摘 要

铁路运输在整个国民经济和社会发展中占有越来越重要的比重和作用，我国的铁路发展正处在快速发展的关键时期。根据中国铁路建设规划，到 2020 年中国高速铁路总里程将突破 18000 公里，届时中国将拥有世界上规模最大的高速铁路网，几乎占全世界高铁里程总数的一半。动车和高速铁路的发展，加快了中国经济社会的全面发展，也引领世界经济与社会的发展，所以动车的快捷、安全、顺畅运行和检修工作显得格外重要。

动车组检修共分为五级，通常一级、二级检修时动车组整列进入检修基地进行作业；三级及以上级别检修时需要机车车体与转向架分离，此时需要配套的设备承载牵引机车车体。本文针对动车三级及以上级别检修要求，设计一种新型的工艺转向架。工艺转向架可满足各型动车的需求，可以在机车车体和转向架分离后，替换转向架，牵引承载机车车体，完成车体在各检修工位间移动的专用工装设备。目前很多国家都高度重视机车关键零部件的检修维护问题，工艺转向架可实现不同列车的快速检修及调度服务。工艺转向架的可靠设计与分析显得格外重要，不仅影响机车的检修效率，而且对机车的安全快速替换或检修起到人为无法替代的作用。

本文所研制的动车工艺转向架采用 CAD/CAE 技术，具备承载、运输四种动车车体需要的工艺设备；利用 ANSYS Workbench 软件对其关键零部件进行有限元分析和优化设计研究。其主要研究内容与结果如下：

（1）结合铁路行业标准和工艺转向架的技术规格书，设计一种可以满足国内动车不同车型（包括 CRH1、CRH2、CRH3、CRH5 型动车）支撑宽度要求的工艺设备。采用二维软件 CAXA 完成该工艺转向架的初步结构设计；其中创新之处为采用横向移动滑板在燕尾槽内横向移动，调节横向宽度以满足不同车体宽度的需求。

（2）利用三维设计软件 Pro/E 对工艺转向架初步结构设计的关键部件构建三维模型。结合工艺转向架的实际工况，在 AWE（ANSYS Workbench Environment）环境中对工艺转向架关键部件进行静力学强度分析、疲劳强度分析和结构动力学模态分析。

（3）构架和横梁的优化是工艺转向架轻量化设计的核心优化问题。在材料和结构形状不变的情况下，在 AWE 环境中对构架和横梁的主要结构尺寸进行优化，并取得明显的效果。

关键词：动车；ANSYS Workbench；工艺转向架；优化设计

Abstract

Rail transport plays an increasingly important proportion and role in the economic and social development, and China's railway development is at a critical period of rapid development. According to China's railway construction plan, the total mileage of China's high-speed railway will be exceeded 18,000 km by 2020, at the same time China will have the largest high-speed rail network in the world, accounting for almost half of the total high-speed railway mileage. Motor car and high-speed rail's development speeds up China's economic and social overall development, but also leads the world economic and social development, so Motor car's fast, safe, smooth operation and maintenance work are particularly important.

EMU maintenance is divided into five level, usually when one, two level of maintenance the entire line enters the maintenance base; when three and above the level of maintenance, Motor car body and bogie are separated, at this time the equipment is needed to support and carry the body. In this paper, motor car for three and above maintenance requirements, to design a new process bogie. Process Bogie is the special tooling equipment, to meets the needs of various types of motor car, to replace bogies, to carry the body to complete body to move between the repair station after the separation of the body and the bogie. At present, many countries have attached great importance to the locomotive maintenance problems of key parts, and process bogie enables different train fast maintenance, dispatch services. Reliable design and analysis of the process bogie is particularly important, not only affects the efficiency of the locomotive repair, but also for the safety of motorcycle repair quickly replace or play irreplaceable role to man-made.

In this paper, this motor car process bogie used CAD/CAE technology is a process equipment that can bear、transport four motor car body; combine with ANSYS Workbench software for key parts of process bogie to finite element analysis and optimization design research. The main research contents and the results are as follows:

(1) Combining the railway industry standards and process bogie technical specifications [1], design a process equipment to meet the domestic motor car different type (including CRH1、 CRH2、CRH3、CRH5). Make use of CAXA software to complete preliminary structural design for process bogie. The innovation is to use lateral movement slide to move in the dovetail slot, to adjust the horizontal width for meeting the needs of different body widths.

(2)Make use of three-dimensional design software Pro/ E to finish three-dimensional model construction of key components for the process bogie preliminary structural design. With the actual process conditions, carry out the static strength analysis, fatigue analysis, and structural dynamics modal analysis of the key components of the process bogie in the ANSYS Workbench Environment (AWE) environment.

(3) The optimization of frame and beam is the core problem for lightweight process bogie optimization design. Materials and structures shape in the same circumstances, optimize the size of the main structural for frame and beam in the AWE Environment, and achieve significant results.

Key words: Motor Car; ANSYS Workbench; Process Bogie; Optimization Design

第一章 绪 论

1.1 课题背景

随着我国经济社会的快速发展，高速铁路的发展也进入新的发展时期，动车的安全、稳定运营显得格外重要。铁路运输与其他各种现代化运输方式相比较，具有运量大、能耗低、安全便利和运价低廉等特点，其强大的功能和社会效应赢得社会的广泛青睐。党的十六大以来，党中央、国务院从落实科学发展观、实现国民经济又好又快发展的战略全局出发，做出了加快发展铁路的重要决策。按照党中央、国务院的决策部署，站在适应全面建设小康社会需要、构建符合科学发展要求的综合交通体系、促进国民经济又好又快发展的战略高度，铁路系统加快实施国务院批准的《中长期铁路网规划》，全面推进大规模铁路建设和技术装备现代化，其中高速铁路是铁路发展的重点之一。国家战略的调整带动动车组的快速发展，与此同时，与动车检修相关的检修设备也需提上日程，才能更好的为动车安全、快捷、舒畅运行做好保障工作。我国动车的发展起步比较晚，配套的检修设备比较欠缺，市场空缺比较大，所以对动车检修服务设备的研发显得意义重大。

通常，动车的日常检修是整列进入检修基地进行简单的检修工作，但当检修级别达到三级及以上级别时需要动车车体与转向架分离，此时需要研制一套设备，可以承载牵引车体，实现车体在不同工位间的移动。工艺转向架可实现这一功能，其用于各型和谐型大功率六轴交流传动电力机车车体与转向架分离后，替换转向架，牵引承载和谐型六轴大功率交流传动电力机车车体，完成车体在各检修工位间移动的专用工装设备。

鉴于以上要求，结合《武汉机车检修基地工艺转向架技术规格书》，本论文主要对工艺转向架进行结构设计和优化设计研究。

1.2 国内外的研究现状

工艺转向架可承载牵引动车车体，替换动车转向架，方便检修转向架和机车车体，可满足不同类型动车车体在不同工位间移动的需要，可见工艺转向架和货车转向架及电动平车转向架的功能和结构类似。

（1）近几年，我国的铁路转向架得到不同程度的发展。其中有代表性的有“春城”号动车组用 CW-D/T 型，“长白山”号动车组用 CW-200D 型，“中原之星”动车组用 DDB-1 型、DTB-2 型，“中华之星”动车组用 SW-300 型、CW-300 型和“先锋”号动车组用 PW-250M/T 型转向架[2]。

另外工艺转向架与货车转向架的功能类似，相关的货车转向架有转 K1 型转向架、转 K2 型转向架、转 K3 型转向架、转 K4 型转向架、转 K5 型转向架、转 K6 型转向架、转 K7 型转向架、转 8A 型转向架、转 8AG 型转向架和转 8G 型转向架。

转 K1 型转向架（如图 1.1）由齐车集团公司自行研制开发，并在两侧架间安装了四连杆机构，属三大件式转向架。转 K1 型转向架主要结构特点是：两侧架间安装弹性四连杆机构，连杆从摇枕腹部穿过，用橡胶锥套与支撑座锥柱连接四个节点；在侧架导框顶面与承载鞍顶面之间安装八字形橡胶垫，实现轮对的弹性定位，该设计结构可以吸收部分轮轨间的动作用力产生向车体传递的振动能量，减小轮轨冲击对车辆运行平稳性的影响，减

轻钢轨和车轮轮缘的磨耗；减振装置为斜楔式变摩擦减振装置；中央悬挂系统采用两级刚度弹簧；上下心盘之间安装心盘磨耗盘；采用双作用弹性旁承。

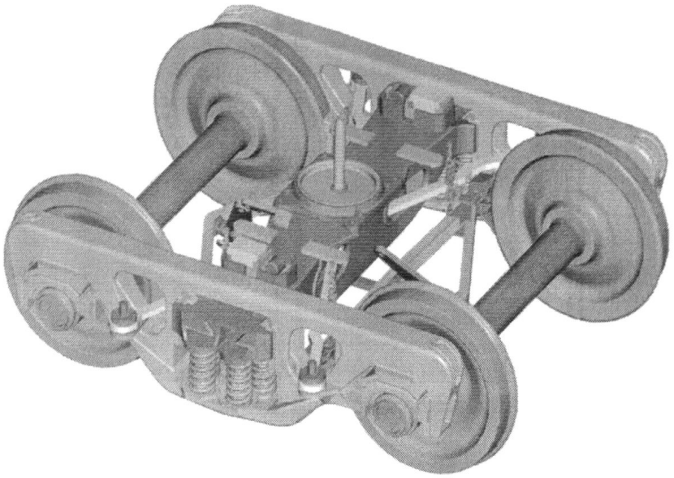


图 1.1 转 K1 型转向架

转 K2 型转向架（如图 1.2）是带有变摩擦减振装置的新型铸钢三大件式货车转向架，最高运行速度为 120Km/h。采用了以下新技术和新结构：(1) 采用侧架弹性交叉支撑装置，使两个侧架在水平面内实现弹性交叉联结；(2) 中央悬挂系统采用两级刚度悬挂设计；(3) 采用双作用常接触滚子旁承结构；(4) 采用针状铸铁斜楔等耐磨材料，提高减振装置的使用寿命；(5) 加设心盘磨耗盘；(6) 主要摩擦副均采用耐磨件。转 K2 型转向架是 1998 年研制的我国新造提速转向架之一，目前已批量应用于新造棚车、敞车；同时也适用于轨距 1435mm、最高运行速度为每小时 120 公里的各型铁路货车。

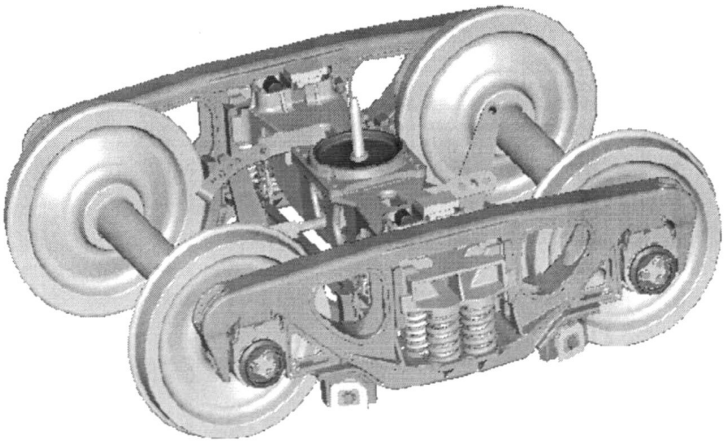


图 1.2 转 K2 型转向架

转 K3 型转向架（如图 1.3）是消化吸收后再创新的事例，由株洲车辆厂吸取欧洲 Y25 型转向架的优点并结合我国的具体情况设计开发的构架式转向架。采用整体构架、常接触弹性旁承等技术、轮对纵向横向弹性定位、轴箱一系悬挂。整体构架由两个侧梁、一个横梁采用 16MnQ 板材组焊为一体；利用单侧斜楔减振装置，斜楔的摩擦面上加装高分子合成材料的磨耗板，在与斜楔相对的导框座中安装了纵向定位弹簧，导框座、斜楔座为 B 级钢铸件；基础制动装置装用单侧吊挂式制动梁，高摩合成闸瓦；装用球面心盘。

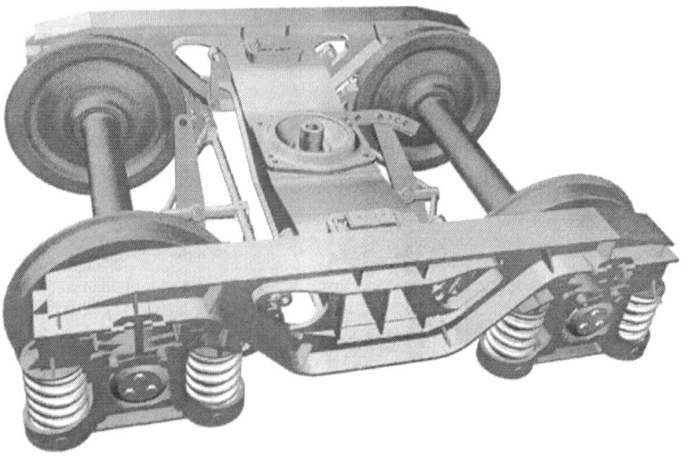


图 1.3 转 K3 型转向架

转 K4 型转向架(如图 1.4)由 2001 年株洲车辆厂引进美国摆式转向架技术研制开发。其主要结构由侧架、摇枕、弹簧托板、摇动座、摇动座支承、承载弹簧、减振装置、轮对和轴承、基础制动装置及常接触弹性旁承等组成。采用两级刚度弹簧及变摩擦减振器，斜楔主摩擦面采用合成材料；基础制动装置采用高磷铸铁闸瓦或高摩合成闸瓦，L-C 型组合制动梁。

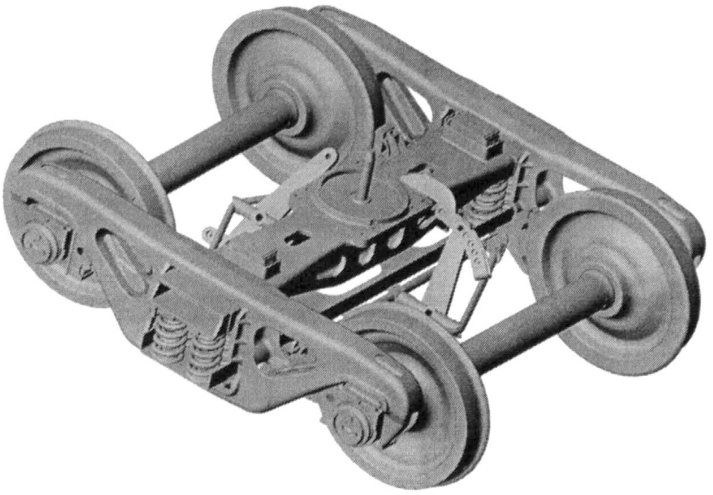


图 1.4 转 K4 型转向架

转 K5 型转向架（如图 1.5）适用于标准轨距、轴重 25t、商业运行速 120Km/h 的各型铁路货车。该转向架是借鉴转 K4 转向架成功经验基础上研制开发的新型大轴重摆式转向架。同时对弹簧托板结构进行了优化，增强转向架的运用安全性和可靠性。该转向架主要由侧架、摇枕、弹簧托板、摇动座、摇动座支撑、承载弹簧、减震装置、轮对和轴承、基础制动装置及常接触式弹性旁承等组成。采用两级刚度弹簧及变摩擦减震器，减震外簧比承载鞍高 13mm，组合式斜楔的主摩擦板采用高分子材料，副摩擦面材质为贝式体球墨铸铁；采用 25t 轴重，双列圆锥滚子轴承，RE2A 型 50 钢车轴及 LM 型磨耗型踏面的新结构铸钢或辗钢车轮；基础制动装置采用货车（2002）11 号文批准的铁路货车高摩擦系数合成闸瓦、单侧滑槽式组合式制动梁，制动杠杆采用奥－贝球墨铸铁衬套。

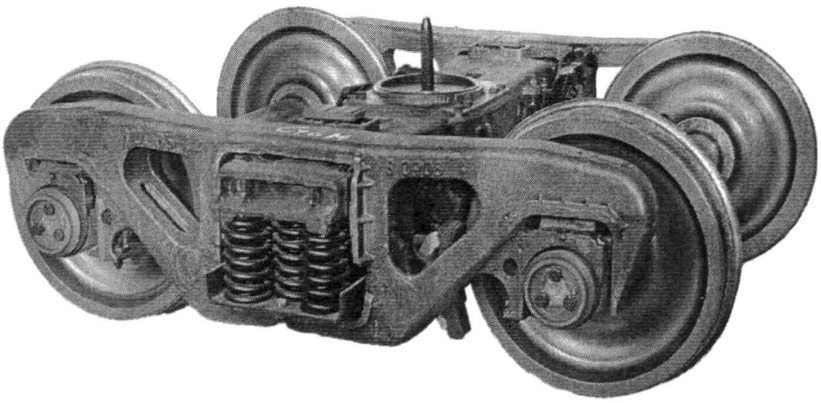


图 1.5 转 K5 型转向架

转 K6 型转向架（如图 1.6）是在借鉴转 K2 转向架成功经验基础上研制的新型三大件式货车转向架。一系悬挂利用轴箱弹性橡胶垫，降低轮轨作用力；二系悬挂采用带变摩擦减震装置的二级刚度中央悬挂系统；下心盘的直径为 375mm，内设含油尼龙心盘磨耗盘；采用双作用常接触式弹性旁承；装用 25t 轴重双列圆锥滚子轴承，采用轻型新结构 HEZB 型铸钢轮或 HESA 型碾钢车轮；基础制动装置为中拉杆式单侧闸瓦制动装置，采用 L-A 或 L-B 型组合式制动梁，新型高磨合成闸瓦。

转 K7 型转向架（如图 1.7）是在原三大件转向架的基础上将一个轮对的左右两个承载鞍相连，形成 U 形副构架。前后两个轮对通过连接杆与两 U 形副构架销接在一起，从而形成自导向机构。这种结构在转向架通过曲线时，由于前轮对的导向作用，将拉、压力通过连接杆传递到后轮对，再加上一系橡胶堆的存在，使得转向架具有较小的抗弯刚度，允许转向架轮对在曲线上作径向或八字形位移，但限制菱形位移，提高了系统的稳定性。转 K7 型转向架，主要用于大秦线 80t 级运煤敞车，亦可用于其它 70t 级铁路货车，并能满足货车 120Km/h 的运行要求。

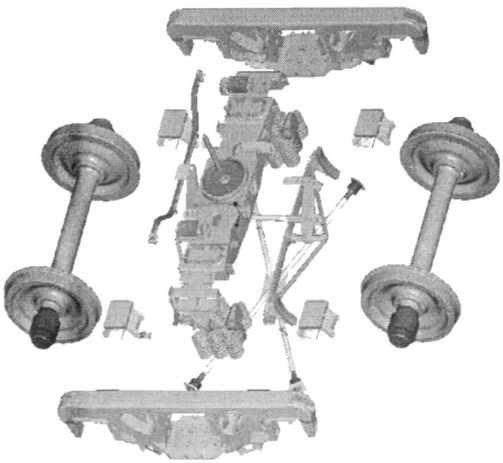


图 1.6 转 K6 型转向架

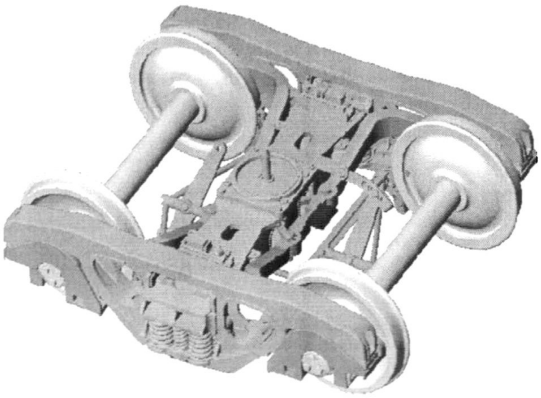


图 1.7 转 K7 型转向架

转 8A 系列转向架由转 8A 转向架（如图 1.8）、转 8AG 转向架和转 8G 转向架三种。转 8A 固定轴距由 1700mm 改为 1750mm，侧架下平面距轨面高度由 190mm 改为 170mm，加大摇枕端部上平面与侧架上弦杆下平面之间的间隙，方便枕簧装卸，枕簧的挠度余量系数由

0.9改为0.7，在保持弹簧静挠度35 mm不变的情况下，缩小了弹簧的平均直径，相应缩减了侧架的弹簧承台宽度，摇枕端部与侧架中央方孔的宽度缩小，从而加大了侧架的三角孔，侧架立柱角度由0度改为2.5度，立柱磨耗板厚度由6mm改为10mm，并增加硬度要求，提高减振系统减振作用的稳定性。制动梁由吊挂式改为滑槽式，下旁承与摇枕由原来铸成一体改为下旁承盒与摇枕铸为一体，在旁承盒内安装旁承铁，方便了旁承间隙的调整，下心盘用螺栓紧固在摇枕心盘安装面上，方便了车钩高度的调整。结构简单，自重轻，强度较大，运行性能较好，成为我国50t-60t货车使用的主型转向架。转向架构造速度100 Km/h，抗菱刚度低，重车运行速度约80Km/h、空车运行速度约60Km/h-70Km/h时即可产生蛇行运动，枕簧空车静挠度偏小，减振装置的减振性能不稳定，当斜楔和与其配合的磨耗板磨耗到接近段修限度时，减振装置便丧失了减振作用，与车体之间的回转阻力矩较小，导致车体的低速摇头运动不能得到有效抑制，使车辆的动力学性能变差。2001年8月全路停止生产转8A型转向架时，各型货车上总共装用近50万台，当时货车总数55万台。经过大量试验与各种修改，证明转8A三大件式转向架无法提速。

转8AG型转向架（如图1.9）:齐哈尔铁路车辆(集团)有限责任公司设计制造转8AG型转向架，在转8A基础上加装交叉支撑装置、含油尼龙心盘磨耗盘、双作用弹性旁承、两级刚度弹簧，为适应两级刚度弹簧，将摇枕弹簧定位圆脐适当加高，为适应交叉支撑装置，采用了新结构下拉杆，其他零部件与转8A相同。交叉支撑装置大大提高转向架抗菱刚度和抗剪刚度，双作用弹性旁承约束车体侧滚运动，提高转向架与车体间回转阻力矩，两级刚度弹簧提高转向架空车弹簧静挠度，使空车磨耗到段修限度时转向架还能够保证有一定的相对摩擦因数，解决减振系统失效问题。共计改造约2万台，改造后可满足商业运营速度90 Km/h要求。

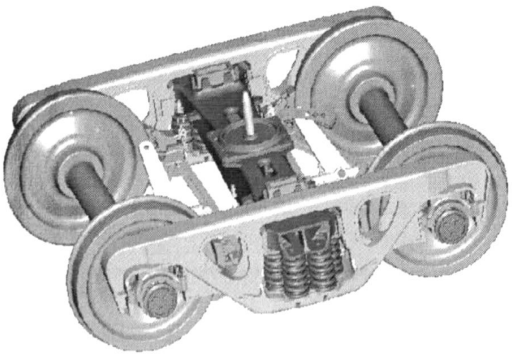


图1.8 转8A型转向架

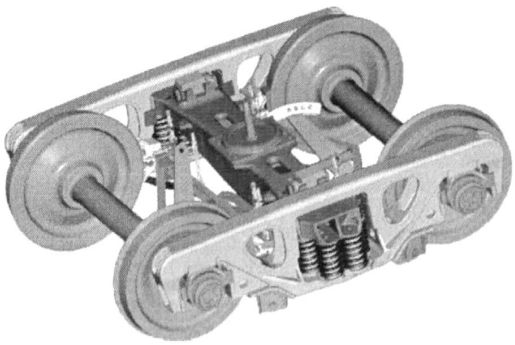


图1.9 转8AG型转向架

转8G型转向架（如图1.10）的侧架强度储备偏低。转8AG改造时，侧架斜弦支撑座组装部位结构差别较大，支撑座适应不同生产厂家的侧架难度较大，支撑座结构复杂，焊接的可靠性较差。在转8AG基础上重新优化设计B级钢材质的新结构侧架，交叉支撑装置、含油尼龙心盘磨耗盘、双作用弹性旁承、两级刚度弹簧、下拉杆与转8AG相同，其余主要零部件与转8A相同。2002年3月以来，运用中陆续发现转8AG、转8G交叉支撑装置盖板与定位座部位产生裂纹。齐车公司对交叉支撑盖板与定位座焊接结构进行优化。转8G装

车约 2.3 万台，现已停止生产。

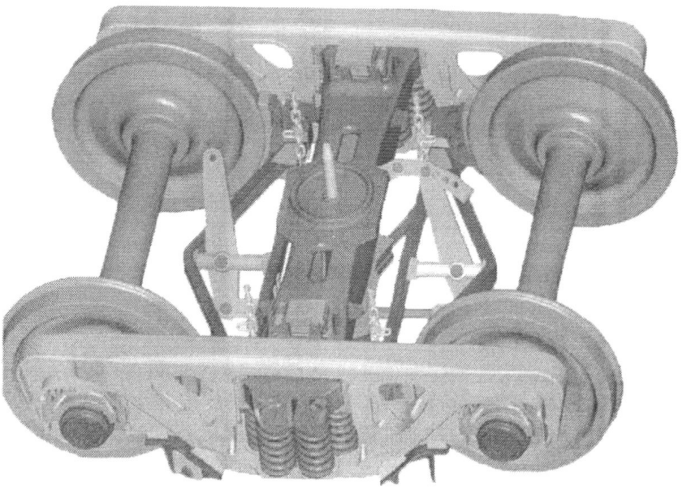


图 1.10 转 8G 型转向架

文献[3]是基于 AWE 的矿用车车架结构分析，对车架进行静力学条件下的应力应变分析和模态分析。基于 AWE 的自行车车架的分析，对车架进行应力应变分析、模态分析、屈曲分析，大大缩短了设计周期，最后整合这些分析完成对车架的形状优化设计[4]。

动车在定期检修时，可以由工艺转向架替换动车转向架，实现承载运输机车车体，满足机车车体与动车转向架在不同检修工位间移动的需要。单节机车车体由动力转向架和非动力工艺转向架配合使用，共同支撑机车车体，便于更好地检修机车车体及其转向架等零部件。

目前国内的工艺转向架的设计与应用才刚刚起步，国内有四方动车生产基地、北京动车检修基地等几个地方正在使用此类设备，工艺转向架从设计和使用角度上是库内替代动车转向架，用于转向架在生产基地和检修基地进行作业，为动车车体提供了一个具有移动功能的临时平台。

（2）早在 20 世纪 60 年代，日本开发了第一代 0 系列的动车组 DT200 型动力转向架，其中一系悬挂系统采用 IS 拉板双圆簧支撑，中央悬挂系统采用空气弹簧、液压减震器等组成。后来又开发了 300 系列的动车组 DT203 型，500 系用的 WDT9101/9102/9103 型等 20 余种转向架。这些转向架在结构上不断改进简化，采用钢板焊接结构，铝合金轴箱和空心车轴等技术实现其轻量化和满足强度需求的转向架。日本新干线高速旅客列车是世界上最早的高速客运列车。日本的转向架经历了四代，0 系为第一代，100 系为第二代，300 系为第三代，500 系和 700 系为第四代。而最早的 0 系列全为动力转向架，100、300 和 700 系才生产了非动力转向架[2]。

欧洲的高速动车组采用动力集中的模式，其动力转向架的模式与现代动力分散的转向架模式有很大的区别，其非动力转向架则有常规的客车转向架演变而来。欧洲近些年设计的动力分散转向架与日本新干线的动车组转向架模式基本一样，都采用无摇枕的结构，且构架也是采用焊接结构。另外，部分欧洲国家还通过采用摆式列车技术实现在既有铁路路线上的高速运行[2]。比如法国的 TGV 高速列车采用铰接式转向架，并且是相邻的机车公用

一台转向架。德国著名的最新的高速客车转向架是城间高速列车ICE所用的转向架，其特点是在牵引系统设计中把尽可能多的重量从转向架转移到车体以降低车轮动载荷。其中转向架构架为箱型焊接结构，由两根中间为凹形的侧梁组成，二系悬挂为加有橡胶堆的空气弹簧，并装有抗侧滚扭杆稳定器和抗蛇形减震器。一系悬挂是螺旋弹簧加垂直减震器，用单侧的拉杆定位。意大利的ETR500高速电动车组用转向架，动车转向架构架支撑在四个轴箱螺旋弹簧上，轴箱用拉杆定位，橡胶元件可以保证构架和轴箱之间的弹性联接。车轴上装有圆锥滚动轴承的轴箱。二系悬挂装置设有四个带橡胶件的螺旋弹簧。每台转向架设有两台牵引电机，使用四个关节式橡胶元件和不传递垂直载荷的销将电机固定在转向架上。

日本的工艺转向架有悠久的历史，技术比较成熟。日本采用的动车工艺转向架，在技术和应用范围上领先于国内，具备适用多种车型、动力拖动和手动操作功能，欧洲的转向架也有长足的发展，但适用车型少，仅限于支持本国系列的动车车型、操作不方便，且需外接电源提供动力。

1.3 主要研究内容及技术路线

近几年，我国动车装备得到较快发展。动车速度不断提高、距离由短途到长途的发展历程，动车的检修、保养工作迫在眉睫。结合我国动车的不同型号，设计出可实现横向移动和弹性支撑功能，且满足不同型号动车需求的工艺转向架。其中研发的该动车工艺转向架自带蓄电池作为动力源，可方便快捷装载及持续运输机车车体。

针对国内动车组机车的不同型号需求，借助于计算机辅助设计与分析软件，结合铁路行业标准和工艺转向架技术说明书，研发一套新型的通用性强的工艺转向架，使得在机车车体与转向架分离的同时由工艺转向架来支撑和牵引机车车体，方便机车车体与转向架在不同工位的检修要求。对工艺转向架的设计，首先完成其初步的设计方案，再借助CAD/CAE技术与方法对转向架关键部件进行有限元分析和优化设计研究，使工艺转向架在满足强度刚度的同时，实现轻量化的目标。其主要的研究内容和方法为：

(1) 根据动车不同车体的要求，实现可以横向调整宽度的设备，采用燕尾槽结构，利用横向滑板及其弹性支撑部件在燕尾槽内横向滑动，及时调整横向宽度，满足不同动车车体宽度的需求。首先设计总体结构尺寸，再设计其他零部件结构与尺寸的思路，逐步实现各个零部件的详细设计，进而完成工艺转向架的初步设计。

(2) 根据初步设计，采用Pro/E软件构建工艺转向架的关键零部件三维模型，结合工艺转向架的实际工况，在AWE环境中对构架和横梁进行静力学强度分析、疲劳强度分析和动力学模态分析。针对分析结果，进一步分析初步设计是否合理，是否满足设计要求和使用要求，同时可以对设计方案中不满足设计要求的结构进行相应的改进。

(3) 基于ANSYS Workbench软件，对工艺转向架的关键部件进行优化设计。采用实验设计的方法，结合静力学分析结果，对构架与横梁进行尺寸优化。通过优化设计，使得构架与横梁在满足强度、刚度的同时，实现轻量化的设计目标，并验证优化后的结构可靠性。

全文对工艺转向架的设计与分析主要的流程如图 1.11 所示。

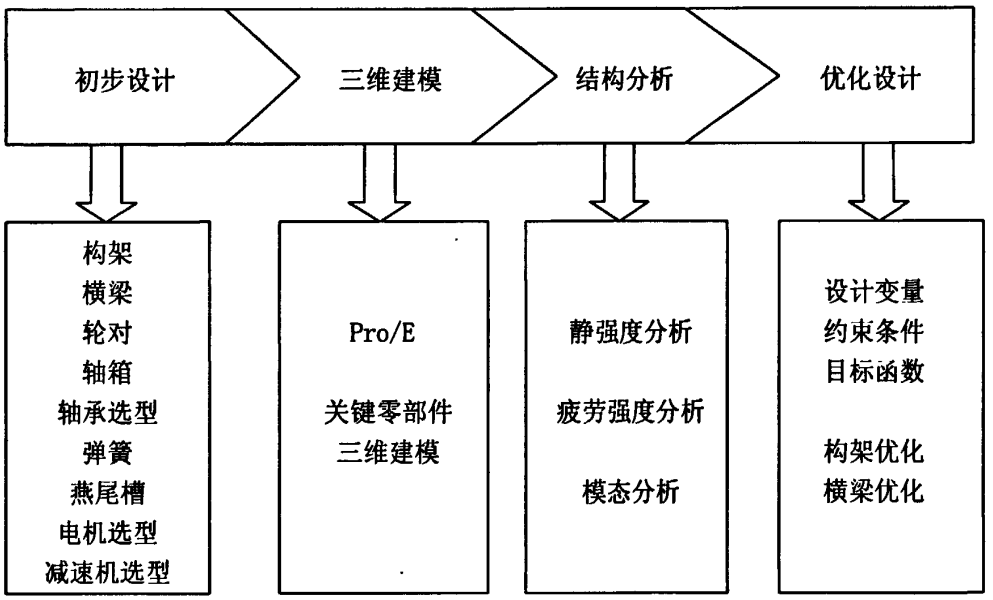


图 1.11 工艺转向架设计的 CAD/CAE 流程

1.4 本章小结

本章从全局的角度介绍该课题的研究背景和意义，阐述了国内外转向架的发展与研究情况，结合文献[1]及其实际工况，确定研究的主要内容，提出研究的主要技术路线，理清全文的研究思路和方向，为后续的研究工作奠定坚实基础。

第二章 动车工艺转向架的初步设计

2.1 动车工艺转向架设计需求

2.1.1 适用范围

工艺转向架适用于各型和谐型大功率六轴交流传动电力机车车体与转向架分离后，替换转向架，牵引承载和谐型六轴大功率交流传动电力机车车体，完成车体在各检修工位间移动的专用工装设备[1]。

2.1.2 适用环境

海拔高度：≤1000米

环境温度：－10℃～＋45℃

相对湿度：月平均不大于90%，最高相对湿度不大于95%

电电源：AC 380V 50HZ（三相五线制）

工作制： 间歇工作，连续工作不小于3小时

工作场地：室内、外

坡度要求：≤3‰

2.1.3 基本性能要求

设备应能满足各型和谐型大功率六轴交流传动电力机车车体的承载，并能在各检修区或检修工位之间移动；工艺转向架应该包括动力工艺转向架和非动力工艺转向架两种类型，两者配对使用，共同支撑单节机车车体。

2.1.4 设备主要性能参数要求

（1）动力工艺转向架设计要求[1]

表2.1 动力工艺转向架设计要求

轨距	1435mm
轴距	≤2500mm
轮径	770～840mm
电池容量	大于80V300AH锂电电池组
充电电压	AC380V±10%，50HZ
充电电流接口	≤40A
承载平台面高	满足车钩中心线距轨面高度不大于880mm
载重	50t
最大运行速度	3Km/h（可调）
设备连续工作时间	不小于3小时
驱动装置控制方式	手持线控

（2）非动力工艺转向架设计要求

表 2.2 非动力工艺转向架设计要求

轨距	1435mm
轴距	≤2500mm
轮径	770～840mm
承载平台面高	满足车钩中心线距轨面高度不大于 880mm
载重	50t

2.1.5 工艺转向架的基本结构

动力工艺转向架由工艺转向架主体、牵引装置、支撑装置、电源装置、控制系统组成。其中工艺转向架主体由机架（构架与横梁）、动力轮对、非动力轮对、控制系统和电池安装座、连接装置组成；牵引装置包括交流电机、驱动器、减速机；电源装置由充电机、锂电池、电池管理系统组成；控制系统由控制器、报警器、状态指示灯、停车制动装置、线控手柄组成。非动力工艺转向架由工艺转向架主体、支撑装置、非动力轮对组成。通常动力转向架与非动力转向架两者配合使用，共同支撑运输一节机车车体。

工艺转向架主体应具备支撑各型大功率机车车体的结构要求，外观及设计应符合检修基地的环境及使用要求。工艺转向架的支撑高度应满足各型大功率机车检修工艺的高度要求，且应保证各机型机车检修平台高度一致，长度和宽度满足现场要求及转盘要求。

2.2 四种动车车体的主要技术参数

目前我国“和谐号”动车均为高速动车组列车 CRH（China Railways High-Speed）系列，主要运营的动车 CRH 型号有：CRH1、CRH2、CRH3、CRH5。本次设计的工艺转向架主要针对该四种动车车型，其车体的主要技术参数如下表：

表 2.3 我国现有四种动车车体的主要技术参数

车型	最大外型尺寸（m）	重量（t）	车辆定距（m）	固定轴距（m）
CRH1	26.95×3.328×4.04	38	19	2.7
CRH2	25.7×3.38×3.7	33	17.5	2.5
CRH3	25.675×2.95×3.89	约 40	17.375	2.5
CRH5	27.6×3.2×4.27	40.28	19	2.7

2.3 工艺转向架的初步结构设计

结合工艺转向架技术规格书和四种动车车体的主要技术参数，对工艺转向架的关键机械部分进行结构设计与选型。一套工艺转向架通常由动力工艺转向架和非动力工艺转向架组成，两者配对使用，支撑单节机车车体。动力工艺转向架主要由构架、横梁、轮对、减速机与电机、轴箱和弹性支撑部件等组成；非动力工艺转向架无需电机与减速机部件，其余结构与动力工艺转向架相同。

2.3.1 构架的结构设计

(1) 构架的功能

- 传递载荷，即传递车体至轮对和轮对至车体载荷
- 为一系悬挂系统提供支持
- 支持蓄电池组的配备安装
- 为其它各种辅助装置(减震装置、报警器、挂钩等)提供支持

(2) 构架的结构设计参数

构架是工艺转向架的主要承载部件，构架两侧为两根侧梁，每根侧梁由内侧板、外侧板、顶板、弹性支撑板以及筋板焊接而成，其中内、外侧板及顶板的厚度均为 12mm,筋板厚度为 30mm；构架的一端为牵引梁，另一端为端梁，两者结构完全相同，可实现双向牵引；中间由两钢管横向连接；另有四根角钢横向连接以支撑两个蓄电池箱。根据现有动车不同车体的要求，结合文献[5]和设计经验，构架初步设计的总体尺寸：长 3800mm,宽 2100mm，高 450mm，固定轴距 2500mm，每根侧梁宽 425mm,初步设计的构架的平面图如图 2.1 所示。

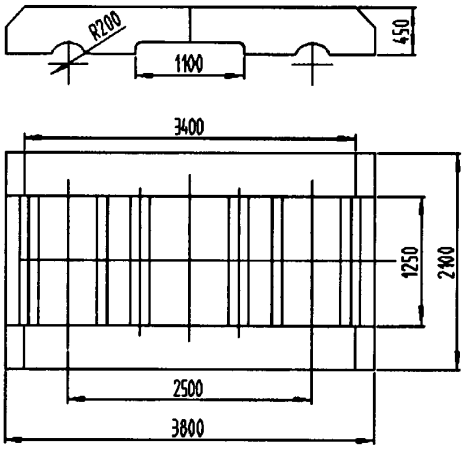


图 2.1 构架的平面图

2.3.2 横梁的结构设计

(1)横梁的功能

- 将车体的重量由横梁传递到构架的侧梁
- 横向滑板在横梁的燕尾槽内横向滑动来调节其横向宽度
- 在横梁两端安装手轮实现横向滑板的双向调整功能

(2) 横梁的设计参数

横梁的设计需考虑满足四种车型的车体需要，既可以实现调整转向架的横向移动，又可以保障承载的安全平稳性。借鉴车床的燕尾槽导轨结构，丝杠带动工作台在燕尾槽导轨上滑动，故在横梁的横向移动装置中采用燕尾槽结构。燕尾槽导轨有支撑和导向作用，并在横梁的两端各安装一个手轮，方便操作人员在转向架两侧操作。人工转动手轮可带动燕尾槽内的横向滑板横向滑动，实时调整横向宽度，以满足不同动车车体的需要。

横梁主要由两侧梁、燕尾槽、中间两钢管及横梁两端的钢板焊接而成；横梁外形近似

呈“船”形，单侧侧梁的四周、底面和顶面由共6块钢板焊接组成，且四周及底面钢板厚度一致，初始厚度均为10mm;顶板钢板厚度为5mm。两侧侧梁对称布置且对应结构与钢板厚度一样；燕尾槽结构直接焊接在侧梁顶板上，以实现滑板横向移动调整工艺转向架的横向宽度。两侧梁通过中间两钢管及两端10mm厚的四块钢板焊接连接。初步设计的横梁总体尺寸为：长2700mm, 宽1200mm, 高400mm。横梁的工程图如图2.3所示。

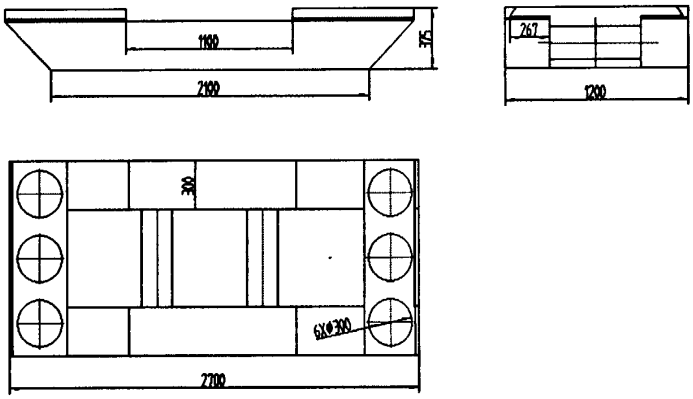


图 2.3 横梁设计平面图

2.3.3 车轮的结构设计

工艺转向架与钢轨相接触的部分是轮对组件，轮对是工艺转向架的主要行走部件，由左右两车轮过盈配合在同一根车轴上组成。轮对可以保证工艺转向架在钢轨上的运行和转向，承受来自机车的全部静、动载荷，将其传递给钢轨。另外，机车车辆的驱动和制动也是通过轮对来实现的。结合我国铁路行业标准，设计的轮对需要满足轨距为 1435mm 的要求，且保证轮对内侧距必须在 1353±2 毫米范围以内。

轮对分为动力轮对和非动力轮对，轮对主要由两车轮和车轴组成。动力轮对安装在动力工艺转向架上，非动力轮对则安装在非动力工艺转向架上。动力轮对需要安装轴箱、减速器和牵引电机；非动力轮对不需要安装减速器和牵引电机，其他与动力转向架相同。

车轮是工艺转向架与钢轨直接接触的部分，它将工艺转向架的载荷传递给钢轨，并在钢轨上滚动。目前我国车辆均采用碳素钢整体碾压车轮，具有较好的弹性和优良的防噪声性能。另外，车轮踏面外形有锥形踏面外形和磨耗形踏面外形两种，具体外形如图 2.4 所示。

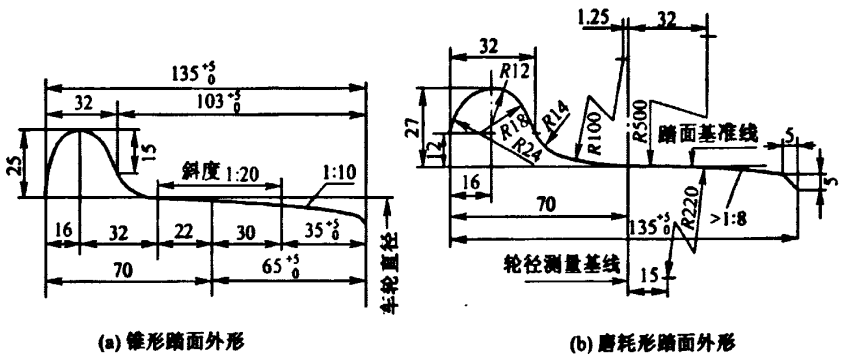


图 2.4 两种车轮踏面外形图

其中锥形踏面外形设置斜度的理由是：

（1）使车辆顺利通过曲线，并减少车轮在钢轨上的滑动。车辆运行在曲线上时，由于惯性作用使轮对靠向外轨，在外轨滚动的车轮与钢轨接触部分的直径较大，沿内轨滚动的车轮与钢轨接触部分的直径较小，轮对滚动后，恰好和曲线线路外轨长内轨短的情况相适应，使车辆顺利通过曲线，同时减少踏面在轨面上的滑行。

（2）车轮在直线上运行时，使车辆的复原性好。由于踏面上设有斜度，为了使轨面与踏面接触良好，钢轨设有轨底坡。

因此，车辆在直线上运行时，轨面对踏面的作用力方向是倾向线路中心的，其水平分力具有使轮对处在线路中央的作用，这样轮对就不容易被横向力推动。即使轮对被横向力推向轨道一侧，由于踏面有斜度，也容易恢复到线路中央位置。

磨耗形踏面的几何形状与锥形踏面相比，其主要不同之处在于踏面采用三段弧线（R100mm、R500mm 及 R220mm）圆滑连接成的一条曲线和斜度为 1：8 的一段直线所组成的几何图形。采用磨耗形踏面减少了轮缘磨耗，延长车轮与钢轨的使用寿命，故设计的车轮采用磨耗形踏面 LM 外形。

结合车辆用轮对类型与尺寸、BS EN13260:2003 中文版铁路应用-轮对和转向架轮对-生产要求、TB/T 449-2003 机车车辆轮对轮缘踏面外形、轴的设计尺寸和工艺转向架的技术规格书等综合因素，设计车轮直径为 800mm 的 LM 外形车轮，且车轮内侧距为 1353±2mm。设计的车轮工程图如图 2.5 所示。

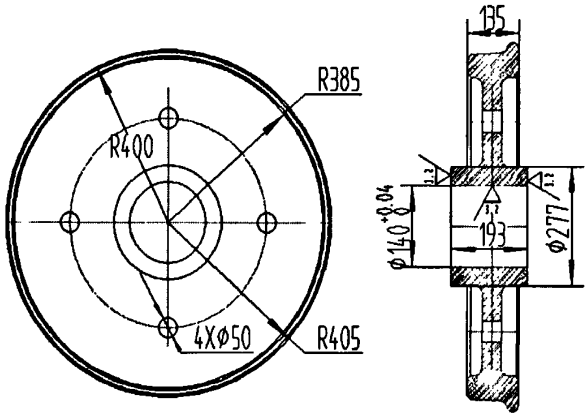


图 2.5 车轮踏面的平面图

2.3.4 电机与减速机的选择

电机与减速机在工艺转向架的行走运行的动力源，是实现转向架满足承载要求运行的关键。选择的电机和减速机不仅要满足动力需要，而且要体积尽量小、满足安装空间等需要。鉴于安装空间和现有减速机及电机的产品特点，对电机与减速机的选型与安装采用电机与减速机可以直接组合在一起的装配模式。

（1）电机类型的选择

动车工艺转向架的移动行走主要依靠电机的驱动来实现转向架在不同车间或工位上的移动，因此电机的选择至关重要。工艺转向架技术规格书的要求，选择符合动车工艺转

向架需要的直流电机，其中典型的生产机械选用电动机如表 2.4 所示。

表 2.4 典型生产机械选用电动机的实例

电机种类		机械特性	优点	缺点	典型机械
直流电动机	他励并励	硬	调速平滑、范围宽、启动转矩大	需直流电源、结构复杂，价贵，可靠性较差	大型机床，造纸机，印刷机等
	串励复励	软软	启动转矩大，负载变化时可自动调节转速	同上	电车，电动机车，起重机，卷扬机，冲床等

结合工艺转向架技术规格书和典型电动机的实例，工艺转向架类似电动平车的应用，故选择结构简单、制造容易且性能可靠、成本低廉的无刷直流电动机。

(2) 减速机的选型

鉴于工艺转向架的安装需要，需要考虑最好将电机和减速机直接配合在一起使用。参照文献[9],选择 F 系列平行轴三级斜齿减速机（减速比的要求选三级）。

F 系列平行轴三级斜齿减速机有以下特点：

- 可以与直流电机组合
- 平行输出、结构紧凑、传递扭矩大、工作平稳、噪音低、寿命长
- 安装方式：底座安装、法兰安装、扭力臂安装
- 减速比：基本型二级 4.3-25.3、三级 28.2-273，组合至 18509
- 基本型二级输入输出旋转方向相同，三级相反
- 输出方式：空心轴输出或实心轴输出
- 平均效率：二级 96%、三级 94%，F/CR 平均效率 85%

(3) 电机与减速机的型号确定

1) 确定减速电机

根据工艺转向架的性能参数及冗余原则，计算工艺转向架的驱动功率[10]：

工艺转向架载重：50t

工艺转向架总重约：10t（实际小于 5t）

行车速度：V=50m/min

车轮直径：d=0.8m

车轮周长：　$C=\pi\times d=3.14\times 0.8=2.512m$　公式（2.1）

车轮转速：　$n=\frac{V}{C}=\frac{50}{2.512}=19.9r/\min$　公式（2.2）

摩擦阻力：　$F=\mu mg=0.01\times 60\times 9.8=5.88KN$　公式（2.3）

驱动功率：

$$P=\frac{F\times V\times S}{60}$$ 公式（2.4）

由公式（2.4）计算得到：

$$P=\frac{F\times V\times S}{60}=\frac{5.88\times 50\times 2}{60}=9.8KW$$

式中：d——车轮直径

n——输出转速（r/min）

C——车轮周长（mm）

P——功率（KW）

S——安全系数（数值取 2）

V——行走速度（m/min）

g——重力加速度（9.8N/Kg）

μ——摩擦系数（数值为 0.01）

m——平车自重与载重量质量之和 60t

2)根据计算得到驱动减速电机的性能参数

由文献[9]知减速机型号：FW107S-78.3-Y-10-B6-90°

其中：FW——底座式平键空心轴输出

107——基座号

S——双向输出

78.3—— 公称减速比

Y——电机代号

10——电机功率（KW）

B6——空间安装方式

90°——电机接线盒角度

2.3.5 车轴的设计

连接两车轮的轴采用 Q235 锻造而成，同时为提高车轴的疲劳安全性，采用高频淬火热处理和滚压工艺。轴两端最小圆柱体处安装轴承；车轴两端较大直径处与车轮轮毂孔过盈配合安装；车轴最大直径处与减速机输出轴过盈配合安装。

由文献[11]知，材料为 Q235 时许用剪切应力[τ]取较小值，轴的危险截面面积 A 取较大值，故取[τ]=15，A=150，且设计轴的结构时按强度大的实心轴来设计并计算轴的最小直径：

$$d\geq A\times\sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$ 公式（2.5）

由公式（2.4）和公式（2.5）计算得：

$$d\geq A\times\sqrt[3]{\frac{P}{n}}=150\times\sqrt[3]{\frac{9.8}{19.9}}=118.45mm$$

轴的标准直径尺寸和 BSEN13260:2003 中文版铁路应用-轮对和转向架轮对-生产要求的轴的设计，结合该转向架的实际要求，取整后设计的轴最小直径为 120mm。

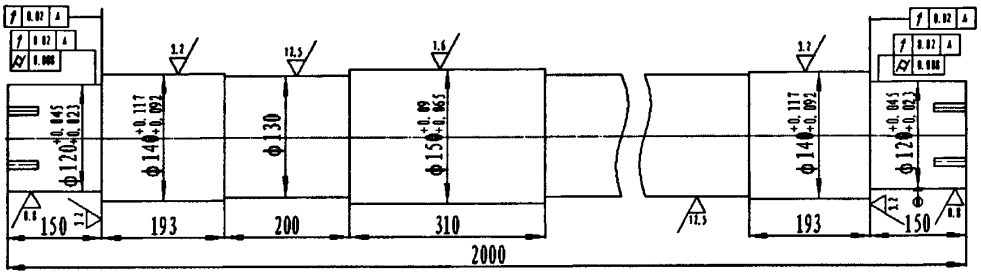


图 2.6 动力工艺转向架的车轴工程图

车轴两端直径最小处安装轴承，在轴中间直径为 200mm 处安装电机与减速机部件，而电机与减速机总重大约为 485Kg。而工艺转向架的承载设计要求为 50t，加上构架与其他附属零部件等综合因素，轴强度计算时按工艺转向架承载 60t 计算。由两台转向架配合使用，共同支撑一节机车车体，因此每台转向架承载为 30t；单台工艺转向架由动力与非动力两车轴组成形式，故每台转向架的单个轴大约需承重 15t，则单个轴的两端平均承重 7.5t。由车轴承受的主要载荷为垂向载荷，且根据经验知车轴的危险截面为直径最小的轴端处，需要对进行校核计算，在此主要计算来自垂向载荷产生的剪切强度。

(1)轴每端剪切力为：$F_S = 7.5\times10^3\times9.8 = 73500N$　　公式(2.6)

(2)轴端圆柱横截面面积为：$A = \frac{\pi}{4}\times120^2 = 11304mm^2$　　公式(2.7)

(3) 危险截面的最大剪切应力：

$$\tau = \frac{F_S}{A}$$　　公式（2.8）

由公式（2.6）和公式（2.7）带入公式（2.8）可得到危险截面的最大剪切应力为：

$$\tau = \frac{F_S}{A} = \frac{73500}{11304} = 6.5MPa$$

其中，轴的材料为 Q235，文献[5]中推荐的许用剪切应力取$[\tau]=85MPa$，故$\tau<[\tau]$，最大剪切应力远小于许用剪切应力，实心车轴完全满足其剪切强度的要求。

2.3.6 箱座的结构设计

轴箱座是转向架的重要组成部分之一，其作用是连接轮对与构架，保持轴颈与轴承的正常位置；将车体重量传给轮对；润滑高速转动的轴颈，减少摩擦，降低运行阻力，防止热轴；防止砂尘、雨水等异物进入轴承及轴颈等部分，保证车辆安全运行。

轴箱座与轴承配合安装，并在轴箱座两侧设计对称的挂耳，便于安装弹簧装置和保持平衡。结合轴的设计和轴承的选择，设计的轴箱座工程图如图2.7所示。

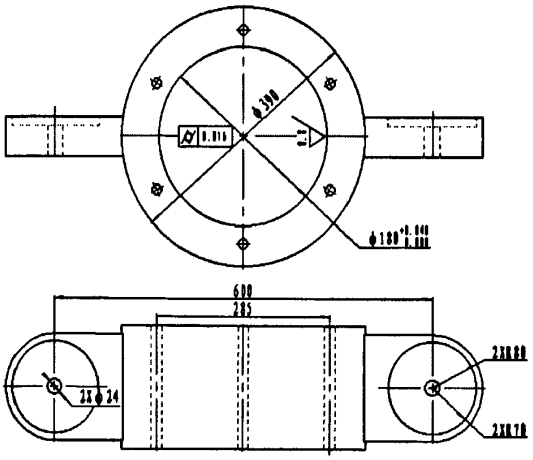


图2.7 轴承座

2.3.7 轴承的选择

通常客车主要使用单列圆柱滚子轴承;货车主要使用双列圆锥滚子轴承和单圆柱滚子轴承。而圆柱滚子轴承负荷能力大，主要承受径向负荷；双列圆锥滚子轴承在承受径向负荷的同时可承受双向轴向负荷。结合工艺转向架的实际运行需要，选择双列圆锥滚子轴承可满足其工作需要。

轴承安装在车轴的两端，由轴端直径为120mm,则该轴承的型号为352024。

2.3.8 向滑板与弹簧装置设计

（1）横向滑板设计

横向滑板通过两侧手轮的转动沿横梁燕尾槽横向移动,并在横向滑板上焊接有弹簧套筒，弹簧安装在弹簧套筒内，通过滑板及其弹簧的支撑作用，支撑机车车体。横向滑板设计两个，分布在横梁的两端；且滑板中间有螺纹孔，横向滑板与手轮通过螺纹孔配合连接使用。结合横梁上燕尾槽结构，可设计出横向滑板的结构与尺寸。

（2）弹簧装置设计

弹簧按常见的圆柱螺旋压缩弹簧设计,在横梁上横向滑板和轮对上均安装弹簧装置，需要满足工艺转向架的安全、平稳运行工作，起到良好的减震和支撑作用。

1)弹簧材料选择

由文献[11]知弹簧材料选择为60Si2Mn，其有良好的弹性和回火稳定性，易脱碳，主要用于满足承受大载荷的弹簧,见表2.5。

表2.5 弹簧材料及其许用应力

材料	压缩弹簧许用切应力（II类弹簧）$[\tau]$/MPa	切变模量G /MPa	推荐硬度 /HRC
60Si2Mn	640	80000	45-50

2)压缩弹簧参数设计

动力工艺转向架与非动力工艺转向架共同支撑单节机车车体，设计要求为承载50t，

则每个转向架承载 25t 重量。每台工艺转向架设计 4 对轮对弹簧来共同支撑构架、横梁及机车车体，分别安装在四个轴箱座上；每台工艺转向架横梁上设计 3 对弹簧支撑机车车体，每三个弹簧安装在横梁的一侧的横向滑板上。

根据横向滑板的结构尺寸，初步设计轮对弹簧中径为 120mm，横梁弹簧中径为 200mm。由文献[14]和常用旋绕比 C 值的要求，新迪零件库及弹簧支撑空间的需要，设计的压缩弹簧尺寸如表 2.6 所示。

表 2.6 压缩弹簧尺寸

	材料直径 d	弹簧中径 D	有效圈数 n	自由高度 H0	最大允许变形量
轮对弹簧	30	120	3.5	220	40
横梁弹簧	35	200	6.5	520	177

3）弹簧强度和稳定性分析

对轮对弹簧和横梁弹簧进行强度和稳定性的分析，验证选择的压缩弹簧是否满足工作要求[11]。下边以轮对弹簧为例计算其切应力和稳定性：

由旋绕比 C 为：$C=\frac{D}{d}=\frac{120}{30}=4$ 公式（2.9）

则曲度系数 K 为：$K=\frac{0.615}{C}+\frac{4C-1}{4C-4}=\frac{0.615}{4}+\frac{4\times4-1}{4\times4-4}=1.4$ 公式（2.10）

弹簧承受的轴向力：$F=\frac{50}{2\times8}\times10^3\times9.8=30625N$ 公式（2.11）

a)轮对弹簧的切应力：

$$\tau=8\times\frac{KFD}{\pi d^3}$$ 公式（2.12）

将公式（2.9）、公式（2.10）、公式（2.11）结果带入公式（2.12）得到轮对弹簧的切应力为：

$$\tau=8\times\frac{KFD}{\pi d^3}=8\times\frac{1.4\times30625\times120}{\pi\times30^3}=485.5MPa\le[\tau]=640MPa$$

b)轮对弹簧的稳定性分析

当压缩弹簧长度大时，在承受一定载荷后易失去稳定性，故需要进一步对其进行稳定性验证。对稳定性的验算，对压缩弹簧通常按长细比 $b=\frac{H_0}{D}$ 来选取与验算的。当压缩弹簧两端固定时；当弹簧两端均为回转端时，b≤2.6；当一端固定而另一端自由转动时，b≤3.7。

轮对上弹簧通过螺栓连接，属于两端固定的结构形式，故需要 b≤5.3。由表 2.6 知弹簧满足稳定性要求。

用同样的方法对横梁弹簧进行计算知：切应力 τ=616.3MPa，长细比 b=520/200=2.6，

均满足强度与稳定性要求。

综上得到横向滑板及其弹性支撑装置的平面结构图如图 2.8 所示。

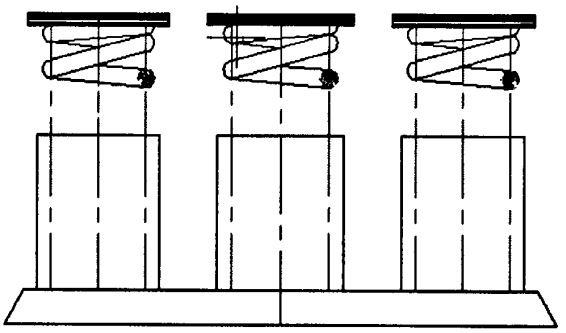


图 2.8 横向滑板与横梁弹簧的组装结构图

最后，将构架、横梁、轮对、轴承、轴箱座等零部件组装在一起，得到工艺转向架的总体平面结构图，如图 2.9 所示。

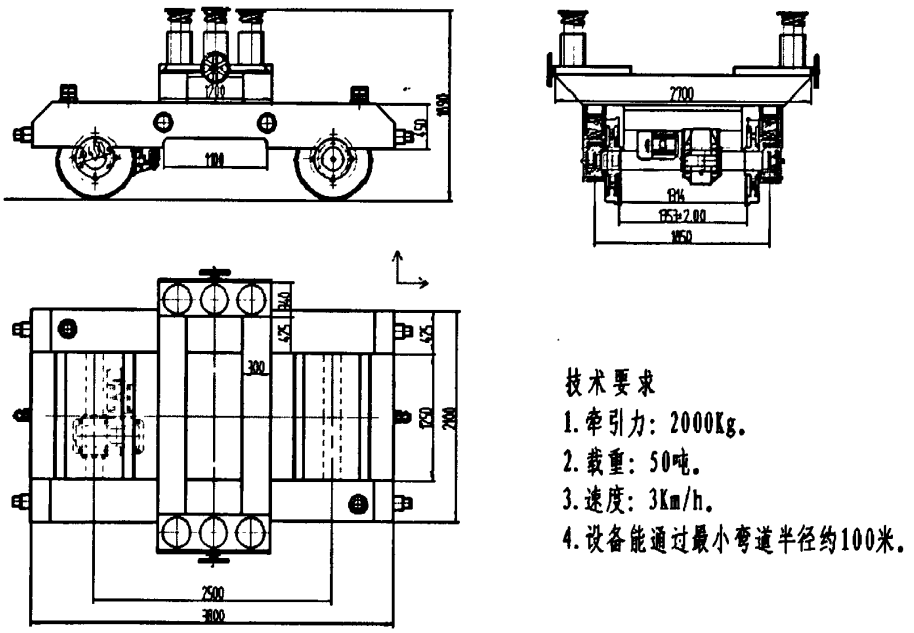


图 2.9 工艺转向架的总体结构图

2.4 本章小结

本章根据工艺转向架的使用要求，结合我国现有动车的四种车型，设计出可以满足不同动车车型需求，实现承载运输机车车体在不同工位间移动需要的工艺转向架。同时，对工艺转向架的初步设计，主要对机械结构的关键零部件进行初步设计和强度校核分析。

第三章　工艺转向架的实体建模

本章结合工艺转向架的初步设计结果，采用 Pro/E 软件对工艺转向架的零部件进行三维建模；同时对需要进一步结构优化的构架与横梁进行参数设置，为下一步的优化设计研究奠定基础。

3.1 Pro/E 软件介绍

著名的三维建模软件 Pro/E，目前已是世界上最为普及的 CAD/CAM/CAE 软件之一，基于单一数据库、参数化、特征、全相关及工程数据再利用等概念的基础上开发出的一个功能强大的 CAD/CAE/CAM 软件，它能将产品从设计到生产加工的过程集成在一起，让所有用户同时进行同一产品的设计与制造工作，基本上成为三维 CAD 的一个标准平台。Pro/ENGINEER 广泛应用于电子、通讯、机械、模具、工业设计、汽车、自行车、航空航天、家电、玩具等各个行业，可谓是一个全方位的 3D 产品开发软件。它集零件设计、产品装配、模具开发、NC 加工、钣金件设计、铸造件设计、造型设计、逆向工程、自动测量、机械设计、动态仿真、动画制作、应力分析、产品数据管理、协同设计开发等等功能于一体。目前该软件版本主要经历了 2000、2000i、2001、Wildfire, Creo Elements/Pro，Creo 1.0 F000 等版本的升级过程。

Creo Elements/Pro（以前称为 Pro/ENGINEER）是 3D 产品设计领域的标准。Creo 是一个整合 Pro/ENGINEER、CoCreate 和 ProductView 三大软件并重新分发的新型 CAD 设计软件包，针对不同的任务应用将采用更为简单化子应用的方式，所有子应用采用统一的文件格式。 Creo 目的在于解决目前 CAD 系统难用及多 CAD 系统数据共用等问题。它包含了最先进的生产效率工具，可以促使用户采用最佳设计做法，同时确保遵守业界和公司的标准。集成的参数化 3D CAD/CAM/CAE 解决方案可让您的设计速度比以前都要快，同时最大限度地增强创新力度并提高质量，最终创造出不同凡响的产品。

Creo 具备互操作性、开放、易用三大特点。Creo 是一个可伸缩的套件，集成了多个可互操作的应用程序，功能覆盖整个产品开发领域。Creo 的产品设计应用程序使企业中的每个人都能使用最适合自己的工具，因此，他们可以全面参与产品开发过程。除了 Creo Parametric 之外，还有多个独立的应用程序在 2D 和 3D CAD 建模、分析及可视化方面提供了新的功能。Creo 还提供了空前的互操作性，可确保在内部和外部团队之间轻松共享数据。PTC 提出了新的远景构想和战略，希望重新定义 MCAD 行业，并使公司能够释放组织内部的潜力，而 Creo 1.0 提供了首批能够实现此目标的应用程序。

Creo Elements/Pro 主要应用模块:

Creo 整合原来的 Pro/Engineer、CoCreate 和 ProductView 三个软件后，重新分成各个更为简单而具有针对性的子应用模块，所有这模块统称为 Creo Elements。整个 Creo 软件包将分成 30 个作用的子应用，所有这些子应用被划分为四大应用模块，分别是:

AnyRole APPs（应用）：在恰当的时间向正确的用户提供合适的工具，使组织中的所有人都参与到产品开发过程中。最终结果：激发新思路、创造力以及个人效率。

AnyMode Modeling（建模）：提供业内唯一真正的多范型设计平台，使用户能够采用二维、三维直接或三维参数等方式进行设计。在某一个模式下创建的数据能在任何其它模式中访问和重用，每个用户可以在所选择的模式中使用自己或他人的数据。此外，CREO的AnyMode建模将让用户在模式之间进行无缝切换，而不丢失信息或设计思路，从而提高团队效率。

AnyData Adoption（采用）：Creo的分析子应用。用户能够统一使用任何CAD系统生成的数据，从而实现多CAD设计的效率和价值。参与整个产品开发流程的每一个人，都能够获取并重用CREO产品设计应用软件所创建的重要信息。此外，CREO将提高原有系统数据的重用率，降低了技术锁定所需的高昂转换成本。

AnyBOM Assembly（装配）：为团队提供所需的能力和可扩展性，以创建、验证和重用高度可配置产品的信息。利用BOM驱动组件以及与PTC Windchill PLM软件的紧密集成，用户将开启并达到团队乃至企业前所未有过的效率和价值水平。

3.2 工艺转向架的三维实体建模

3.2.1 构架的三维实体建模

构架是转向架的主要支撑部件，其上主要安装蓄电池箱和横梁来支撑机车车体，其下主要安装电机、减速机及轴箱座等零部件。

构架的模型主要由钢板焊接而成，其前后左右均为对称结构。参照初步设计的构架工程图，在Pro/E中采用拉伸、镜像等命令，对构架进行参数化建模，得到构架的三维模型如图3.1所示。

3.2.2 横梁的三维实体建模

横梁是直接接触并支撑动车车体的部件，其壳体厚度为10mm，主要采用钢板焊接而成。横梁两端安装手轮，可实现横梁上的弹簧滑板装置在燕尾槽内横向移动，调节适当的宽度，以满足不同动车车体宽度的要求。其结构为对称结构，利用拉伸与镜像等命令完成横梁的建模工作，横梁的实体模型如图3.2所示。

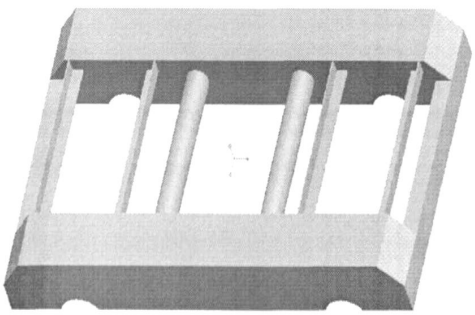


图3.1 构架

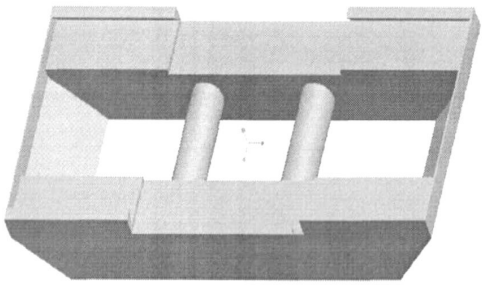
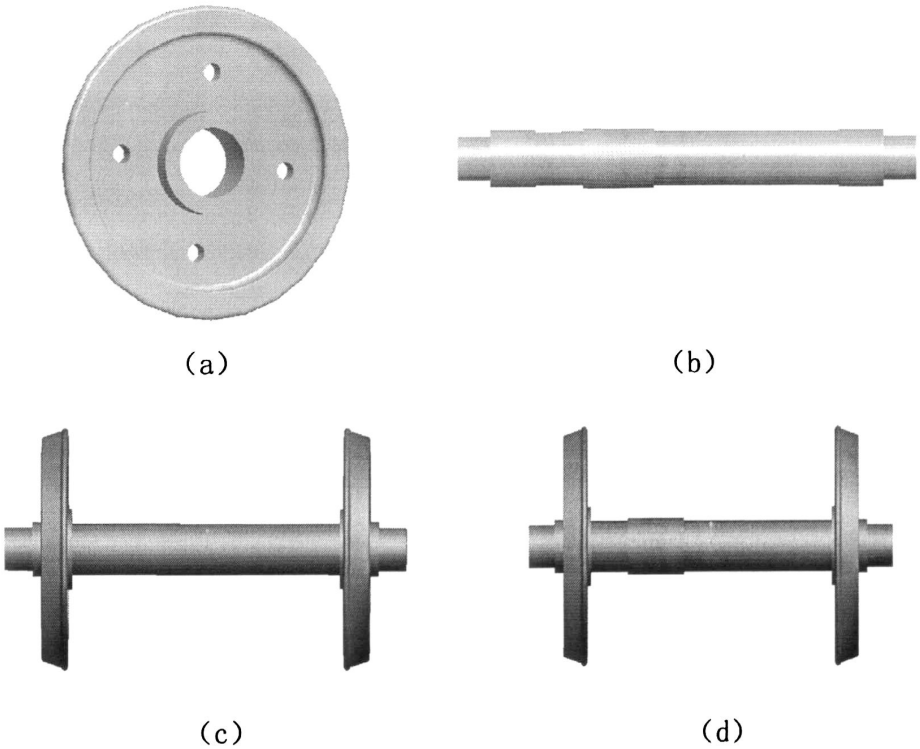


图3.2 横梁

3.2.3 轮对的三维实体建模

轮对是现实转向架行走的最主要的部分，并且对于动力工艺转向架还可以安装电机、减速机、轴承、轴箱座等其他相关零部件。其中车轮的建模比较复杂，结合机车车辆车轮轮缘踏面LM外形对车轮进行详细建模。轮对的零部件及其组装图如图3.3所示。



（a）车轮（b）动力车轴（c）非动力转向架轮对（d）动力转向架轮对

图 3.3 轮对零部件及其装配体

3.2.4 其他零部件的实体建模

（1）双列圆锥滚子轴承

轴承为标准件，可利用 Pro/E 软件及其插件——新迪数字零件库的完美结合，选取型号为 352024 的双列圆锥滚子轴承实体模型，如图 3.4 所示。

（2）轴箱座

轴承座采用两边挂耳的形式，挂耳对称分布在轴箱座两侧，结合其工程结构图，利用 Pro/E 软件对其实体建模，易得到其实体模型，如图 3.5 所示。

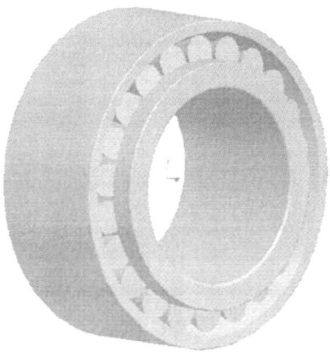


图 3.4 双列圆锥滚子轴承 352024

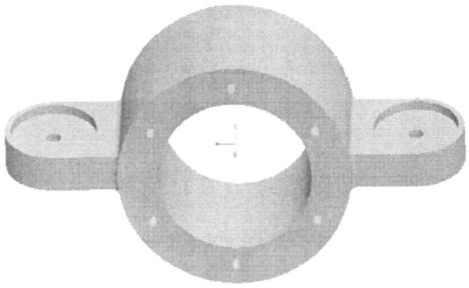


图 3.5　轴箱座

（3）弹簧与电机及减速机

利用 SolidWorks 插件，参照圆柱压缩弹簧设计尺寸，选取对应尺寸的轮对弹簧（如图 3.6）和横梁支撑弹簧（如图 3.7）；电机与减速机组装模型在 SEW 传动设备软件中调取

对应的型号（如图 3.8）。

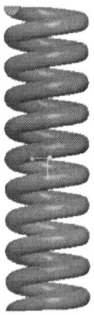


图 3.6 轴承座上弹簧

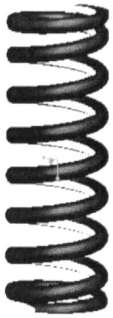


图 3.7 横梁上弹簧

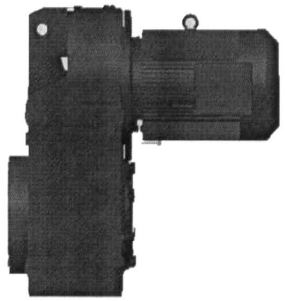


图 3.8 电机与减速机

综上，对设计的构架、横梁、轮对、轴向座、轴承、电机与减速机装置、手轮、缓冲装置、报警器等零部件进一步的完成装配工作，最终得到的总装配体如图 3.9 所示。

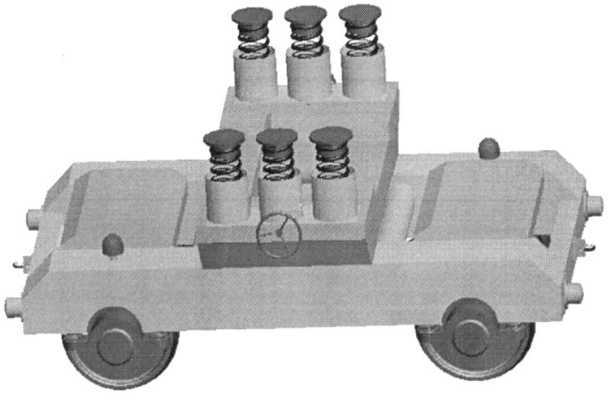


图 3.9 工艺转向架的总装图

3.3 其他相关分析问题

目前广泛应用 CAD/CAE 技术来解决工程实际问题，不同软件间配合使用时，需要注意软件间的接口及参数传递等问题。针对工艺转向架的设计软件 Pro/E 和分析软件 ANSYS 的模型传递和参数传递进行探讨。

3.3.1 模型建立及模型传递

对工艺转向架的实体模型有三种较好的方法可以实现三维模型的建立和模型传递工作，三种方法如下所述。

（1）模型的建立，可以在不同的三维建模软件中实现，如 SolidWorks、UG、Pro/E 等软件中方便快捷的建立。在设计软件 Pro/E 和分析软件 ANSYS 之间需要中间格式文件进行转化，一般情况下，较好且简便的方法是在 Pro/E 软件中将模型文件转化为 PARASOLID 格式文件（*.x_t），便可以实现两个软件间的模型传递。

（2）当然，目前 ANSYS 软件有更强大的建模功能，操作界面更人性化，可以和其他三维软件类似的方法对工艺转向架的关键零部件进行建模工作。另外，在 ANSYS 软件建模可以直接在该软件中进行有限元分析，实现零失误的传递和模型参数传递工作。

（3）还有一种较好的方法是在熟悉的三维软件中建模，比如在 Pro/E 软件中进行关

键零部件的建模，需要注意建模前将 Pro/E 和 ANSYS 之间建立无缝连接关系，这样在三维软件中建立的三维模型就可以由三维软件直接导入 ANSYS 软件中。

3.3.2 参数传递问题

本文对工艺转向架的优化设计研究主要针对关键结构的主要结构尺寸进行参数化设计，因此实现软件间参数的传递是实现优化设计的关键。

参数的传递主要有两种较好的方法，一是可利用 Pro/E 软件完成建模工作，再利用 Pro/E 与 ANSYS 的无缝连接，且在 Pro/E 建模过程中或建模后对构架和横梁结构中需要优化的关键尺寸进行参数化变量定义，将其定于为 DS_XX（XX 为自定义的设计变量名），这样 Pro/E 的模型及参数变量会通过无缝连接自动将三维模型和参数完美导入 AWE 环境中；另外一种方法是直接在 ANSYS 软件中进行三维模型的建立，各个参数有系统自动建立的参数变量名，并在建立好模型后选择需要优化的尺寸变量，也可以重新命名变量名。

这两种方法都可以实现参数的传递和模型随参数值的不同而实时变化，操作简单且实现了无缝连接、双向传递的完美工作。

结合需要建立模型及优化的需要，本文选择在 Pro/E 中建模、定义参数，然后通过无缝连接进一步对工艺转向架进行有限元分析和优化设计研究。

3.4 本章小结

本章主要借助 Pro/E 软件和工艺转向架的初步设计，对工艺转向架主要结构进行参数化建模和装配工作。同时利用 Pro/E 与 ANSYS 两软件间的无缝连接，注意对需要优化的结构尺寸进行参数化命名，为下一步的有限元分析和优化设计研究奠定基础。

第四章 关键部件的强度分析

本章主要针对工艺转向架的关键部件——构架和横梁进行有限元强度和刚度分析，强度分析包括静力学强度分析和疲劳强度分析，进一步验证初步设计的构架和横梁是否满足强度、刚度及疲劳强度等设计要求或使用要求。

4.1 ANSYS Workbench 介绍

本文的有限元分析是基于 ANSYS Workbench Environment(简称 AWE)进行分析的。ANSYS Workbench12 整合现有的各种应用，并将仿真过程结合在一起。在该环境下，工程师可以方便地完成一个完整的仿真分析，包括 CAD 集成、几何修改和网格划分等。

（1）几何体模型与网格划分

Ansys12 融合了丰富的几何和网格划分技术，整合后的几何和网格划分解决方案使不同分析类型的仿真能够共享。Ansys12 增强了 ANSYS Workbench12 环境下创建几何的功能，还提供了更多的自动化功能和更强的适应性，并增强了合并、连接和映射等用于曲面建模的功能。新增工具还可以自动探测处理常见问题，如小边、碎面、孔洞、裂痕以及尖角面等，且新版本对几何模型的修改和处理速度更快。

同时ANSYS Workbench12提供的自动网格划分解决方案在流体动力学中取得了很好的结果。应用 GAMBIT 和 TGRID 的网格附加功能，ANSYS Workbench12 可以在用户最少的输入下自动生成 CFD 合适的四面体网格。；另外，它融合了高级尺寸函数（与 GAMBIT 相似）、棱柱及四面体万个（来自 TGRID）及其他网格划分技术，改进了网格平滑度、网格质量、划分速度、曲率近似功能捕捉、边界分层捕捉等功能。尽管许多功能是出于流体动力学的应用而改进的，但是他们仍然可以用于其他类型的仿真分析。如结构分析的用户可以应用这些功能，得到自动化和高质量的网格。新增的多区域网格划分方法能使用户在不进行几何分割的情况下，可以直接对复杂的几何模型划分纯六面体网格。

（2）多物理场

ANSYS Workbench 12 下的多物理场仿真速度比以前更快、更方便。他的一些新增及其功能可以处理直接耦合和顺利耦合的多物理场问题，而且他对各种求解器技术整合在一个统一的仿真环境中，显然这为多场求解提供了更有效的工作流程。

ANSYS Workbench12 框架还能支持直接耦合场分析，其相关的耦合场单元能直接支持热电耦合。同时许多新增功能及工具都被整合到了 workbench 平台中，从而缩短了整体求解时间。另外，在单元、材料、接触、求解性能、线性动力学及柔体动力学上也都进行了很大的改进。

（3）流体动力学

ANSYS 12.0 将流体产品完全整合进 ANSYS Workbench 环境中，在该环境下就能进行仿真流程管理。如用户可以先用 ANSYS CFX 或 ANSYS Fluent 软件来创建、连接及重复使用等来完成自动化的仿真分析，然后在进行多物理场无缝对接仿真。目前，ANSYS Fluent 采用单视框用户图形界面，这和 Workbench 中其他分析应用保持一致，同时还改进了 TUI

日志的鲁棒性、扩展了 Case Check 的推荐功能。而 ANSYS CFX 软件界面在风格上的主要改进在于其增加了图形用户界面（GUI）

（4）仿真过程及数据管理

在今天全球化环境中，仿真和设计不断整合，这促使合作和交流成为产品开发必不可少的一部分。ANSYS 工程知识管理（FKM）解决仿真和 CAE 界的仿真过程和数据管理（SPDM）难题。ANSYS EKM 内容包括如何更好管理、分享、重复使用仿真数据及如何更好捕捉和重复使用仿真结果等工程专业技术。

（5）显式动力学

ANSYS 12 在显式动力学领域倾注了大量的精力，包括附加的新产品，这使该技术对于无使用经验者也易于使用，另外，增强了 ANSYS Ls-Dyna 和 ANSYS Autodyn 产品功能，为用户提供更大的便利。新增的 ANSYS Explicit str 软件，它基于 ANSYS Autodyn 产品的拉氏算子部分，这是 ANSYS Workbench 界面的第一个本地显式软件。该软件用于满足固体、流体、气体及它们之间相互作用的非线性动力学仿真，对已有 Workbench 环境使用经验的用户，该软件有更好的适应性。

结合以上对 AWE 的介绍，AWE 有其显著的人机交互界面和便于操作等特点，AWE 的特点如表 4.1 所示。

表 4.1 AWE 的特点

1	协同仿真 项目管理	集设计、仿真、优化、网格变形等功能于一体， 对各种数据进行项目协同管理
2	双向的数据传输 功能	支持 CAD-CAE 之间的双向参数传输功能
3	高级的装配部件 处理工具	具有复杂装配体接触关系的自动识别，接触建模功能
4	先进的网格处理 功能	可对复杂的几何模型进行高质量的网格处理
5	分析功能	几乎支持所有 ANSYS Mechnica 的有限元分析功能
6	内嵌可以定制的 数据库	自带可定制的工程材料数据库，便于操作者的编辑与应用
7	易学易用	完全的 windows 友好界面，工程化应用，方便工程设计人员应用

本章对工艺转向架的关键部件进行强度分析，并利用在 Pro/E 软件中建立好的建模，通过 Pro/E 与 ANSYS 的无缝连接，直接导入 ANSYS 中，同时在 AWE 环境中添加相应的有限元分析类型，对其进行相关的分析和判断，其对应的有限元分析流程图 4.1 所示。

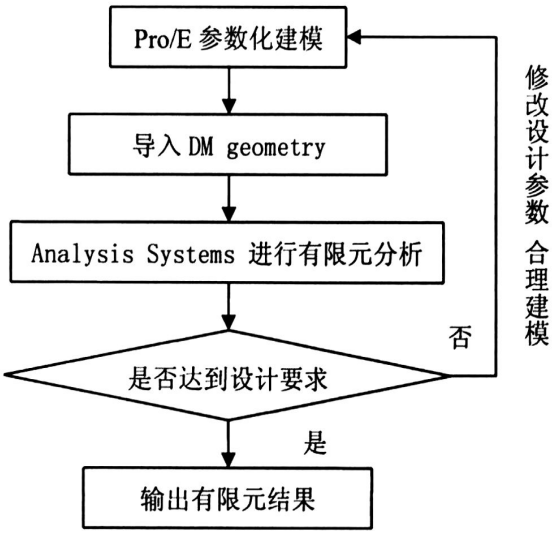


图 4.1 AWE 工艺转向架的流程图

4.2 构架的静力学强度研究

工艺转向架的结构架强度计算的依据和标准为铁道部标准《动力转向架构架强度试验方法》(TB/T2368-2005)和铁道部标准《铁道车辆强度设计及试验鉴定规范》(TB/T1335-1996)。

构架模型采用 Pro/E 软件建模，利用 ANSYS 有限元分析软件建立转向架构架的有限元模型，对构架强度、刚度进行分析。

4.2.1 构架有限元模型

为更好地分析构架在工作中的受力与变形情况，精确的有限元模型是至关重要的。构架的有限元分析是在 Pro/E 中参数化建模，并对构架模型进行适当的简化处理，忽略对构架有限元分析影响很小的局部特征，如安装在构架上的报警灯、缓冲器、牵引钩等，最终得到的构架三维模型如图 4.2 所示。

该构架材料采用 Q235 钢，其属性为：屈服极限为 235MPa、泊松比为 0.3、弹性模量为 $2\times10^5 MPa$、密度为 $7.85\times10^{-9} T/mm^3$。

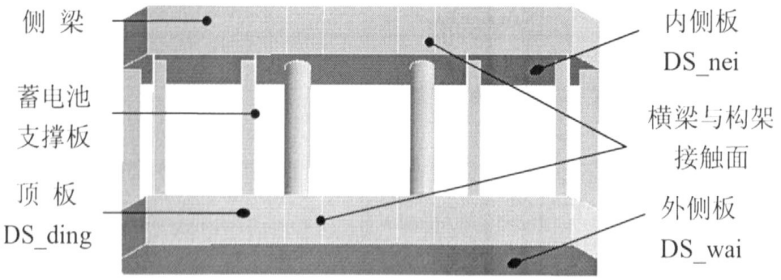


图 4.2 构架设计方案三维模型

构架结构复杂，采用切分的方法将构架分割成有规格的结构，采用扫略的方法对其进行有限元网格划分。网格划分采用网格形状比较规则的 Solid186 单元（20 节点六面体单元），将其离散为 27452 个节点，3511 个单元，构架的 AWE 有限元模型如图 4.3 所示。

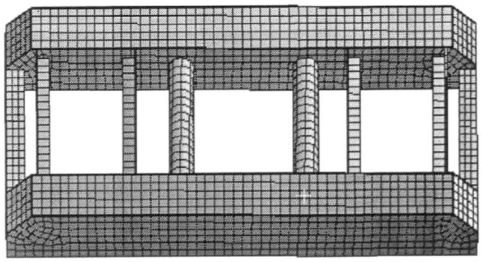


图 4.3 构架有限元模型

4.2.2 构架的工况分析

由文献 TB/T2368-2005 知，对于常规运行条件侧滚系数取 $\alpha = 0.1$，浮沉系数取 $\beta = 0.20$，本次计算中只考虑车体的浮沉，因此取浮沉系数 $\beta = 0.20$。对构架运营载荷工况计算有两种组合工况如表 1 所示。

表 4.2 运营主要载荷工况 载荷组合表（单位：KN）

工 况	垂向载荷
一	F
二	$(1+\beta)F$

4.2.3 施加边界条件与载荷

由于工艺转向架主要在检修基地内运行，且运行较缓慢，因此其承受的载荷主要考虑来自机车车体的垂向载荷。垂向载荷就是机车车体及动载荷等综合竖直方向的载荷，对工艺转向架的强度分析主要考虑垂向载荷的作用。

构架主要承受来自机车车体重量的垂直方向载荷，车体重量通过弹性支撑部件作用在横梁上，再通过横梁与构架侧梁间的四个接触面作用于侧梁上。工艺转向架的承载设计要求是 50t，考虑单节机车车体的综合重量、动载荷等因素，设计按 60t 计算与分析。

如前所述，单节机车车体由动力转向架和非动力转向架配合支撑，故每台转向架构架的垂向载荷为 $F = 60 \times 9.8/2 = 294KN$，四个接触面面积为 $4 \times 300 \times 425 = 510000\text{mm}^2$，计算知施加在四个接触面上的压强为 0.576MPa 。静力学分析时在构架与横梁的四个接触面（如图 4.2 所示的横梁和构架侧梁的四个接触面）处以压强形式施加载荷，并在构架两侧梁内的四块弹性支撑板处施加全约束。对于工况二的施加压强为 $1.2 \times 0.576 = 0.6912MPa$，约束与工况一相同。

4.2.4 构架刚度计算结果

在静力学分析中添加约束与载荷后，经静力学分析得到构架在两种工况下的总变形量，如表 4.3 和图 4.4、图 4.5 所示。

表 4.3 运营载荷工况构架最大变形量计算结果

计算工况	最大当量变形（mm）	最大当量应力出现位置
工况一	0.6834	构架侧梁和横梁的接触面处
工况二	0.82008	构架侧梁和横梁的接触面处

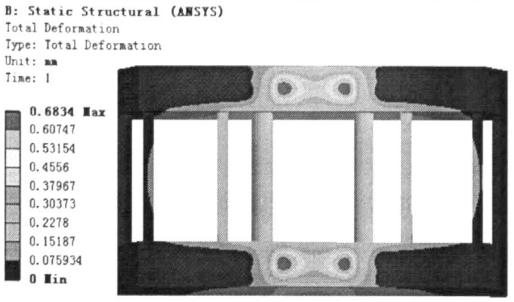


图 4.4 构架工况一变形云图

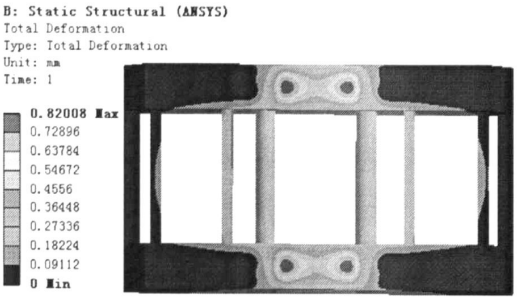


图 4.5 构架工况二变形云图

由图 4.4 与图 4.5 知在两种工况载荷作用下构架的总变形量最大值为 0.82008mm，且出现在构架与横梁的四个接触面处。由铁道车辆强度设计及试验鉴定规范知构架的许用挠跨比为 1/900，显然 0.82008/2500 小于该许用挠跨比（L 代表构架的跨距：2500mm），因此构架的刚度足够且有较大的冗余空间。

4.2.5 构架强度计算结果

在 AWE 环境中 DS（ANSYS Analysis）模块对构架进行静力学分析，构架在两种工况载荷作用下，得到构架的等效应力云图如图 4.6 和 4.7 所示。

图 4.6 运营工况一应力云图

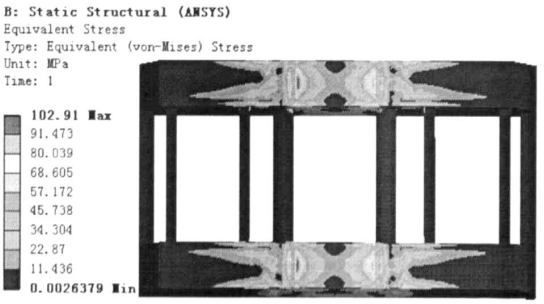


图 4.7 运营工况二应力云图

由图 4.6 与图 4.7 知构架的等效应力最大值出现在两侧梁的顶板与筋板连接处，最大应力值为 102.91MPa。TB/T1335-1996 中规定，对焊缝区，静止状态下进行静强度验算时，安全系数取为 1.1；而在运行工况中，考虑动载荷等因素时，安全系数应取为 1.65。本次计算针对转向架运行工况进行，因此 Q235 钢板焊接结构在运行工况下的许用应力为 142MPa，与《起重机设计手册》中 Q235 钢的推荐设计许用应力值 140MPa 基本一致。因此构架的等效应力值远小于构架的许用应力值，且构架结构尺寸尚有较大的优化空间。

4.3 构架的疲劳强度研究

强度、刚度和疲劳寿命是对结构和机械使用的三个基本要求。结构与机械失效的主要原因是疲劳，其造成破坏与重复加载有关。工艺转向架主要结构在重复加载的情况下，为安全期间，需要其满足一定的寿命周期，故对结构疲劳研究有很重的意义。

疲劳寿命是指结构或机械直至破坏所作用的循环次数或时间。疲劳按疲劳过程中的应变类型分为两类：高周疲劳是指低应力（低于材料屈服点）高寿命（循环周次一般大于10^4）的疲劳，是最常见的一种疲劳破坏，应力疲劳（Stress-based）用于高周疲劳。低周疲劳是指高应力（局部应力超过屈服点）低寿命（循环周次在10^2-10^4以下）低频加载的疲劳。在现实工程中疲劳多以10^4为基准。由于循环应变在疲劳中起主导作用，故也称为塑性疲劳或应变疲劳。

工艺转向架的在弹簧支撑部件的运行，其疲劳属于高周疲劳。构架的疲劳是在静力学分析的基础上进行的。

构架材料为Q235，其属性和AWE环境的材料数据库中的结构钢Structure Steel比较接近，注意：结构钢Structure Steel的最大寿命为10^6次，故材料的疲劳曲线选用结构钢的材料疲劳曲线S-N曲线来模拟Q235的材料疲劳性能，疲劳曲线S-N曲线如图4.8所示。

由于设计要求为承载 50t，计算按 60t 来分析，故构架的疲劳强度分析选择载荷是在 0.576MPa 作用下的静力学分析之后，添加疲劳工具，对其进一步的失效分析。静力分析计算的应力为平均应力（Equivalent Stress）。一般情况下疲劳强度因子 Fatigue Strengthen Factor（K_f）选取 0.8，该因子可以说明实际部件与试件之间的差异，软件所计算的交变应力通过该修正因子K_f分开，而平均应力将保持不变。

载荷类型的选择：构架在横梁弹簧与机车车体作用下，在轮对弹簧的支撑下对称循环载荷作用与构架。其作用过程中视为恒定振幅载荷，即载荷的最大值与最小值水平恒定不变化。其次载荷为比例载荷——主应力的比例是恒定的，并且主应力的消减不随时间变化。构架的疲劳近似看作恒定振幅，比例载荷的情况，运行过程的载荷类型可以选择不同的载荷类型，对构架的疲劳性能进行比较分析。选择比例载荷 ratio=-1 为对称循环载荷类型；ratio=0 为脉动循环载荷类型；ratio=1 为恒定载荷类型。如前所述，构架疲劳主要为高周疲劳，而应力寿命主要用于高周疲劳，故选择分析类型为应力寿命 Stress Life。

平均应力理论有5种选择： None：忽略平均应力的影响； Mean Stress Curves：假如之前已定义多重S-N曲线时； Goodman、Soderberg、Gerber：可用平均应力修正理论。Goodman理论适用在低韧性材料，对压缩平均应力没能做修正；Soderberg理论比Goodman理论更保守，甚至在某些情况下可用于脆性材料；Gerber理论能够对韧性材料的拉伸平均应力提供很好的拟合，但它不能正确地预测出压缩平均应力的有害影响。
对于构架在对称循环载荷时，平均应力理论是没有影响的;脉动循环载荷和恒定载荷时选择比较保守的 Soderberg 理论对平均应力进行修正。

由动车检修时三级及以上级别（一年及以上）检修时才需要替换转向架，且我国现用

的动车数量还不多，因此其使用频率并不高，假设在某检修基地的一套转向架，承载运输 400 列动车使用 25 年寿命计算，需要 10^4 次循环载荷作为设计寿命，对工艺转向架的设计寿命 Design Life 按 10^4 计算。经过计算可得到疲劳的寿命，损伤系数和安全系数的结果。

以对称循环为例，寿命分析结果为：

（1）寿命 Life

设计寿命按目前我国的动车数量，估算出设计寿命按 10^4 次计算，得到寿命云图如图 4.9 所示：其寿命最小值为 2.8507e5，远大于设计寿命，故构架设计达到构架的使用寿命要求。

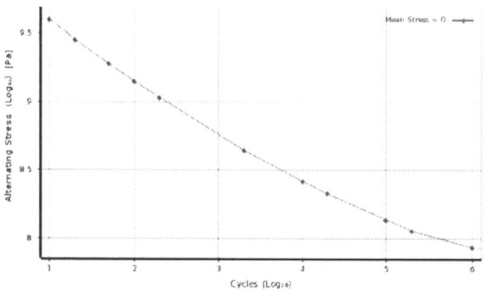


图 4.8 Q235 的疲劳寿命 S-N 曲线图

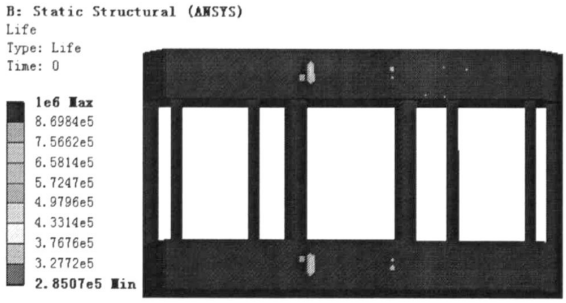


图 4.9 寿命图

（2）安全系数 Safety Factor

通常安全系数大于 1，当然越大越安全，但大的安全系数带来零部件的笨重不是合理的设计目标。如图 4.10 所示，在对称循环情况下安全系数最小值为 2.4442，均大于一般情况下的机车安全系数 1.5，故构架比较安全。

（3）损伤 Damage 系数

损伤系数为设计寿命与可用寿命的比值，即损伤系数小于 1 才说明设计的构架满足设计要求。如图 4.11 所示，知在对称循环下构架的最大损伤系数为 0.03508，远小于 1，符合设计要求。

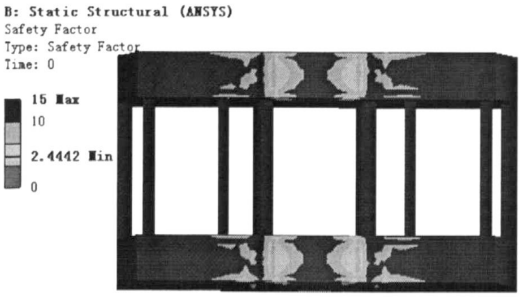


图 4.10 安全系数图

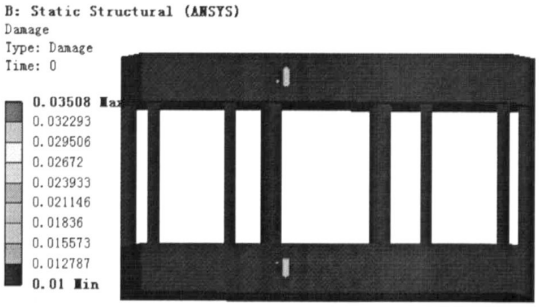


图 4.11 损伤系数图

采用同样的方法，可得到三种载荷类型的疲劳强度分析结果，其疲劳强度分析结果对比如表 4.4 所示。

表 4.4 疲劳强度分析结果对比

	Ratio=-1	Ratio=0	Ratio=1
最小寿命	2.8507e5	1e6	1e6
最大损伤系数	0.03508	0.01	0.01
最小安全系数	2.4442	2.5838	2.7403

由表 4.4 可知在比较保守的情况，另外两种载荷工况下得到的寿命均为 1e6，远大于设计寿命；其损伤值均小于 1,符合设计要求；最小安全系数为均大于一般情况的 1.5,故构架在各载荷类型下的安全性比较可靠。

4.4 横梁的静力学强度研究

横梁要满足工艺转向架的承载要求，必须具有足够的强度和刚度要求，故需要对横梁进行静力学分析，也是下一步横梁优化设计研究的基础。

4.4.1 建立横梁物理模型

横梁主要由两侧梁、燕尾槽、中间两钢管及横梁两端的钢板焊接而成；横梁外形近似呈“船”形，单侧侧梁的四周、底面和顶面由共 6 块钢板焊接组成，且四周及底面钢板厚度一致，初始厚度均为 10mm;顶板钢板厚度为 5mm。两侧侧梁对称布置且对应结构与钢板厚度一样；燕尾槽结构借鉴机床结构，将其直接焊接在侧梁顶板上，以实现滑板横向移动调整工艺转向架的横向宽度。兼顾考虑一些局部小特征对横梁整体结构性能的微小影响和有限元分析的需要，对该局部小特征如倒角、横梁两端部的手轮螺纹孔等进行适当的简化处理。基于 Pro/E 软件的强大建模功能，对横梁进行三维建模，简化处理后的物理模型如图 4.12 所示。

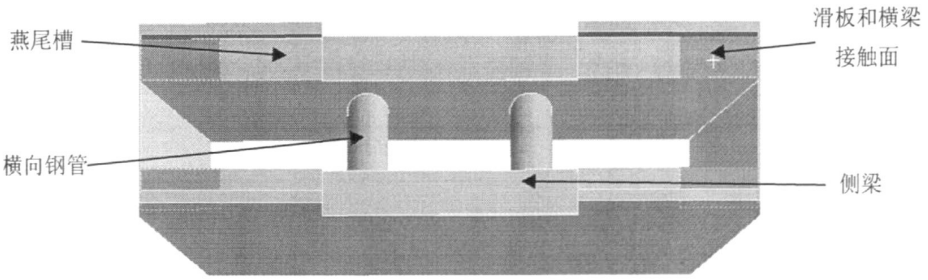


图 4.12 横梁的物理模型

4.4.2 横梁的有限元模型

横梁的零部件均由 Q235 钢板焊接组成,在 AWE（ANSYS Workbench Environment）环

境添加材料属性:弹性模量为$2.0\times10^5 MPa$,泊松比为 0.3，密度为$7.85\times10^{-9}T/mm^3$。

借助 ANSYS Workbench 优越的网格划分功能，对其采用切分方法，且 ANSYS Workbench 软件会自动对切分实体间建立默认的绑定接触关系。网格划分采用 Solid186 单元（20 节点六面体单元），网格大小设置采用高级网格功能 On: Curvature、相关性划分精度取中精度 Medium、最大面大小为 40mm，其他选项按其默认选项。利用扫掠的网格划分方法，得到横梁的有限元模型共 51042 个节点，6798 个单元，有限元模型如图 4.13 所示。

4.4.3 横梁两种工况分析

对横梁运营载荷工况计算所采用两种组合工况:

（1）工况一为不考虑浮沉的情况

由工艺转向架的承载设计要求是承重 50t，根据冗余原则对横梁的有限元分析按 60t 计算与分析。此外一节机车车体由动力工艺转向架与非动力工艺转向架共同支撑，故每台转向架需要承载一半的机车重量，即$F_1=\frac{60\times9.8}{2}=294KN$，则工况一时施加在四个接触面的压强为$P_1=\frac{294\times10^3}{4\times(267\times340)}=0.81MPa$。

（2）考虑浮沉系数$\beta=0.2$时，横梁上每个支撑面上的载荷大小为$F_2=(1+\beta)F_1/4=88.2KN$，即工况二时所施加的压强为$P_2=1.2\times P_1=0.972MPa$。

4.4.4 施加边界条件和载荷

横梁固定在构架上，需对横梁施加 X、Y、Z 方向的位移约束，因此在横梁和构架接触区域（如图 4.14 蓝色区域所示）施加边界条件，对其施加全约束。

机车车体重量通过弹性支撑装置传递到横向滑板与横梁的接触面处，该载荷以压强形式作用在该接触面处。另结合横梁结构与经验知在滑板与横梁两端的燕尾槽接触位置处，横梁的变形最大，为其危险位置，故对其有限元分析时施加载荷位置在图 4.12 所示的绿色区域。

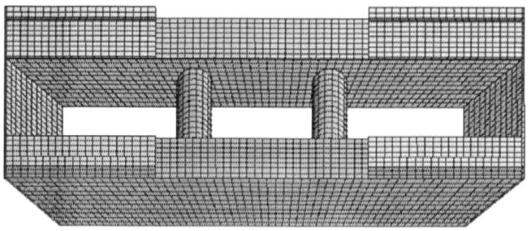


图 4.13 横梁的有限元模型

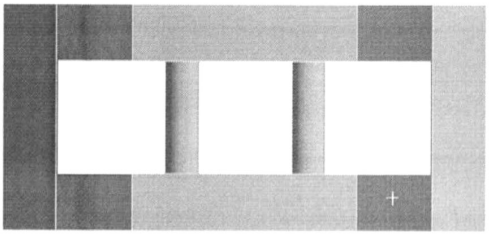


图 4.14 横梁底面图

4.4.5 静力学分析结果

在得到有限元模型和施加边界条件及载荷后，选择等效应力和总变形为静力学计算结果，经求解得到静力学分析的结果如表 4.5 所示。

表 4.5　运营载荷工况横梁最大当量应力计算结果（MPa）

计算工况	最大当量应力（MPa）	最大当量应力出现位置
工况一	108.62	燕尾槽与横梁侧梁外侧的焊接处
工况二	130.34	燕尾槽与横梁侧梁外侧的焊接处

工况一：MAX=108.62MPa

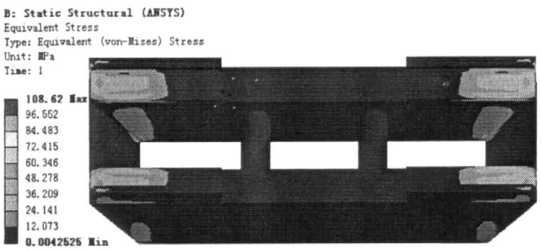


图 4.15 工况一横梁 Von Mises 应力云图

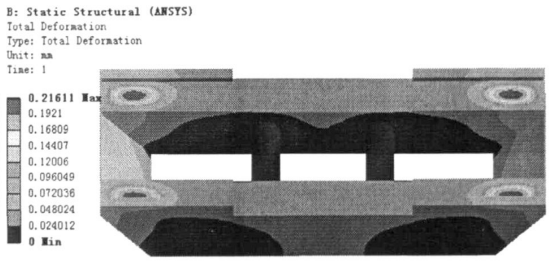


图 4.16 工况一横梁位移图

工况二：MAX=130.34MPa

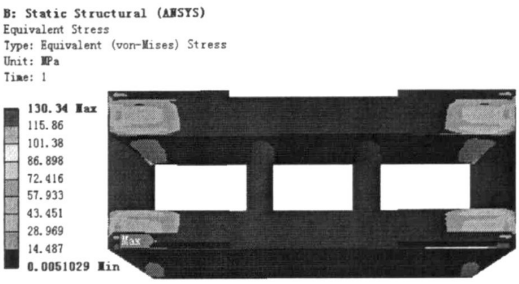


图 4.17 工况二横梁 Von Mises 应力云图

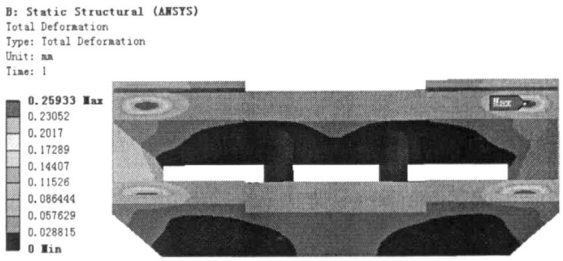


图 4.18 工况二横梁位移图

由图 4.15 与 4.17 知横梁在两种工况载荷作用下的等效应力值最大值出现在横梁与构架间的接触位置的边界上，且最大值为 130.34MPa。由图 4.16 与图 4.18 知其变形量最大值出现在施加载荷的横梁两端部，即位于横梁与滑板的接触区域，其变形最大值为 0.25933mm。

由文献[3]知，Q235 钢的设计许用应力推荐值为 140MPa，由铁道车辆强度设计及试验鉴定规范知横梁的许用挠跨比为 1/900，显然 0.25933/2700 小于该许用挠跨比（L 代表横梁的跨距：2700mm）。综上可知横梁有足够的强度和刚度，不仅满足设计要求，而且有较大的冗余空间，对进一步的优化提供了依据。

4.5 横梁的疲劳强度研究

横梁同样需要承受来自横梁弹簧装置及机车车体的重量，以及构架上下震动支撑，参照构架寿命的介绍，横梁的疲劳强度分析与构架的设置基本类似。得到的结果为：疲劳强度分析是在 0.81MPa 载荷作用下的静力学分析后进行的，如表 4.6 所示，结合对构架疲劳强度分析知横梁的结构也满足安全性和疲劳寿命的使用要求。

表4.6 疲劳强度分析结果对比

	Ratio=-1	Ratio=0	Ratio=1
最小寿命	2.6419e5	1e6	1e6
最大损伤系数	0.037852	0.01	0.01
最小安全系数	2.4121	2.281	2.1635

4.6 本章小结

本章通过ANSYS软件对工艺转向架的构架和横梁进行静力学分析，经计算分析知构架和横梁均达到强度和刚度的设计要求；同时在静力学分析的基础上对横梁和构架进一步进行疲劳强度分析，进一步保证了构架和横梁使用寿命和安全性等设计要求。

第五章 结构动力学模态分析

结构动力学分析是 ANSYS 分析软件的一个重要组成部分，结构动力学分析最终目的在于确定动力载荷作用下结构的内力、位移等量值随时间的变化规律，从而找出其最大值以作为设计或验算的依据。结构动力学与静力学的区别在于要考虑结构因振动而产生的惯性力和阻尼力，而同刚体动力学的区别在于要考虑结构因变形而产生的弹性力。结构动力学可分为模态分析、谐响应分析、瞬态动力学分析和谱分析。

由于工艺转向架运行缓慢，主要考虑其电机振动的情况，因此对其进行动力学分析主要是对其进行模态分析，判断其在运行过程中是否有发生共振的可能。

5.1 模态分析基本理论

在结构动力学中，模态分析理论是基础。模态是机械机构的固有振动特性，每一个模态具有特定的固有频率、阻尼比和模态振型。模态分析是用来确定结构或机器部件振动特性的一种技术，通过模态分析可以确定自然频率、振型和振型参与系数（即在特定方向上某个振型在多大程度上参与了振动），固有频率和振型是承受动力载荷结构设计中的重要参数。模态分析也是结构动态设计及设备的故障诊断的主要方法，因此有必要对工艺转向架关键部件进行模态分析。

由振动理论可知多个自由度系统中按某一个固有频率在振动时表现出的振动形态叫做模态，同时在该固有频率下系统的各点位移呈现出一定的比例关系叫做固有振型。模态分析最重要的是确定好系统的动态特性参数。

一般情况下，由弹性力学和机械振动学知机械系统的结构运动微分方程为：

$$MX'' + CX' + KX = F(t) \qquad \text{公式（5.1）}$$

其中 M 为质量矩阵，C 为阻尼矩阵，K 为刚度矩阵，X 为位移向量，$F(t)$ 为外部动力向量，即外力对该分析结构的激励，是关于时间 t 的函数。

当 $F(t)=0$，在非零的初始条件下，公式（5.1）有非零解，此时为结构处于自由振动状态。由于没有外载荷作用，公式（5.1）的解反映结构本身的固有特性，即频率与振型，在数学上称之为特征值和特征向量。

通常在讨论结构的固有特性时，忽略了阻尼 C 的作用，因此公式（5.1）可简化为：

$$MX'' + KX' = 0 \qquad \text{公式（5.2）}$$

在自由振动时，若机械结构各点作简谐振动，则各点的位移为：

$$X = \phi - e^{i\omega t} \qquad \text{公式（5.3）}$$

ω 是系统自由振动的固有频率，ϕ 为与时间 t 无关的位移向量。

由公式（5.2）、公式（5.3）计算得到：

$$(K-\omega^2 M)\phi=0 \qquad \text{公式（5.4）}$$

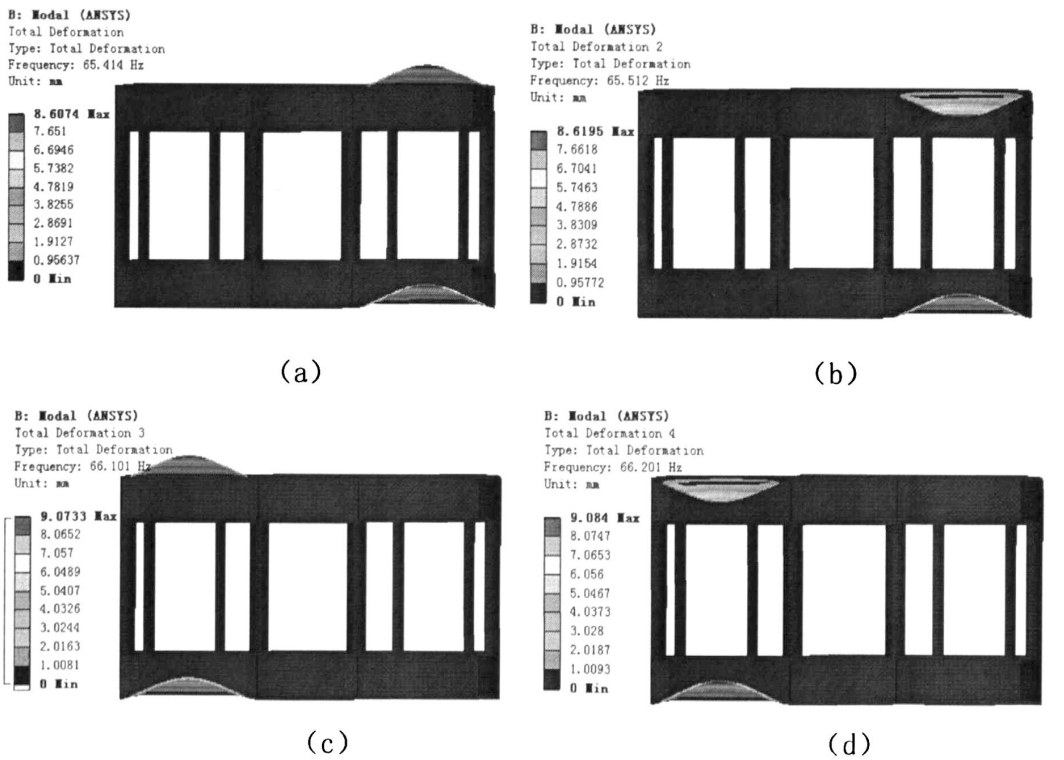
通过公式（5.4）可得到其特征值ω^2和ϕ，结合$\omega=2\pi f$可得到系统的各阶固有频率和振型。

5.2 构架模态分析

根据构架的工作条件，通常系统发生共振的固有频率在低阶模态处，利用 AWE 环境中的模态分析模块计算构架前 6 阶的固有频率与振型，其中前四阶振型如图 5.1 所示，得到的结果如表 5.1 所示。

表 5.1 构架的前 6 阶模态频率与振型

阶 次	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶
频率（HZ）	65.414	65.512	66.101	66.201	81.503	81.895
振型（mm）	8.6074	8.6195	9.0733	9.084	9.746	9.853



（a）（b）（c）（d）分别对应 1、2、3、4 阶的模态振型

图 5.1 构架的模态振型图

工艺转向架由电机转动带动减速机及轮轴运动的，电机的振动为震源，其转速为 1450r/min，则电机的振动频率为 24.17HZ，因此工艺转向架构架的固有频率最小值远大于电机的振动频率，避免了构架发生共振的可能性。

5.3 横梁模态分析

横梁的模态分析和构架类似，同样在施加好约束的前提下对其进行模态分析，计算前六阶的固有频率和振型，如表 5.2 所示，其中前四阶的振型图如图 5.2 所示。

表 5.2 横梁的前 6 阶模态频率与振型

阶 次	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶
频率（HZ）	112.53	112.6	208.69	229.16	237.11	242.01
振型（mm）	16.417	16.439	2.652	10.984	17.694	13.904

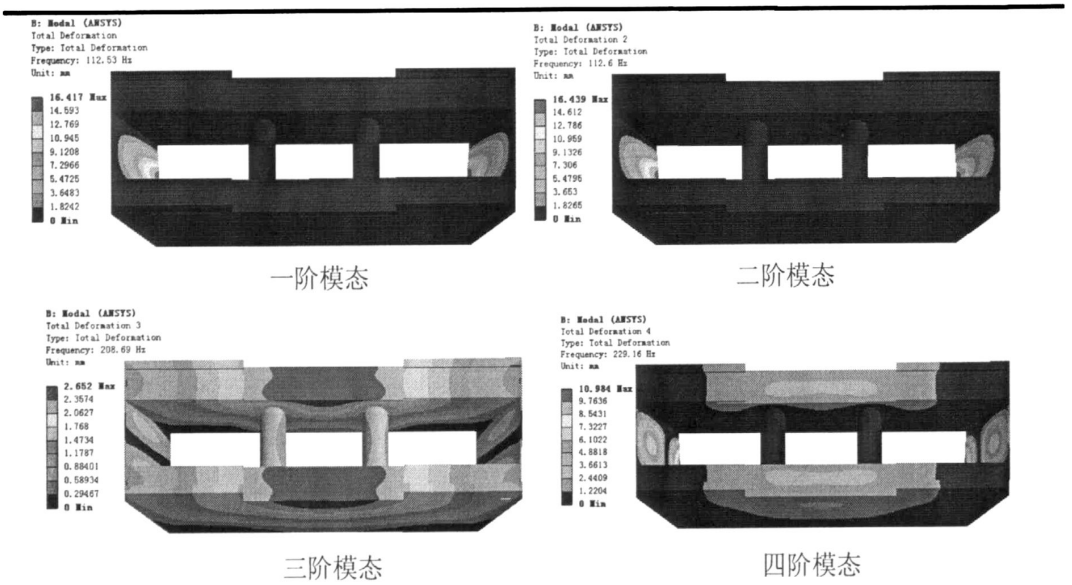


图 5.2 横梁的模态振型图

由表 5.2 知横梁的最低固有频率 112.53HZ，远大于电机的振动频率 24.17HZ,避免了横梁发生共振的可能。同时也说明横梁比较笨重，有较大的优化空间，模态分析结果对下一步的优化奠定良好的基础，也为优化的必要性提供一定的依据。

5.4 本章小结

模态分析对工艺转向架的安全运行有重要的价值，可有效避免工艺转向架在电动机驱动下发生共振的可能。通过对构架和横梁的模态分析，知其固有频率均大于电机的振动频率，因此可以完全避免工艺转向架在运行中可能发生共振的可能。

第六章 工艺转向架的优化设计研究

AWE 环境有两类优化方式： Shape Optimization 模块的形状拓扑优化和 Design Explorer（DX）模块的参数优化。形状拓扑优化是在线性静力学和减少实体结构体积的基础上，寻找需要去除材料的区域的形状优化方式，此方法比较粗略、简单、快捷； DX 模块优化是针对结构设计参数的优化。在 DX 模块中进行优化设计分析是通过响应面（线）来完成的，其支持的方法是实验数据法（The Design of Experiments Method），简称 DOE 法。一旦运算结束，响应面（线）的曲面（线）的拟合就是通过设计点（Design point）来完成的。

构架与横梁的结构优化采用 ANSYS Workbench 的 Design Explorer（DX）模块进行参数优化，利用该优化模块的目标驱动优化 GDO(Goal Driven Optimization)方法进行参数优化。GDO 法实际是一种多目标优化技术，是从给出的一组样本（即一定量的设计点）中得到“最佳”的设计点。GDO 法可根据设计参数的数量，采用 DOE(Design of Experiments) 实验设计方法，利用蒙特卡罗抽样技术，采集样点并计算每个样点的响应结果，采用二次插值函数构造设计空间的响应面或设计曲线，可以快速筛选得到“最佳”的优化结果的方法。

构架与横梁的参数优化，需要在给定载荷和满足足够强度、刚度条件下，最大尽可能降低横梁结构的厚度，以降低横梁重量为主要目标，因此横梁的优化是在其静力学的基础上，采用 DX 模块的 GDO 方法进行的。

6.1 构架的优化设计研究

采用 Pro/E 对构架进行参数化建模，在 ANSYS Analysis 模块进行构架的静力学分析，并在在静力学分析的基础上对构架进行优化设计研究，流程图见图 6.1 所示。

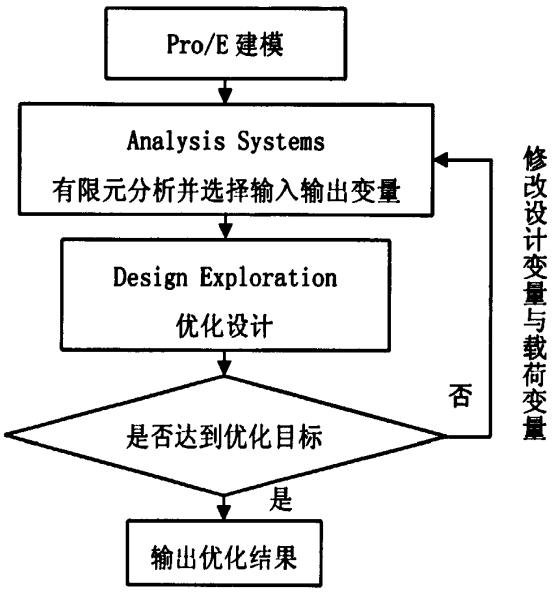


图 6.1 AWE 环境下的优化设计流程图

6.1.1 设计变量与目标函数

构架的优化设计研究主要是针对构架两侧梁板厚的优化且两侧梁对应位置板厚一致。同时对构架的优化是在静力学强度分析的基础上进行的，对其进行约束限制和在施加垂向载荷 0.576MPa 的情况下对其进一步优化设计研究。

设计变量是在 Pro/E 软件中已定义好，需要在 DM（Design Modeler）模块中选择侧梁的主要钢板厚度作为输入变量：外侧板板厚（DS_wai）、内侧板板厚（DS_nei）、顶板板厚（DS_ding）（如图 4.2 所示）。

目标函数变量是在 DS 模块中定义和选择：构架质量（Geometry Mass）、最大等效应力（Equivalent Stress Maximum）、总变形（Total Deformation）。

6.1.2 构架的优化设计研究

构架的设计要求是希望在满足材质强度和刚度的情况下，尽可能降低构架的重量。由文献[5]知构架的侧梁板厚应不小于 6mm。各设计变量采用连续型变量，且各变量取值范围设为 6mm-12mm。DX 模块根据三个输入参数及参数范围，自动生成 15 组设计点。结合生成的 15 组设计点（如表 6.1 所示），并确定优化结果时需要设置三个目标函数为求解的最小值（Minimize）和重要级别，可得到三组较好的优化方案结果[7]（见表 6.2）。重要性级别设置如下：Geometry Mass 为较高级别（Higer）、Equivalent Stress Maximum 和 Total Deformation 为默认等级（Default）。

表 6.1 设计点的 15 种连续变量组合结果

外侧板厚 (mm)	顶板厚 (mm)	内侧板厚 (mm)	总重量 (Tone)	等效应力最大值 (MPa)	总变形最大值 (mm)
9	9	9	2.1017	144.63	1.375
6	9	9	2.0243	153.24	1.5173
12	9	9	2.1791	142	1.2568
9	6	9	2.0124	327.41	3.5009
9	12	9	2.1911	94.746	0.78717
9	9	6	2.0211	155.97	1.4953
9	9	12	2.1822	141.95	1.293
6.5609	6.5609	6.5609	1.9011	292.78	3.3852
11.439	6.5609	6.5609	2.0269	282.27	2.8751
6.5609	11.439	6.5609	2.0456	107.65	0.97839
11.439	11.439	6.5609	2.1714	96.134	0.84907
6.5609	6.5609	11.439	2.0312	295.65	3.0197
11.439	6.5609	11.439	2.1571	285.43	2.5827
6.5609	11.439	11.439	2.1774	99.331	0.87781
11.439	11.439	11.439	2.3032	91.704	0.76809

AWE 的优化主要采用响应面的变化趋势来去顶优化方向和得到优化结果的。对构架的

优化得到设计变量与目标函数间的响应面，图 6.2、图 6.3、图 6.4 为等效应力图。

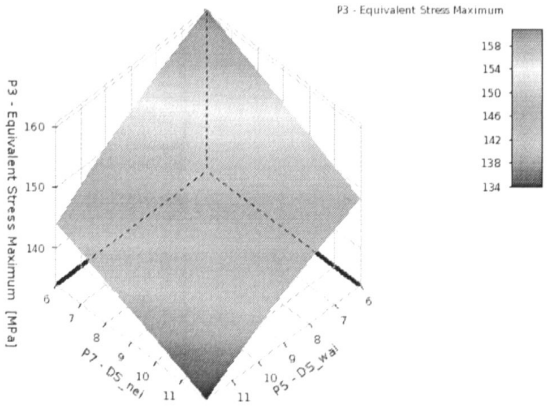


图 6.2 内侧板和外侧板对等效应力最大值的响应关系图

图 6.2 为设计变量与目标函数的三维响应面图，可以看到随着设计变量板厚的减少，对应的等效应力最大值明显增大，与通常情况下的影响效果一致；内外侧板对等效应力的影响趋势差不多。

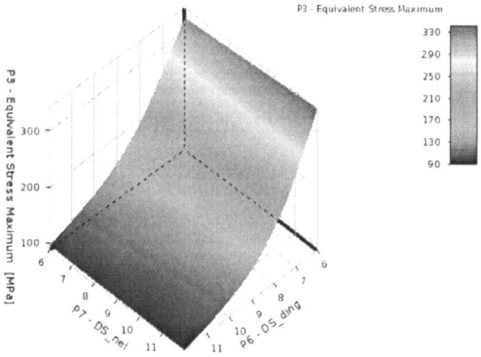


图 6.3 内侧板、顶板和等效应力关系图

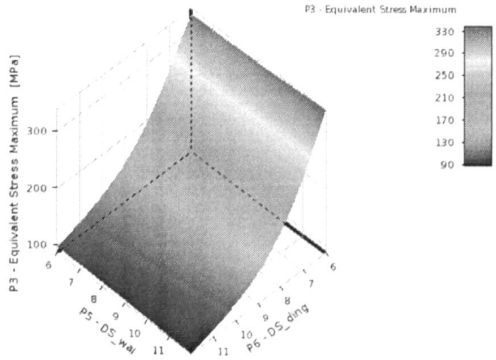


图 6.4 外侧板、顶板及等效应力关系图

图 6.3、图 6.4 两个呈凹形曲面的响应图，可以看到顶板厚度各变量值对应的响应面切平面坡度逐渐变大，其对等效应力的影响随板厚的降低而逐渐增大的趋势。

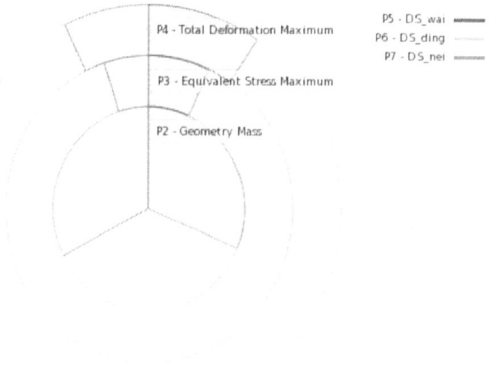


图 6.5 内侧板、外侧板及顶板对总质量、等效应力及总变形量的敏感程度

图 6.5 为三个设计变量与三个目标函数之间相互关系的饼图，三个设计变量在对应目标函数的环面积上所占的比例，可以方便直观的看到各设计变量对目标函数的影响程度。

由图 6.5 可以直观看到三个设计变量对总质量的影响几乎差不多一致;对等效应力最大值影响最大的为顶板厚度，其次为外侧板，影响最小则为内侧板厚度；对总变形的影响依次由大到小影响顺序为顶板厚度、外侧板厚度和内侧板厚度。同时由图 6.5 也可以方便设计者对设计的结构进行结构改进或尺寸优化等工作的提供依据。

在得到设计变量与目标函数的响应图后,利用 AWE 环境的 GDO 方法可以方便快捷得到比较理想的优化结果。在得到优化结果时需要对多个目标函数设置优先级别：Geometry Mass (Tone)项设置 Minimize，重要性设置为较高级 Higher；Equivalent Stress Maximun(MPa)项设置为求其最小值，其他参数与项目均设置为默认选项。设置后系统根据设置的优化目标优先等级和响应面图得到三组较好的优化结果，如表 6.2 所示。

表 6.2 三组较好的优化结果

名称	外侧板 (mm)	顶板 (mm)	内侧板 (mm)	总质量 (t)	等效应力最大值 (MPa)	总变形最大值 (mm)
1	6.57	9.405	6.2522	1.9772	146.8	1.4605
2	6.21	10.53	6.6967	2.0132	121.9	1.1402
3	6.93	11.655	7.5856	2.0892	102.48	0.90951

由表 6.2 可知三组优化方案结果中第一组质量最小，第二组等效应力和总变形最小，且三组优化结果的等效应力值均小于 142MPa。但优化结果的板厚是小数，需要对其小数部分圆整，便于选材。为保证构架的安全、可靠、轻量化设计等综合要求，本设计选取顶板板厚为 10mm,内侧板与外侧板板厚均为 7mm。

表 6.3 优化前后设计变量与质量参数对比

名称	内侧板	外侧板	顶板	质量
优化前	12mm	12mm	12mm	2.3497t
优化后	7mm	7mm	10mm	2.026t

对优化后的方案,进行强度分析知其强度在 0.576MPa 作用下的平均应力为 128.74MPa,总变形量最大值为 1.2541mm，由构架的强度分析知其均满足强度、刚度要求。

从表 6.3 中可知，优化后的参数都有较大的变化，并验证分析知优化后的方案不仅满足强度、刚度要求，而且质量比优化前大约减少 13.78%，大大减轻构架的重量和降低了生产成本。

6.1.3 优化前后构架的模态分析

比较构架在优化前后的参数指标，进一步对优化的参数校核，确保优化后的设计方案

是可靠的。

构架结构重量减轻后，其固有频率必然降低，因此存在因工作激振频率引起共振的可能，为此需要验证优化后构架的振动稳定性。根据构架的工作条件，通常系统发生共振的固有频率在低阶模态处，利用有限元中的模态分析模块可计算出构架优化前后前 6 阶的固有频率与振型，结果如表 6.4 所示。

表 6.4 优化前后模态分析结果对比

阶数	优化前		优化后	
	频率（HZ）	最大变形量(mm)	频率(HZ)	最大变形量(mm)
1	65.414	8.6074	40.582	12.836
2	65.512	8.6195	40.601	12.841
3	66.101	9.0733	41.121	11.845
4	66.201	9.084	41.141	11.853
5	81.503	9.746	51.609	17.652
6	81.895	9.853	51.733	17.655

由表 6.4 可知构架在优化后的频率比优化前小很多，主要是因为构架在减少重量的同时也降低了构架的刚度；另外构架的振型与优化前有较小的变动，且变形主要发生在构架两侧梁的外侧板处。电机的额定转速为 1450 r/min，对应频率为 24.167 HZ，小于优化后构架的各阶固有频率，由此优化后的构架不存在发生共振的可能。

6.1.4 构架优化结果分析

根据不同动车车体的要求，初步设计构架尺寸，并在 Pro/E 环境中对构架参数化建模、在 AWE 环境中对其静力学分析和模态分析，分析可知初步设计的构架尺寸可以满足强度、刚度与动力学性能要求；最后对构架进行轻量化设计，在保证强度、刚度的前提下，质量减轻大约 13.78%，降低构架的生产成本，同时也避免构架发生共振的现象。轻量化设计没有大的改变构架的结构，仅对构架两侧梁的板厚进行优化，对构架的研发和生产有重要的价值。

6.2 横梁的优化设计研究

对横梁的优化也是在其静力学强度分析的基础上进行，本次优化在对其进行约束限制和施加垂向载荷 0.81MPa 的情况下进一步的优化设计研究。

横梁的结构优化采用 ANSYS Workbench 的 Design Explorer（DX）模块进行参数优化，利用该优化模块的目标驱动优化 GDO(Goal Driven Optimization)方法进行参数优化。GDO 法实际是一种多目标优化技术，是从给出的一组样本（即一定量的设计点）中得到“最佳”的设计点。GDO 法可根据设计参数的数量，采用 DOE（ Design of Experiments）实验设计方法，利用蒙特卡罗抽样技术，采集样点并计算每个样点的响应结果，采用二次插值函数构造设计空间的响应面或设计曲线，可以快速筛选得到“最佳”的优化结果的方法。

横梁的参数优化，需要在给定载荷和满足足够强度、刚度条件下，最大尽可能降低横梁结构的厚度，以降低横梁重量为主要目标，因此横梁的优化是在其静力学的基础上，采用 DX 模块的 GDO 方法进行的。

6.2.1 确定设计变量和目标函数参数

在 AWE 环境静力学分析后，其对应的设计参数和静力学结果输出参数就得到对应的初始值或计算结果。横梁的参数优化主要对其两侧梁的四周及底面钢板进行参数优化，两侧梁对称布置，且建立该 10 块钢板对应参数为相等关系，可减少设计变量数目和便于选材的需要。在几何模型中选择该钢板对应的几何参数 DS_depth，其初始值为 10mm；同时在静力学分析中选择横梁质量、等效应力最大值及总变形最大值对应的参数项作为目标输出参数。

6.2.2 离散型设计变量的参数优化

在选择好设计参数以后，优化时还需要对设计变量定义取值范围。在 ANSYS Workbench 的参数优化时，设计变量常定义的类型有连续型和离散型。连续型设计变量仅确定设计变量的最小值与最大值；离散型则需要指定有限个设计变量的参数值。由文献[5]知横梁腹板厚度设计值不小于 6mm，结合我国钢板标准 GB709-88 热轧钢板和钢带的尺寸、外形、重量及允许偏差，因此钢板厚度的变量类型选择离散型，并指定其离散型设计变量的值依次取为 10、9、8、7、6 五个值，刷新设计参数后系统可得到五组设计点。

6.2.3 查看响应面

优化的关键是在得到设计点的基础，根据响应面的变化趋势快速找到最佳的设计点。根据已经得到的五组设计点结果，可以查看设计变量与输出目标函数对应的二维或三维响应面。

图 6.6 显示板厚与等效应力最大值对应关系的二维响应图，可直观看到等效应力最大值随板厚的逐渐降低而呈现明显的变化趋势，且板厚为 6mm 和 7mm 时横梁结构的应力值明显增大很多。

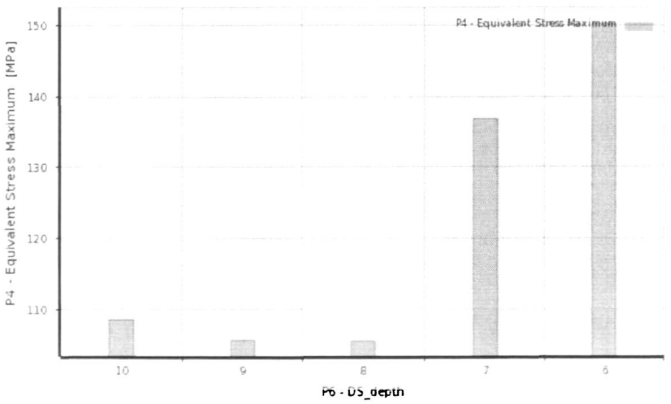


图 6.6 板厚与等效应力最大值的关系图

图 6.7 为总变形最大值与板厚关系的响应图，可以看到变形量随板厚的降低而呈逐渐增大的趋势，该结果与通常实际情况比较吻合。

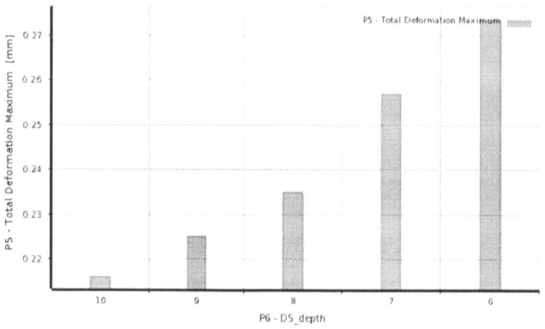


图 6.7 板厚与总变形最大值的关系图

图 6.8 为总质量与板厚的响应面图，该响应图与图 7 变化趋势刚好完全相反，板厚增加的同时总质量自然也逐渐增加，与实际情况一致。

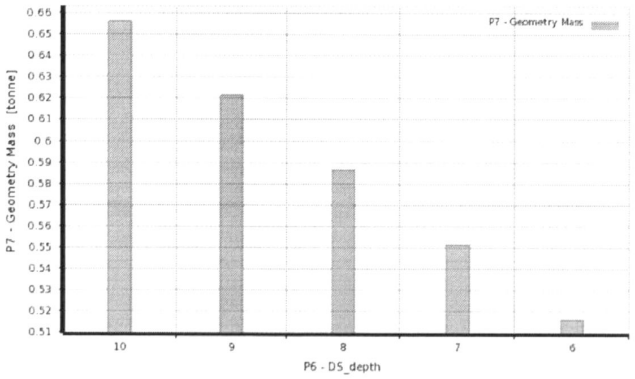


图 6.8 板厚与总质量的关系图

6.2.4 横梁的优化结果

横梁在目标驱动优化时取优化的设计样本数为 10000 个，从中筛选出可以同时满足优化目标的比较理想的优化结果。优化的目标是在满足其足够强度和刚度的前提下，尽可能降低结构重量，因此需要的优化目标是质量最小，且质量的重要性级别设置为较高级别，其他项均按默认选项，应用目标驱动优化后得到三组较好的优化结果方案，如表 6.5 所示。

表 6.5 离散型的三组较好的优化结果

板厚（mm）	总质量（t）	等效应力最大值（MPa）	总变形最大值（mm）
6	0.51635	150.22	0.27348
7	0.55154	136.85	0.25687
8	0.58652	105.58	0.23501

由表 6.5 可知三组方案中以质量最小化为目标，只有第二组和第三组方案的应力值小于 140MPa，满足设计要求。考虑到横梁的优化以最大可能降低重量为主要目标，兼顾强度与刚度要求，综上选择第二种方案为“最佳”优化结果，并对优化前后横梁的参数进行对比，如表 6.6 所示。

表6.6 优化前后参数对比

名称	板厚(mm)	等效应力(MPa)	总变形量(mm)	横梁重量(t)
优化前	10	108.62	0.21611	0.6559
优化后	7	136.85	0.25687	0.55154
变化率	-30%	27.83%	18.86%	-15.91%

通过对比，横梁在满足强度与刚度条件下的优化结果比较明显，横梁重量减轻大约15.91%，得到比较满意的优化结果。

6.2.5 连续型设计变量的参数优化及优化结果对比

以上是以离散型设计变量的优化类型，下面对横梁的设计变量按连续型设计变量来定义和优化分析，并与离散型设计变量的优化结果对比，进一步验证优化结果的可靠性。连续型设计变量最小值取6mm，最大值10mm，其他设置与离散型设计变量优化方法设置一样，最终也得到三组较佳的优化结果，如表6.7所示。

表6.7 连续型的三组较佳的优化结果

名称	板厚（mm）	总质量（t）	等效应力最大值（MPa）	总变形最大值（mm）
1	6.0002	0.51636	152.48	0.27352
2	6.4002	0.53045	141.56	0.26932
3	6.8002	0.54452	132.28	0.26121

由表6.7可看到优化的结果同样是以重量最小为主要目标要求，且三组方案中横梁变形量差不多，等效应力值只有方案三满足材料的许用设计应力。方案二与方案三的横梁重量差不多；兼顾钢板选材需要和保证横梁有足有的强度、刚度要求，选择第三组优化结果并对其板厚圆整，得到板厚的优化结果为7mm，该结果与离散型变量优化结果一致，进一步验证了优化结果的一致性和可靠性。

6.2.6 横梁优化结果分析

（1）鉴于Pro/E强大的几何建模功能对横梁进行详细的参数化建模，大大提高设计速度和几何数据的完美传递。

（2）采用ANSYS Workbench软件对工艺转向架横梁进行静力学分析，在满足强度、刚度的条件下对其进行轻量化设计研究。优化时通过离散型设计变量和连续性设计变量两种类型分别进行优化和对比，进一步验证优化的可靠性。通过对横梁的轻量化设计研究，将其重量减轻大约15.91%，大大降低生产成本，得到比较满意的优化结果，对其下一步的

研究和生产有重要的指导意义。

同时也对横梁优化前后进行了模态分析对比，进一步验证优化分析结果的可靠性，如表 6.8 所示。由表 6.7 可以看到优化后的横梁频率比优化前少了很多，但固有频率均远大于电机的振动频率 24.17HZ,因此优化后的横梁结构不会发生共振现象。

表 6.8 优化前后模态分析结果对比

阶 数	优化前		优化后	
	频率（HZ）	最大振型(mm)	频率(HZ)	最大振型(mm)
1	113.6	16.505	108.14	16.285
2	113.67	16.526	108.24	16.316
3	209.34	2.6594	176.31	2.8063
4	230.4	10.639	191.62	5.4042
5	238.7	17.754	198.86	6.7701
6	243.26	14.239	221.66	5.6976

另外优化前横梁重量为 0.6559t，优化后重量为 0.55154t，重量大约减轻 15.91%，在满足足够强度、刚度和动力学性能等条件的同时，大大降低了横梁的生产成本，对其进一步的研究有重要的价值。

6.3 本章小结

本章通过 AWE 环境中 GDO 方法对工艺转向架的关键部件构架和横梁进行优化设计研究，其主要对关键部件的主要尺寸进行参数化优化设计，不仅使零部件满足强度、刚度和结构动力学模态分析要求，而且使构架和横梁的重量大大减轻，对机车的生产成本明显降低。通过反复的优化设计研究，得到比较理想的优化设计结果，对进一步的研究有一定的参考价值。

第七章 总结与展望

7.1 全文研究工作总结

本文按照武汉和谐型大功率机车检修基地工程的要求，设计出可以满足现有我国四种动车车体需要的工艺转向架，并通过 CAD/CAE 技术对其进行结构设计与优化设计研究，并取得比较理想的效果。

在工艺转向架的初步设计中，主要针对其机械结构进行分析研究，设计该工艺转向架可以实现横向移动的功能，满足不同机车车体的需要，同时通过 AWE 环境对其关键部件构架和横梁进行优化设计研究，实现轻量化的目标和安全运营的需要。主要的研究内容有：

（1）根据铁路行业标准和工艺转向架的技术说明书，初步设计一种可以满足国内现有动车不同车型（CRH1、CRH2、CRH3、CRH5 型动车）支撑宽度要求的工艺设备，实现其承载牵引机车车体在不同工位间移动的需要。并采用 CAXA 软件完成该工艺转向架初步设计的总体平面图。该工艺转向架的创新之处在于采用横向移动滑板可在燕尾槽内横向移动，满足不同车体宽度的需求；同时选择不同厚度的钢板焊接而成，结构简单、轻便、实用性强等优点。

（2）结合平面结构图，应用 Pro/E 软件对工艺转向架初步设计的主要结构构建三维模型。结合工艺转向架的实际工况，在 AWE 环境中对工艺转向架关键部件进行静力学强度分析、疲劳强度分析和结构动力学模态分析，进一步保障其有足够的强度、刚度、疲劳寿命和安全性。

（3）结合 AWE 强大的优化设计模块，对构架和横梁进一步的轻量化设计研究。在材料和结构形状不变的情况下，对构架和横梁的主要结构尺寸进行优化，并取得较好的优化结果。

7.2 存在不足及展望

本文对新型工艺设备的设计、分析研究，主要是针对其机械部分的关键部件进行详细设计与有限元分析。同时鉴于个人能力有限和时间因素，依然有很多工作需要进一步探讨和研究。

（1）对工艺转向架的设计是从全局的高度进行设计的，但也局限在机械部分的设计，还需要进一步对电器和液压等部分的设计和开发，比如报警系统，控制系统等。另外对工艺转向架的有限元分析主要针对其关键部件构架和横梁进行分析，当然也可以对轮对、弹簧、车轴，甚至整个装配体整体进行分析。

(2)对工艺转向架的有限元分析主要采用对实际运行影响较大的垂向载荷进行分析，忽略了局部微小的载荷或对有限元分析影响微小的局部结构，希望今后可以更全面的考虑其他因素，对其进行更加详细的设计和分析。

（3）另外由于条件有限，没有做出工艺转向架的样机以及进一步的实验验证，下一步希望与科研单位和企业合作，进一步校验与推广该产品。

参考文献

[1] 武汉机车检修基地工艺转向架技术规格书[M]. 武汉铁路科学技术研究发展有限公司，2010.

[2] 李芾，安琪，付茂海，黄运华，高速动车组转向架的发展及其动力学特性综述[J]，四川：西南交通大学，2008.

[3] 钟佩思,黄雪,涛邹等，基于AWE的矿用车车架结构CAE分析[J]，山东：山东科技大学，2007.

[4] 钟佩思,黄雪涛,卢立富,基于AWE的自行车车架的CAE分析 [J] ，山东：山东科技大学，2007.

[5] 张质文等.起重机设计手册[M].北京：中国铁道出版社，1997.

[6] TB/T 1010 -1985，车辆用车轮类型及尺寸[S]

[7] BS EN13260:2003中文版铁路应用-轮对和转向架轮对-生产要求[S].

[8] TB/T 449 – 2003，机车车辆车轮轮缘踏面外形[S].

[9] 博能传动05/2005标准产品选型手册[M]. 温州：中国.博能传动有限公司，2005.

[10]贾潍,100t大型电动平车设计[D]，天津：天津大学，2010.

[11]濮良贵，纪名刚.机械设计[M].北京：高等教育出版社，2006.

[12]唐增宝，常建娥.机械设计课程设计[M].武汉：华中科技大学出版社，2006.

[13]景旭文.互换性与测量技术基础[M] . 北京：中国标准出版社，2002.

[14]GB/T 1358-1993，普通圆柱螺旋弹簧尺寸系列[S].

[15]TB/T2368-2005，动力转向架构架强度试验方法[S].

[16]TB/T1335-1996，铁道车辆强度设计及试验鉴定规范[S].

[17]周建方.材料力学[M].北京：机械工业出版社，2001.

[18]李秋泽，CRH5型动车组用CW250型转向架结构及动力学性能分析[D]，北京：北京交通大学，2007.

[19]朱宁，200km/h客运机车转向架构架结构载荷系标定方案研究[D]，北京：北京交通大学，2008.

[20]张立刚，不同轨距下大功率六轴电力机车动力学性能研究[D]，四川：西南交通大学，2009.

[21]彭永明，封全保，李强，HXD2B机车转向架构架有限元分析[J]，北京：北京交通大学，2010.

[22]陈琦，采用非对称转向架的城轨车辆动力学研究[D]，四川：西南交通大学，2008

[23]张红艳，70t级新型通用敞车转K6转向架摩擦斜楔优化设计[D]，大连：大连交通大学，2008.

[24]何莹，30t轴重货车转向架侧架疲劳寿命及断裂安全性评价[D]，北京：北京交通大学，2009.

[25]徐世锋，160kmh货车转向架的可靠性设计[D]，大连：大连交通大学，2008.
[26]张祥杰，450t钳夹车刚柔耦合动态仿真分析[D]，大连：大连交通大学，2009.
[27]徐文正，CRH2动车组动车构架结构强度分析[D]，大连：大连交通大学，2007.
[28]杨爽，CRH3型高速动车组转向架抗疲劳能力研究[D]，大连：大连交通大学，2009.
[29]徐传来，车轮参数化形状优化与疲劳强度研究[D]，四川：西南交通大学，2009.
[30]方吉，出口地铁车辆动力学性能分析[D]，大连：大连交通大学，2008.
[31]叶学艳，磁浮车辆系统动力学建模与仿真分析[D]，四川：西南交通大学，2007.
[32]周维江，单轮对动力转向架的设计研究[D]，四川：西南交通大学，2008.
[33]曹保，单轮对通过客运专线18号道岔的蛇行运动及三维动画研究[D]，四川：西南交通大学，2008.
[34]施董燕，道岔不平顺对轮轨动态特性关系研究[D]，上海：上海交通大学，2009.
[35]王晓，地铁客车减振降噪技术研究[D]，大连：大连交通大学，2009.
[36]周春平，基于结构拓扑优化的高速动力车转向架构架轻量化研究[D]，四川：西南交通大学，2008.
[37]任治军，中低速磁浮列车转向架疲劳寿命分析和仿真[D]，长沙：国防科学技术大学，2005.
[38]韩金刚,傅茂海,卜继玲,周凌 转 K7型转向架副构架优化设计[J]，铁道机车车辆，2009.
[39]周咏翎，谭灿枚,丁亮,基于，Pro/E的货车转向架参数化设计系统的研究[J],工 程 图 学 学 报，2006.
[40]同金叶，李文斌，基于 ANS YS的转 K2转向架摇枕结构分析[J]，机 械 工 程 与 自 动 化，2010.
[41]周春平，常锦昕，基于单元生死功能的转向架构架拓扑优化设计[J]，计算机仿真，2010.
[42]谌 亮，江渡，兆文忠，基于动车组转向架驱动系统的虚拟装配及有限元分析[J]，机械研究与应用，2008.
[43]卢耀辉，曾京，邬平波，李人宪，杨，飞，铁道车辆转向架构架可靠性参数灵敏度分析[J]，中国铁道科学，2010.
[44]袁顺，胡月星，有限元分析在移车平台结构设计上的应用[J]，电力机车技术，2002.
[45]高楠．张强，虚拟现实技术在电力机车设计中的应用[J]，电力机车与城轨车辆，2010.
[46]段华东，城轨转向架抗侧滚扭杆的刚度和强度分析[J]，电力机车与城轨车辆，2010.
[47]莫彦承，王起梁，CMC-16型磨轨车动力学性能仿真分析[J]，机车车辆工艺，2009.
[48]杨军，A型地铁转向架结构改进和强度分析[D]，北京：北京交通大学，2007.
[49]Sung-Cheol Yoon，Chang-Sung Jeon，Won-Kyung Kim，A Study on the Fatigue Test of Bogie Frame by Stress Measurement [J]， Key Engineering Materials，2008.
[50]Jung-Seok Kim，Nam-Po Kim，A study on strength evaluation procedure for the welded bogie frame of tilting railway vehicles [J]，International Journal of Vehicle Design，2007.
[51]K. Ramji，V. K. Goel，S. A. S. O. Rao，M. K. Naidu，Dynamic Behaviour of Railway Coach

and Bogie Frame using Finite Element Analysis [J], Journal of the Institution of Engineers (India). Mechanical Engineering Division, 2007.

[52]J.-S. Kim, Fatigue assessment of tilting bogie frame for Korean tilting train: Analysis and static tests [J], Engineering failure analysis, 2006.

[53]B. H. Park, K. Y. Lee, Bogie frame design in consideration of fatigue strength and weight reduction [J], Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F, Journal of rail and rapid transit, 2006.

[54]Zhang Limin, An Experimental Study on Bogie Frame of a High Speed Electrical Locomotive [J], Journal of Southwest Jiaotong University, 2002.

[55]Y.M.Huang, T.S.Wang, Two-axle bogie design for electrical multiple unit: Part2: Bogie frame fatigue test [J], International journal of materials & product technology, 2007.

[56]C. Oyan, Structural strength analysis of the bogie frame in Taipei rapid transit systems [J], Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F, Journal of rail and rapid transit, 1998.

[57]J.-S. Kim, Fatigue assessment of tilting bogie frame for Korean tilting train: Analysis and static tests [J], Engineering failure analysis, 2006

[58]Jaroslaw Sobieszczanski – Sobieki, Raphael T Haft – ka.Multidisciplinary Aerospace Design Optimization: Survey of Recent Developments. AIAA 96-0711

[59]SRINIVAS N, DEB K. Multiobjective optimization using non-dominated sorting in genetic algorithms[R]. Kan-put: Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology, 1993

[60]K W Brown, M S Hieschbein, C C Chamis. Finite element engine blade structure optimization, [AIAA, 85 - 0645] 1985

[61]Olds J R. Cross – Platform Computational Techniques for Analysis Code Integration and Optimization, [AIAA 98 - 4743] 1998

[62]ANSYS, "Structural Static Analysis", ANSYS help on line, Release 10.0

[63]Seonho Cho, Hyun – Seung Jung, Design sensitivity analysis and topology optimization of displacement – loaded non – linear structures, Computer methods in applied mechanics and engineering, 2003(192):2539~2553

[64]Parametric Technology Corporation. Pro/TOOLKIT User's Guide[M]. USA: PTC, 2001:1~45

[65]Kalyanmoy D, Amrit P, Sameer A, et al. A Fast and Elitist Multi – objective Genetic Algorithm: NSGA-II [J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2):182~197

附 录 作者在攻读硕士研究生期间发表的论文

[1] 李鹏程、熊禾根.基于 AWE 的动车工艺转向架构架优化设计研究[J]. 《制造业自动化》,2011,33(12).

主要参与项目:

2010-09 至 2011-09 动车工艺转向架的结构设计与有限元优化分析（Pro/E、ANSYS 等）

2010-03 至 2010-07 行星减速器的结构设计与运动学、动力学仿真（Pro/E、ADAMS 等）

2010-07 至 2010-09 铣挖机测绘、结构设计、建模与仿真（Pro/E、ADAMS 等）

致 谢

本论文是在导师熊禾根教授的悉心指导和关怀下完成的。熊老师治学严谨、学识渊博、视野开阔，对学术问题精益求精，使我受益匪浅。两年多的研究生学习生活中，不仅从导师身上学习很多的科学文化知识，使我的专业理论知识和科研能力得到进一步的巩固和提高；同时在科研的道路上还学会了如何正确认识问题、发现问题和解决问题，培养自己发现问题、多角度广思路思考问题、克服困难和解决问题的能力，这必将对我今后的工作和学习奠定良好的基础。在此，我要衷心地感谢我的导师熊禾根教授，感谢熊老师在我的研究生学习和生活中的给予无微不至的关怀和照顾，感谢熊老师在论文的选题、资料整理及大小论文的撰写等方面给予的认真指导；同时我也为在研究生阶段成为熊老师的学生而倍感荣幸，再一次衷心向我的导师熊禾根教授致以最崇高的敬意和诚挚的感谢！

感谢武汉铁路局科学技术研究所邓辉高工，感谢他在工艺转向架的结构设计与分析中给予的宝贵意见与建议，在此深表谢意！

感谢武汉科技大学智能设计与制造研究所的孔建益老师、王兴东老师、邹光明老师、候宇老师、汤勃老师、李公法老师、姜繁智老师等在论文的修改提出了许多重要的意见和建议，在此表示深深的感谢！

在论文的撰写过程中，也得到诸多同学的宝贵意见。感谢实验室的徐畅、刘贝、余金桂、许豪、石磊、刘彩章、蔡容、龚彩云等同学的友情陪伴和热情帮助。同时感谢实验室所有的师姐师兄和师妹师弟，感谢大家对我的帮助和关心，谢谢大家！

向给予我关心、帮助和支持的所有领导、老师和同学表示感谢！

最后要诚挚的感谢我的家人，是他们默默无闻、辛苦操劳，用一生的清贫来培养和教育我，深深的感谢您们对我无私的爱和培养。

作者：李鹏程

2011.11.5

武汉科技大学 智能设计与制造研究所