的刚度值相同。

(6) 五轴转向架构架材料

该构架的主要承载部分所用材料为 Q345 钢,其材料的物理特性参数值如下:

密度为: $\gamma=7820\text{kg/m}^3$

弹性模量为: $E=2.08\times 10^5\text{MPa}$

泊松比为: $\nu=0.3$

强度极限为: $\sigma_b=510\sim 660\text{MPa}$

屈服极限为: $\sigma_s=345\text{MPa}$

(7) 许用应力确定及评定

按照铁办函[2003]333 号文件《关于加强自轮运转特种设备安全管理的通知》要求,车体及走行部还须符合 TB/T1335-1996,以及 TB/T 2939-1999《单臂式铁路架桥机技术条件》的要求。对于工况 1 选取的取 1.33 的安全系数,其许用应力为 259MPa,对于工况 2~4 选取的许用应力为 216MPa。

6.2.2.3 计算结果及分析

表 6-11 列出了五轴转向架构架在 8 个静强度计算工况作用下的最大应力值和所在位置以及各个工况下的许用应力值。根据前面五轴转向架构架的整体应力云图和局部应力云图及表 6-11 的结果可以得出,构架的最大应力出现在比较固定的位置,即连接补板端部与侧梁上盖板连接处和旁承座侧梁上盖板的圆角过渡处。在每个工况载荷的作用下,都没有超过各自的许用应力,

所以五轴转向架构架的最大应力能够满足使用要求。

表 6-11 各个工况的计算结果及最大应力位置

工况	最大应力/MPa	最大应力位置	应力云图	许用应力/MPa	结论
1	158	1 号位连接补板端部与侧梁上盖板连接处	图 3-11	259	满足
2	163	1 号位连接补板端部与侧梁上盖板连接处	图 3-15	259	满足
3	225	1 号位连接补板端部与侧梁上盖板连接处	图 3-19	259	满足
4	227	4 号位旁承座处侧梁上盖板圆角过渡处	图 3-22	259	满足
5	241	1 号位连接补板端部与侧梁上盖板连接处	图 3-26	259	满足
6	85	1 号位旁承座处侧梁上盖板圆角过渡处	图 3-30	216	满足
7	85.9	2 号位连接补板端部与侧梁上盖板连接处	图 3-34	216	满足
8	74.7	1 号位旁承座处侧梁上盖板圆角过渡处	图 3-38	216	满足

6.2.2.4 结论及建议

- (1) 建议将侧梁上盖板的连接补板所有的尖角改为圆角，以防止应力集中；
- (2) 侧梁的下沉旁承座处应注意焊接质量；
- (3) 建议加大加强板结构的厚度，以提高构架的整体刚度，降低该部位的应力水平；

计算分析的结论是：在最大载荷的作用下，构架的强度可以满足标准要求。

6.2.3 总结及建议

6.2.3.1 结论

根据五轴转向架构架及中摇枕结构图纸建立的有限元力学计算模型，其计算工况都分两种情况进行，一种是架桥工况，另外一种编组运行工况。对于架桥工况的确定是根据车体计算得到的支反力确定，构架分五个工况进行计算分析，中摇枕按一个工况进行计算分析；对于运行工况，按照动力学计算得到的动载荷确定，分三个工况进行计算分析。

中摇枕结构在 4 个计算工况下；构架在 8 个计算工况下，最大应力都能够满足相应强度标准的要求。

6.2.3.2 建议

对中摇枕结构：

(1) 枕梁的下盖板上的工艺长孔最好不要开在靠近纵枕梁中部的的位置，因为纵枕梁中部的弯矩最大，故是应力最高部位。另外，在工艺长孔的边缘应倒圆角，以防止出现由粗糙面所形成的裂纹源；

(2) 中横梁与纵枕梁连接的根部，应采用圆弧过渡，不要出现尖角，以防产生应力集中；

(3) 建议将纵梁上的下心盘座板尺寸加大，以便降低该区域的应力水平。

对构架结构：

(1) 建议将侧梁上盖板的连接补板所有的尖角改为圆角，防止应力集中；

(2) 侧梁的下沉旁承座处应注意焊接质量；

(3) 建议加大加强板结构的厚度，以提高构架的整体刚度，降低该部位的应力水平。

第 7 章 新型架桥机动力学性能计算与试验

7.1 概述

新型架桥机一号车和二号车动力学分析和试验根据 GB/T17426-1998《铁道特种车辆和轨行机械动力学性能评定及试验方法》进行。主要包括:

- (1) 两种车型的蛇行稳定性;
- (2) 两种车型的运行平稳性;
- (3) 两种车型的曲线通过性能。

由于两种车型的前后转向架所采用的结构不一样,故分析曲线通过性能时分别对车辆的正反向运行进行分析,具体分析过程略。

7.2 计算分析与结论

7.2.1 一号车结论

一号车的非线性临界速度为 170km/h。

一号车五轴转向架端的垂向平稳性比四轴转向架端差,而横向平稳性比四轴转向架端好;当线路条件为美国 5 级谱时(相当于我国未改进的提速干线)^[23],速度 $V \leq 100\text{km/h}$ 时垂向平稳性为优; $V < 90\text{km/h}$ 时横向平稳性为优, $90\text{km/h} \leq V < 100\text{km/h}$ 时横向平稳性为良, $V \geq 100\text{km/h}$ 时横向平稳性为合格。 $V \leq 100\text{km/h}$ 时垂向最大加速度未超过极限值; $V \leq 90\text{km/h}$ 时横向最大加速度未超过极限值, $V \geq 100\text{km/h}$ 时横向最大加速度超过极限值。

一号车以正向通过 180m 半径曲线,线路条件为美国 5 级谱时,最大脱轨系数发生在五轴转向架第 1 位轮对,其值为 1.0495,最大轮重减载率发生在五轴转向架第 1 位轮对,其值为 0.64029,最大轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对,其值为 68.412kN,最大平均轮轴横向力发生在五轴转向架第 3 位轮对,其值为 18.088kN。一号车以反向通过 180m 半径曲线时,最大脱轨系数发生在五轴转向架第 1 位轮对,其值为 1.078,最大轮重减载率发生在五轴转向架第 1 位轮对,其值为 0.64165,最大轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对,其值为 69.433kN,最大平均轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对,其值为 31.876kN。它们均符合 GB/T17426-1998《铁道特种车辆和轨行机械动力学性能评定及试验方法》中的要求。

一号车以正向通过 300m 半径曲线,线路条件为美国 5 级谱时,最大脱

轨系数发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 1.1431, 最大轮重减载率发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 0.60715, 最大轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 68.973kN, 最大平均轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 31.241kN。一号车以反向通过 300m 半径曲线时, 最大脱轨系数发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 1.1498, 最大轮重减载率发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 0.64069, 最大轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 68.730kN, 最大平均轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 30.475kN。它们均符合 GB/T 17426-1998《铁道特种车辆和轨行机械动力学性能评定及试验方法》中的要求。

7.2.2 二号车结论

二号车的非线性临界速度为 170km/h。

二号车五轴转向架端的垂向平稳性比四轴转向架端差, 而横向平稳性比四轴转向架端好。当线路条件为美国 5 级谱时, $V < 70\text{km/h}$ 时垂向平稳性为优, $70\text{km/h} \leq V \leq 100\text{km/h}$ 时垂向平稳性为良。当线路条件为美国 5 级谱时, $V < 80\text{km/h}$ 时横向平稳性为优, $80\text{km/h} \leq V \leq 90\text{km/h}$ 时横向平稳性为良, $90\text{km/h} < V \leq 100\text{km/h}$ 时横向平稳性为合格。当线路条件为美国 5 级谱时, $V \leq 100\text{km/h}$ 时垂向最大加速度未超过极限值; $V \leq 90\text{km/h}$ 时横向最大加速度未超过极限值, $V \geq 100\text{km/h}$ 时横向最大加速度超过极限值。

二号车以正向通过 180m 半径曲线, 线路条件为美国 5 级谱时, 最大脱轨系数发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 1.0455, 最大轮重减载率发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 0.6426, 最大轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 50.187kN, 最大平均轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 13.823kN。二号车以反向通过 180m 半径曲线时, 最大脱轨系数发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 1.0445, 最大轮重减载率发生在五轴转向架第 5 位轮对, 其值为 0.62845, 最大轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 53.461kN, 最大平均轮轴横向力发生在五轴转向架第 3 位轮对, 其值为 16.144kN。它们均符合 GB/T17426-1998《铁道特种车辆和轨行机械动力学性能评定及试验方法》中的要求。

二号车以正向通过 300m 半径曲线, 线路条件为美国 5 级谱时, 最大脱轨系数发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 1.1061, 最大轮重减载率发生在五轴转向架第 4 位轮对, 其值为 0.64011, 最大轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对, 其值为 54.262kN, 最大平均轮轴横向力发生在五轴转向架第 1

位轮对，其值为 27.392kN。二号线以反向通过 300m 半径曲线时，最大脱轨系数发生在五轴转向架第 1 位轮对，其值为 1.1797，最大轮重减载率发生在五轴转向架第 1 位轮对，其值为 0.63837，最大轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对，其值为 51.383kN，最大平均轮轴横向力发生在五轴转向架第 1 位轮对，其值为 25.583kN。它们均符合 GB/T17426-1998《铁道特种车辆和轨行机械动力学性能评定及试验方法》中的要求。

7.3 新型架桥机动力学试验

7.3.1 概述

新型架桥机的动力学试验是委托中国铁道科学研究院机车车辆研究所进行，试验线路在武汉铁路局管内汉丹线、南环线、北环线和武九线。

7.3.2 结论与建议

新型铁路架桥机经武汉铁路局管内汉丹线、南环线、北环线和武九线动力学性能试验表明：

新型铁路架桥机主机车辆、机动平车及龙门吊平车车辆在过轨运输整备及装载加固状态下在 90km/h 试验速度范围内，直线工况下脱轨系数、轮重减载率、轮轴横向力、弹簧动静挠度比均符合“规范”的要求，曲线工况下，除机动平车五轴端以 15km/h 速度通过 R250m 曲线轮重减载率略超过限度值及通过 R250m 和 9# 侧线时轮轴横向力超过限度值外，其余工况下各动力学性能指标均符合“规范”要求，在适当限速和机动平车五轴端增加配重的条件下可以满足最高 80km/h 运行的稳定性要求。

新型铁路架桥机主机车辆、机动平车及龙门吊平车车辆在过轨运输整备及装载加固状态下在 90km/h 试验速度范围内，车体横向、垂向振动加速度均符合“规范”的要求，平稳性指标属优。该架桥机满足最高 80km/h 运行的平稳性的要求。

经过对试验结果数据的分析，建议对新型铁路架桥机的运行提出限速要求，具体限速列下表 8-1 中。

表 8-1 新型铁路架桥机运行限速要求

工况	限速(km/h)
直线及 $R > 1000\text{m}$	80
$1000\text{m} > R \geq 800\text{m}$	60
$800\text{m} > R \geq 600\text{m}$	50
$600\text{m} > R \geq 400\text{m}$	30
$400\text{m} > R \geq 300\text{m}$	20
$300\text{m} > R \geq 180\text{m}$	10
12#侧线	15
9#侧线	10
复式交分(侧向)、交叉渡线	10

为了提高机动平车运行稳定性，建议在今后的过轨运输中，适当增加配重，建议配重不低于 10 吨。

主机车辆和机动平车车辆五轴构架式转向架曲线通过能力相对四轴端来说要弱些，尤其在通过 $R600$ 以下曲线时较为明显，限速较低。建议今后在架桥机五轴构架式转向架设计时作进一步改进和优化。

第 8 章 新型架桥机静强度试验

8.1 概述

对新型架桥机的主机用平车车体、机动平车用平车车体、五轴转向架构架及小底架进行了静强度和刚度试验。

8.2 试验结果分析

8.2.1 静强度试验分析

8.2.1.1 主机用平车车体

在工作状态下,主机用平车车体静强度试验测试了主机挂 0 号柱(1、2 号柱支承)走行(工况一)、主机挂 0 号柱(1、2 号柱支承)打支腿(工况二)、主机打支腿挂 0 号柱前悬 38.5m(工况三)、主机摆臂(工况四)、机臂简支不架梁(工况五)、接梁(半载)(工况六)、拖梁及吊梁(半载)(工况七)、接梁(全载)(工况八)、拖梁(全载)(工况九)、吊梁及拖梁(全载)(工况十)、梁片横移(工况十一)等十一个工况。样机现场静强度试验如图 8-1 所示。

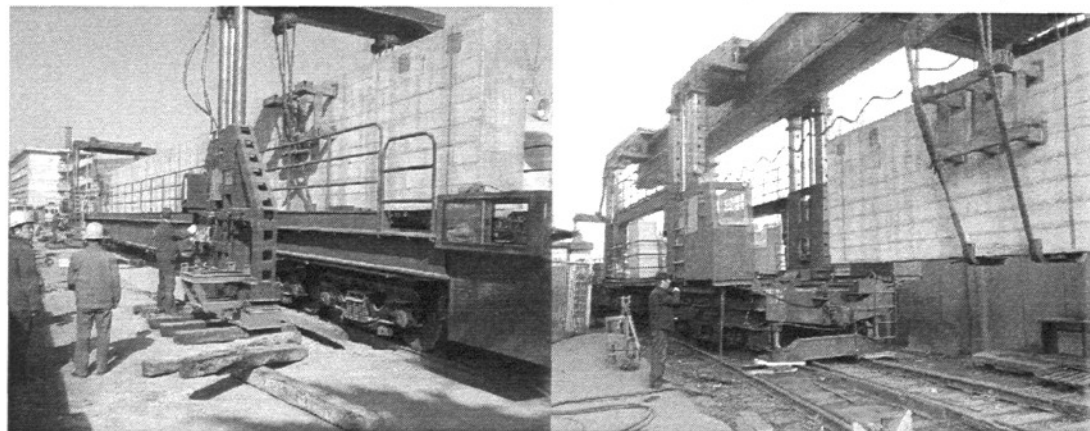


图 8-1 新型架桥机样机现场静强度试验

在所测试工况一中,车体侧梁最大拉应力为 64.36MPa,为 C'5-4 测点;最大压应力为-45.68MPa,为 C5-3 测点。车体枕梁最大应力为-33.68MPa,为 Z'4-1 测点。车体牵引梁最大应力为 74.89MPa,为 Z1-1 测点。车体横梁最大

应力为 14.40MPa, 为 H1-2 测点。车体在工况一中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244MPa。

在所测试工况二中, 车体侧梁最大拉应力为 117.25MPa, 为 C2-3 测点; 最大压应力为-67.79MPa, 为 C7-2 测点。车体枕梁最大应力为-44.88MPa, 为 Z'4-1 测点。车体牵引梁最大应力为 123.59 MPa, 为 Z1-1 测点。车体横梁最大应力为 21.31 MPa, 为 H1-2 测点。车体在工况二中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。

在所测试工况三中, 车体侧梁最大拉应力为 123.37MPa, 为 C'5-2 测点; 最大压应力为-170.02MPa, 为 C'5-1 测点。车体枕梁最大应力为-101.23MPa, 为 Z'4-1 测点。车体牵引梁最大应力为 80.40 MPa, 为 Z1-1 测点。车体横梁最大应力为-40.35 MPa, 为 H4-1 测点。车体在工况三中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。在该工况下, 机臂前悬使得 1 号柱对车体形成下压, 2 号柱对车体上拉, 在 2 号柱附近形成较大的应力, 上盖板为拉应力, 下盖板为压应力。

在所测试工况四中, 车体侧梁最大拉应力为 120.96MPa, 为 C5-2 测点; 最大压应力为-174.52MPa, 为 C5-1 测点。车体枕梁最大应力为-96.50MPa, 为 Z'4-1 测点。车体牵引梁最大应力为 95.59 MPa, 为 Z1-1 测点。车体横梁最大应力为-41.74 MPa, 为 H4-1 测点。车体在工况四中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。

在所测试工况五中, 车体侧梁最大拉应力为 60.13MPa, 为 C2-3 测点; 最大压应力为-77.08MPa, 为 C7-4 测点。车体枕梁最大应力为-72.38MPa, 为 Z'4-1 测点。车体牵引梁最大应力为-49.75 MPa, 为 Z1-2 测点。车体横梁最大应力为-26.86 MPa, 为 H4-1 测点。车体在工况五中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。

在所测试工况六中, 车体侧梁最大拉应力为 122.29MPa, 为 C'5-2 测点; 最大压应力为-160.23MPa, 为 C5-1 测点。车体枕梁最大应力为-102.73MPa, 为 Z'4-1 测点。车体牵引梁最大应力为-85.15 MPa, 为 Z1-2 测点。车体横梁最大应力为-30.10 MPa, 为 H4-1 测点。车体在工况六中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。

在所测试工况七中, 车体侧梁最大拉应力为 235.14MPa, 为 C2-3 测点; 最大压应力为-123.92MPa, 为 C7-4 测点。车体枕梁最大应力为-145.02MPa, 为 Z'4-1 测点。车体牵引梁最大应力为-85.97 MPa, 为 Z1-2 测点。车体横梁

最大应力为-52.34MPa, 为 H4-1 测点。车体在工况七中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。

在所测试工况八中, 车体侧梁最大拉应力为 137.76MPa, 为 C'5-2 测点; 最大压应力为-190.98MPa, 为 C3-1 测点。车体枕梁最大应力为-119.06MPa, 为 Z'4-1 测点。车体牵引梁最大应力为-110.10 MPa, 为 Z1-2 测点。车体横梁最大应力为-51.92MPa, 为 H4-1 测点。车体在工况八中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。

在所测试工况九中, 车体侧梁最大拉应力为 227.08MPa, 为 C2-3 测点; 最大压应力为-103.51MPa, 为 C3-2 测点。车体枕梁最大应力为-131.20MPa, 为 Z'4-1 测点。车体牵引梁最大应力为-68.86 MPa, 为 Z2-2 测点。车体横梁最大应力为-63.67MPa, 为 H4-1 测点。车体在工况九中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。

在所测试工况十中, 车体侧梁最大拉应力为 114.9MPa, 为 C9-4 测点; 最大压应力为-84.54MPa, 为 C7-4 测点。车体枕梁最大应力为-102.59MPa, 为 Z4-2 测点。车体牵引梁最大应力为-72.67 MPa, 为 Z2-2 测点。车体横梁最大应力为-68.96MPa, 为 H4-1 测点。车体在工况十中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。

在所测试工况十一中, 车体侧梁最大拉应力为 114.78MPa, 为 C9-4 测点; 最大压应力为-74.67MPa, 为 C9-2 测点。车体枕梁最大应力为-98.93MPa, 为 Z4-2 测点。车体牵引梁最大应力为-84.58 MPa, 为 Z2-2 测点。车体横梁最大应力为-64.45MPa, 为 H4-1 测点。车体在工况十一中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。

在所测试工况中, 工况七和工况九车体受力最为恶劣, 应力较大。在工况三和工况四机臂前悬及摆臂时 2 号柱附近断面应力较大, 在工况六和工况八接梁时车体四轴端应力较大。

在现场试验中发现, 重复每次工况所得应力存在差异, 除了线路原因(如不平顺等)以外, 与主机四轴端和五轴端每次打辅助液压支腿时预压力不同有关。从工况二打液压支腿试验情况来看, 试验时给出的预压力明显偏大。从所有测试工况来看, 车体所受最大应力小于在工作状态下材料的许用应力。

8.2.1.2 机动平车用平车车体

在模拟现场架梁工作状态下, 机动平车车体静强度试验测试了载梁(工况一)、运梁(工况二)、喂梁及过梁(工况三)等工况。

在所测试工况一中, 车体侧梁最大拉应力为 175.95MPa, 为 C7-2 测点; 最大压应力为-204.65MPa, 为 C6-1 测点。车体枕梁最大拉应力为 31.13MPa, 为 Z1-2 测点; 最大压应力为-25.80MPa, 为 Z4-1 测点。车体端梁最大应力为 58.10 MPa, 为 D3-3 测点。车体牵引梁最大应力为 78.06 MPa, 为 Z6-2 测点。车体横梁最大应力为-27.62 MPa, 为 H1-4 测点。车体在工况一中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。

在所测试工况二中, 车体侧梁最大拉应力为 208.58MPa, 为 C7-2 测点; 最大压应力为-242.60MPa, 为 C6-1 测点。车体枕梁最大拉应力为 36.90MPa, 为 Z1-2 测点; 最大压应力为-30.59MPa, 为 Z4-1 测点。车体端梁最大应力为 69.95 MPa, 为 D3-3 测点。车体牵引梁最大应力为 92.53 MPa, 为 Z6-2 测点。车体横梁最大应力为-32.75 MPa, 为 H1-4 测点。车体在工况二中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。车体侧梁最大应力比较接近材料的许用应力, 在该工况下, 为了保证机动平车能够给主机喂梁, 在梁片从运梁平车落到机动平车车体时, 梁片伸出机动平车五轴端过桥油顶 4m 到 4.4m, 因此, 梁片分配给五轴端的载荷大于四轴端, 同时车体五轴端头至下心盘间相当于悬臂梁, 在偏载的梁片重力及运输过程中动荷系数共同作用下产生较大的应力。在机动平车所有测试工况中, 此工况受力最为恶劣。

在所测试工况三中, 车体侧梁最大拉应力为 177.38MPa, 为 C6-1 测点; 最大压应力为-112.97MPa, 为 C5-4 测点。车体枕梁最大拉应力为 53.55MPa, 为 Z4-1 测点; 最大压应力为-21.69MPa, 为 Z5-1 测点。车体端梁最大应力为 43.76 MPa, 为 D3-3 测点。车体牵引梁最大应力为 66.10 MPa, 为 Z6-2 测点。车体横梁最大应力为 44.37 MPa, 为 H2-1 测点。车体在工况三中的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力 244 MPa。

从模拟现场试验情况来看, 机动平车车体在辅助架设梁片过程中, 运输梁片(梁片伸出过桥油顶 4m 到 4.4m), 由于存在偏载, 五轴端应力最为恶劣。梁片在车体上滑移到 C2 和 C6 断面时, 由于这两个断面抗弯模数较小, 应力也较大。在所有测试的工况中, 机动平车用平车车体的最大应力小于材料在工作状态下的许用应力。

8.2.1.3 五轴转向架构架

在过轨状态下构架的合成应力为垂向总载荷、侧向力（包括侧向力作用下的旁承增载）和垂向斜对称载荷共同作用下的应力。在工作状态下，工况一下的构架合成应力为垂向总载荷、侧向力（包括侧向力作用下的旁承增载）共同作用下的应力；工况二下的构架合成应力为旁承不均匀受载考虑动荷系数、侧向力（包括侧向力作用下的旁承增载）共同作用下的应力；工况三下的构架合成应力为垂向静载荷作用下的应力。

在实际最大轴重过轨状态下，转向架构架侧梁上下盖板最大合成应力为 -105.78MPa ，发生在 C5-1 测点；加强梁最大合成应力为 92.46MPa ，发生在 C10-2 测点。横梁最大合成应力为 36.78MPa ，发生在 H1-2 测点。构架最大合成应力均小于材料的许用应力 204MPa 。

在工作状态下，工况一转向架构架侧梁上下盖板最大合成应力为 -166.53MPa ，发生在 C5-1 测点；加强梁最大合成应力为 126.86MPa ，发生在 C12-4 测点。横梁最大合成应力为 62.50MPa ，发生在 H1-2 测点。构架最大合成应力均小于材料的许用应力 244MPa 。

在工作状态下，工况二转向架构架侧梁上下盖板最大合成应力为 -217.62MPa ，发生在 C5-1 测点；加强梁最大合成应力为 144.59MPa ，发生在 C10-2 测点。横梁最大合成应力为 65.57MPa ，发生在 H2-2 测点。构架最大合成应力均小于材料的许用应力 244MPa 。

在工作状态下，工况三转向架构架侧梁上下盖板最大合成应力为 -136.70MPa ，发生在 C5-1 测点；加强梁最大合成应力为 108.99MPa ，发生在 C12-4 测点。横梁最大合成应力为 43.02MPa ，发生在 H1-2 测点。构架最大合成应力均小于材料的许用应力 244MPa 。此工况下的轴重虽然较大，但由于静止状态下不考虑动荷系数及离心力的影响，风力较小，忽略侧向力的影响。架桥机在铺设线路时不会设置曲线超高，也不考虑斜对称载荷，合成应力不大。

从以上分析中可以看出，五轴转向架构架在过轨和工作状态下，最大应力出现在工作状态下的工况二。在过轨和工作状态下，构架最大合成应力均小于材料的许用应力。

8.2.1.4 小底架

在过轨状态下小底架的合成应力为过轨时垂向总载荷作用下的应力；在工作状态下小底架的合成应力为垂向静载荷作用下的应力。

在实际最大轴重过轨状态下，小底架最大合成拉应力为 96.42MPa，发生在 Z'1-1 测点；最大合成压应力为-125.55MPa，发生在 Z'1-4 测点。最大合成应力均小于材料的许用应力 204 MPa。

在最大轴重工作状态下，小底架最大合成拉应力为 157.47MPa，发生在 Z'1-1 测点；最大合成压应力为-205.05MPa，发生在 Z'1-4 测点。最大合成应力均小于材料的许用应力 244 MPa。

从以上分析中可以看出，在过轨和工作状态下，小底架应力均小于各自的许用应力。

8.3 刚度试验分析

在工作状态下，梁片一半的重量在主机用平车车体滑移过程中，拖梁小车行至车体中部的载荷工况下，侧梁中央的垂向位移折合额定载荷、包含车体自重为 27.42mm。挠跨比为 $27.42/20000=0.96/700<1/700$ ，因此，该车的挠跨比满足设计任务书的要求。

在工作状态下，梁片一半的重量在机动平车用平车车体滑移过程中，拖梁小车行至车体中部的载荷工况下，侧梁中央的垂向位移折合额定载荷、包含车体自重为 25.02mm。挠跨比为 $25.02/21200=0.83/700<1/700$ ，因此，该车的挠跨比满足设计任务书的要求。

在过轨状态下，小底架在考虑自重情况下挠度为 1.92mm，挠跨比为 $0.47/700$ ；在工作状态下，小底架在考虑自重情况下的挠度为 3.80mm，挠跨比为 $0.94/700$ 。过轨状态和工作状态下挠跨比分别满足该车的设计任务书的要求。

8.4 结论与建议

为了保证主机车体良好受力状态，建议生产单位定出辅助液压支腿提供的理想初始预压力，在实际施工中给予限定，以避免现场操作的随意性。

结 论

本文根据高速重载铁路桥梁铺架的工作要求,结合国内外架桥机的现状和发展趋势,在现有架桥机的基础上,通过优化和改进提出了新型架桥机的设计方案。通过对新型架桥机结构设计、强度和动力学计算试验,得到如下结论:

(1) 新型架桥机在产品技术方案和图样设计过程中,在对 DJK140 型和 DJK160 型架桥机车辆全面分析和总结的基础上,征集使用单位意见和建议,对架桥机车辆的主机车辆、主机车辆车架、五轴转向架、四轴转向架、制动装置采取了改进和优化措施,最终形成新型架桥机车辆设计方案。主要改进有加大车辆尺寸;车体架采用全钢焊接框架结构以及对其他主要部件进行设计加强以满足车体强度和刚度要求;改进动力传动系统以增大车辆驱动力使新型架桥机适应长大坡道施工条件;主机及机动车辆车体不设中梁,采用中空、盖板式台面以便于发电机组和空压机等安装维护;采用大解体运输方案以提高车辆动力学性能;采用 25 吨轴重交叉支撑转向架。新型架桥机能适用于重量 $\leq 170\text{T}$ 、长度 $\leq 32\text{m}$ 重载桥梁及以下 2201 梁、2101 梁、9753 梁、普通桥梁和轨排的铺架,同时在运输条件、安全系数、传动方式、操作性能等方面都得到了较大的改进和完善。

(2) 确定了新型架桥机的制动装置结构和参数,对主机车辆及机动车辆以 80km/h 联挂速度运行制动距离计算,其制动距离分别为 328.3m 和 260m ,小于 800m ,符合我国铁路技术管理规定。

(3) 采用 ANSYS 有限元分析软件对新型铁路架桥机车体、中摇枕和构架的静强度进行计算分析。通过对底架结构支腿部分等强度不足的地方通过修改设计方案进行加强和优化,最终使强度符合要求。样机试制后通过了车体静强度试验,应力和刚度均符合《铁道车体强度设计及试验鉴定规范》和 TB/T 2939-1999《单臂式铁路架桥机技术条件》的要求。

(4) 对新型铁路架桥机动力学性能进行计算,一号车和二号车的非线性临界速度均为 170km/h ,满足车辆稳定性要求。车辆在速度为 100km/h 以下运行时垂向和横向平稳性以及最大加速度均符合 GB/T17426-1998《铁道特种车辆和轨行机械动力学性能评定及试验方法》中的要求。

样机试制后进行了动力学性能试验,新型铁路架桥机在直线工况下 90km/h 试验速度范围内,脱轨系数、轮重减载率、轮轴横向力、弹簧动静挠

度比均符合 GB/T17426-1998《铁道特种车辆和轨行机械动力学性能评定及试验方法》中的要求。曲线工况下,除机动平车五轴端以 15km/h 速度通过 R250m 曲线轮重减载率略超过限度值及通过 R250m 和 9# 侧线时轮轴横向力超过限度值外,其余工况下各动力学性能指标均符合要求,在适当限速和机动平车五轴端增加配重的条件下可以满足最高 80km/h 运行的稳定性要求。

新型架桥机的结构和功能虽然达到了设计目标,满足了高速重载铁路桥梁铺架的工作要求,但是仍然存在着以下不足,需要在以后的工作中持续改进:

- 1、新型架桥机在直线和曲线上最高运行速度分别为 90km/h 和 80km/h,与国内提速货车 120km/h 的速度有不小差距,限制了新型架桥机与普通货物列车的连挂,对新型架桥机的运转带来不便,以后的工作中需要对整体结构和走行部分进行优化,提高新型架桥机的最高运行速度。

- 2、主机车辆和机动平车车辆五轴构架式转向架曲线通过能力相对四轴端来说要弱些,尤其在通过 R600 以下曲线时较为明显,限速较低。今后在架桥机五轴构架式转向架设计时需要作进一步改进和优化。

- 3、为了提高转向架的可靠性、互换性和曲线通过性能,进一步研究采用三个三轴转向架替代五轴和四轴转向架的可行性。

- 4、为了提高转向架动力学性能,今后的工作需研究将电机布置在车体上部的可行性。

致 谢

在新型架桥机车辆设计及本论文的编写过程中，特别感谢我的指导老师杨美传教授，在整个课题的研究过程中给予的无私帮助！在课题的进展过程中得到了襄樊机车厂蔺邵麟总经理、曾学斌总工程师、原南方汇通股份有限公司兰叶总工程师、张晓南副总工程师、吴桂平主任设计师等同志的大力支持和帮助，在此表示感谢！在新型架桥机车辆设计过程中，南方汇通股份有限公司技术中心的设计组全体同志倾注了很多的心血，为主机车辆和辅机车辆的设计成功付出了艰苦的努力，在此表示感谢！同时感谢襄樊机车厂在新型架桥机样机制造、牵头组织进行各种分析、计算、试验、改进设计等各方面所做的艰苦细致的工作，使新型架桥机能够顺利成功开发。感谢西南交通大学机车车辆研究所提供的车体结构静强度计算分析报告！感谢中国铁道科学研究院机车车辆研究所提供的车体静强度试验报告和整机动力学试验报告！

参考文献

- [1] 毛乾亚,于文涛.国内外架桥机的现状与展望.科技信息, 2008,(07)
- [2] 高亚文, 高醒东.胜利型架桥机转向设备的研制.铁道建筑, 2003,(08)
- [3] 成都铁路局基建工程分局.红旗 130 架桥机.铁道建筑, 1975,(04)
- [4] 广州铁路局第一工程大队.燎原型架桥机简介.铁道建筑, 1974,(01)
- [5] 姜福香, 王玉田.小半径曲线梁的临时架桥机架设方法. 青岛建筑工程学院学报,2001(01)
- [6] 孙吉堂, 薛普.简易架桥机的改装设计和施工应用.铁道建筑, 1999,(07)
- [7] 刘挺, 戴胜勇.简支组装 T 梁应用于客运专线铁路的探讨.铁道标准设计, 2009,(01)
- [8] 丁凤铁.JQ130 型架桥机机动平车.铁道车辆, 1994,(05)
- [9] 李德忠.DJK140 型架桥机结构特点. 铁道标准设计, 2000,(09)
- [10] 魏学伟.DJ50/160 步履型单导梁公路架桥机.工程机械与维修, 2003,(06)
- [11] 黄耀怡.DJK140 新型架桥机结构与试验.建筑机械, 1997,(11)
- [12] 鲍维千.内燃机车总体及走行部.北京:中国铁道出版社, 2004
- [13] 黄元琳.铺架机用旁承承载五轴转向架.铁道车辆, 1994,(05)
- [14] 李立东, 杨爱国.转 K6 型转向架的研制.铁道车辆, 2005,(10)
- [15] 陈大名, 张泽伟.铁路货车新技术.北京:中国铁道出版社, 2004
- [16] 周光德, 袁有车.准高速机车 JZ-7 型电空制动机的研究.铁道车辆, 1996,(09)
- [17] 饶忠.列车制动. 北京:中国铁道出版社, 2001
- [18] 米彩盈.铁道机车车辆结构强度.成都: 西南交通大学出版社, 2007
- [19] 胡亚群,谭加才,覃波.大型架桥机的有限元结构分析.湖南工程学院学报(自然科学版), 2008,(01)
- [20] 王光欣, 张智营.广珠城际 JQ450 型架桥机总体设计及有限元分析.工程机械, 2008,(11)
- [21] 邢海军,张帆,张建超,王金祥.架桥机金属结构有限元分析.建筑机械, 2006,(07)
- [22] 王东, 蒲小琼.基于 SolidWorks 的机械零件参数化设计.机械制造与自动化, 2004,(05)
- [23] 王福天.车辆系统动力学. 北京:中国铁道出版社, 1994
- [24] 严隽耄, 傅茂海.车辆工程.北京:中国铁道出版社, 2008

-
- [25] 西南交通大学起重运输机械教研室.龙门起重机.北京:人民铁道出版社,1988
- [26] 张质文,虞和谦,王金诺,包起帆.起重机设计手册.北京:中国铁道出版社, 1998
- [27] 王文斌.机械设计手册.北京:机械工业出版社, 2004
- [28] Chen Hao. Design and Research of Class 900 t Railway Box-girder Bridge Erecting Machine.Engineering Sciences, 2004, 2 (1)
- [29] 潘耀忠.拼装式双梁架桥机的结构特点与应用.石家庄铁道学院学报, 1996,9(1)
- [30] 丁智.基于有限单元法的架桥机关键技术研究.长安大学硕士学位论文, 2004
- [31] 梁建明, 张长荣.应用 ANSYS7.0 软件及有限元法优化架桥机主梁.起重运输机械, 2005,(12)
- [32] 宋大炜, 杨永清. JQ900 架桥机局部应力的有限元分析.四川建筑, 2004,(06)
- [33] 郑锦.简支梁的架设与架桥机的选配.中国建设信息处理,2001,(10)
- [34] 王文斌.机械设计手册.北京:机械工业出版社, 2004
- [35] 尹山. JQ900C 型箱梁架桥机研制.成都:西南交通大学硕士学位论文, 2006
- [36] 焦宏涛.基于 ANSYS 的 900t 级高速铁路架桥机主结构设计研究.西南交通大学硕士学位论文, 2006
- [37] 徐大鹏.JH125 车架结构分析.重庆大学硕士学位论文, 2002
- [38] 李自光.桥梁施工成套机械设备.北京:人民交通出版社, 2003
- [39] 杨明慧, 张红星.JQ130 铁路架桥机机臂结构有限元分析, 建筑机械技术与管理, 1999, (01)
- [40] 盛黎明,黄武,郭文学.HD900型铁路客运专线双向架桥机.铁道标准设计,2005,(11)
- [41] 刘凌厉.QTJS160 铁路起重机底架的有限元分析.西南交通大学硕士学位论文, 2002
- [42] 徐光兴. SPJ900/32 箱梁架桥机技术方案研究.国防交通工程与技术,2004,(3)
- [43] 李开言.运架一体式架桥机架设技术与工艺.北京:中国铁道出版社, 2002
- [44] 帅长斌,袁延华,胡文荣.大吨位箱形简支梁运架设备的研制.铁道标准设
-

计, 2000 ,(3)

[45] 陈浩.铁路客运专线900t级运梁车研究. 铁道标准设计, 2008,(03)

[46] 张亚军, 程文明, 梁剑.新型悬拼式架桥机结构有限元分析. 起重运输机械,2009,(1)

[47] 李朝红,徐光兴. SSJ900/32型架桥机.建筑机械, 2008,(11)

[48] 唐经世.高速铁路JQX900/32型过隧道架桥机分析.工程机械, 2008,(06)

[49] 唐智奋.JQ600 型架桥机.工程机械 2002,(3)

[50] GB/T5600 铁道货车通用技术条件

[51] TB/T1883 货车两轴转向架通用技术条件

[52] TB/T1335-1996 铁道车辆强度设计及试验鉴定规范

[53] GB/T 5599-1985 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范

[54] GB/T17426-1998 《铁道特种车辆和轨行机械动力学性能评定及试验方法》

[55] TB/T2939-1999 单臂式铁路架桥机技术条件

攻读硕士学位期间发表的学术论文

- [1] 穆凤军, 胡洪涛, 曾小星. 中国径向货车转向架发展的思考.铁道车辆, 已录用
-

作者：[曾小星](#)
学位授予单位：[西南交通大学](#)

相似文献(1条)

1. 期刊论文 [王智勇](#), [赵静一](#), [黄耀怡](#), [覃艳明](#), [王金祥](#), [WANG Zhiyong](#), [ZHAO Jingyi](#), [HUANG Yaoyi](#), [QIN Yanming](#), [WANG Jinxiang](#) 客运专线桥梁铺架设备TLC900型运梁车的研制 -中国铁道科学2007, 28 (1)

针对国内铁路客运专线双线混凝土箱梁运输和架设的需要,研制TLC900型运梁车.该车由车架、悬挂、枕梁、动力舱和驾驶室等组成,最大额定载重量为900 t,能够配合多种形式的铁路客运专线架桥机完成协同作业.运梁车的驱动、转向、悬挂和支腿等操作均采用电液比例控制.驱动的系统采用闭式液压回路,解决了运梁车行走过程中轮胎差速、差力和发动机匹配等问题;转向、悬挂和支腿的控制系统采用闭芯式负荷传感液压系统,结构紧凑,可控性好,节能.运梁车的电气控制系统采用基于CAN总线的PLC控制系统,解决了机械传动与控制系统的信息综合和分散控制问题.同时,运梁车还具有自动辅助驾驶、遥控、定位和防撞、故障报警与诊断等智能化系统.

本文链接：http://d.g.wanfangdata.com.cn/Thesis_Y1573675.aspx

授权使用：洛阳工学院（河南科技大学）(wflskd)，授权号：1edcdf7-21b2-480d-8403-9e2900b561e2

下载时间：2010年11月9日