

## 摘 要

随着我国铁路运输事业的迅速发展,特别是铁路经过六次大提速,铁路运输的线路规模不断扩大,客货运输车辆的运行速度、密集程度不断加大,对铁路事故应急救援工作提出了更高的要求。铁路起重机主要用于铁路线上机车车辆颠覆、脱轨等事故时的起复救援工作,也可用于铁路沿线进行的货物装卸、设备安装及铁路施工中铺设轨排和更换道叉、架设桥梁等工程作业。随着国民经济对中国铁路的发展提出了更高的要求,铁道部批量引进了国外先进技术的机车车辆整机,作为促进跨越式发展并进一步敦促国内机车车辆工业发展的重大举措,所以国产铁路起重机的进一步升级,研制新型智能化产品,以适应新形势下的救援工作要求显得尤为重要。如果能实现起重机重心的“智能化”调整,消除存在的“危险”工况,那么将会大大提高铁路救援起重机的工作效率,加快铁路事故的处理速度,减少不必要的经济损失。

本文以现有的 NS1601 型 160 吨伸缩臂式铁路起重机为基础,提出了将虚拟样机技术应用于自动伸缩配重铁路起重机的研究方案。利用 ADAMS/View 及 Matlab/Simulink 软件建立自动伸缩配重起重机的主动控制模型,并对典型工况进行仿真分析,实现了起重机在吊重作业工况中的重心自动调整,得到机体相关部分的受力曲线,同时建立了基于刚-柔耦合的铁路起重机模型,论文主要包括:

### (1) 铁路起重机典型工况仿真及分析

通过建立起重机联合仿真模型,并对起重机作业的典型工况进行分析,提取其重心变化范围曲线,为起重机的结构设计提供参考依据。

### (2) 起重机伸缩臂刚-柔耦合仿真分析

建立起重机伸缩臂刚-柔耦合模型,将分析结果与刚体模型结果做比较,为进一步深入研究打下基础。

**关键词:** 铁路起重机; 虚拟样机; 主动控制; 刚柔耦合

## Abstract

During the fast development of the railway transportation, especially the sixth speed up, the extent of the railway transportation lines is expanded, the speed of the vehicles is more and more fast, and density level is more and more high, so the requirement is more and more strict for the first aid of the railway accident. The railway crane is most in charge of subversion and digression accidents, or the cargo handling, equipment installation along railway line, and also pave track, change forks, build bridges etc. With more strict requirement for the railway development, the Ministry of Railways make a great deal for the vehicle industry great-leap-forward development. So, it is very important that the railway crane must be upgraded to adjust the rescue work. If we can realize the gravity center's intelligentize adjustment, and eliminate the dangerous work conditions, the crane's efficiency will be raised up, and speed up in dealing with the railway accidents, and reduce the extra economic losses.

This paper is based on the NS1601 160t telescopic railway crane, it proposes the program which use the virtual prototype technology on the automatic telescopic balance weight railway crane. Build the automatic telescopic balance weight crane model by using the ADAMS/View and Matlab/Simulink softwares, analysis the typical work condition, realize the gravity center's automatic adjustment in lifting work condition, get the crane parts' stress curves; at the same time, build the rigid-flexible couple railway crane model, and provide the reference for the structure design. The main contents of the paper including:

(1) The railway crane typical work condition analysis

Build the crane combine model and analysis the typical work condition, then get the gravity center changing curves, and provide the reference for the structure design.

(2) The rigid-flexible couple arm crane model analysis

Build the rigid-flexible couple arm crane model, compare the result with rigid model analysis, and make a good foundation for the deeper research.

**Key Words: Rail Crane; Virtual Prototype; Active Control; Rigid-flexible Couple**

# 大连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 大连交通大学 有关保护知识产权及保留、使用学位论文的规定，即：研究生在校攻读学位期间论文工作的知识产权单位属 大连交通大学，本人保证毕业离校后，发表或使用论文工作成果时署名单位仍然为 大连交通大学。学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件及其电子文档，允许论文被查阅和借阅。

本人授权 大连交通大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入中国科学技术信息研究所《中国学位论文全文数据库》等相关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后应遵守此规定)

学位论文作者签名：刘春明

导师签名：李晚峰

日期：2009年6月5日

日期：2009年6月5日

学位论文作者毕业后去向：

工作单位：抚挖大连技术分公司

电话：0411-84790102

通讯地址：大连东高新区区礼贤路33号

邮编：116024

电子信箱：pipseed@163.com 海辉大厦

# 大连交通大学学位论文独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢及参考文献的地方外，论文中不包含他人或集体已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得 大连交通大学 或其他教育机构的学位或证书使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已论文中作了明确的说明并表示谢意。

本人完全意识到本声明的法律效力，申请学位论文与资料若有实之处，由本人承担一切相关责任。

学位论文作者签名：刘春明

日期：2009年6月5日

## 第一章 绪 论

随着我国铁路运输事业的迅速发展，特别是铁路经过六次大提速，铁路运输的线路规模不断扩大，客货运输车辆的运行速度、密集程度不断加大，对铁路事故应急救援工作提出了更高的要求。救援用铁路起重机作为担负救援工作的重要设备，只有不断提高其工作性能和安全性，才能保证应急救援工作的迅捷、可靠，从而保证铁路大动脉的畅通。但是，国内现有定型的铁路起重机产品仍有很多不足之处，以 NS1601 系列 160t 全液压伸缩臂式铁路起重机为例：该机的“智能化”程度不高，效率低。如果能实现起重机重心的“智能化”调整，消除存在的“危险”工况，那么将会大大提高铁路救援起重机的工作效率，加快铁路事故的处理速度，减少不必要的经济损失。利用计算机软件对起重机模型进行仿真分析，可以为产品结构设计提供理论依据，并大量的减少试验经费，缩短产品生产周期。

### 1.1 铁路起重机发展概况

铁路起重机是指在铁路线上运行，从事装卸作业以及铁路机车、车辆颠覆等事故救援的臂架型起重机，俗称轨道起重机。按用途分为装卸用铁路起重机和救援用铁路起重机。目前国内起重量 125t 以上大型铁路起重机的主要用途是铁路机车车辆颠覆和脱轨事故的救援，仅有少数服务于大型厂矿，但多数亦主要作内部铁路救援用，本文所述的铁路起重机专指救援起重机。

铁路起重机作为一种铁路专用起重设备，因其能顺铁路线运动，承担沿线各种环境下的起重作业，具有很好的机动性和适应性，自投入运用以来就一直受到世界各国的高度重视。随着铁路和相关技术的发展，铁路起重机技术也在不断进步。在我国，铁路起重机技术自 20 世纪 50 年代至今基本经历了 6 个发展阶段，从最初主要用于铁路货物装卸的起重机械，发展成为一种能处理铁路行车脱轨事故、排除线路障碍的关键救援起重设备，在保证铁路运输的安全畅通上发挥着极为重要的作用。

20 世纪 50 年代，我国铁路运输事业尚处于起步阶段，由于线路简单、速度低、运量少，行车事故的影响不是很突出。加之技术和经济等原因，铁路起重机主要用于货物的装卸作业，各项技术并未得到明显的提高，主要是一些以蒸汽机为动力，依靠机械传动，回送速度在 70 km/h 以下，起重量在 15~60t 的机型，代表产品是：Z15、Z45 和 Z60，它们的适应性、机动性和作业效率都较低。

20 世纪 60 年代中后期，铁路得到较大发展，对国民经济和社会生活的影响更加明显，保证铁路运输畅通安全已显得极为重要，如何及时处理好铁路各种行车事故成为一

个急需解决的课题。由于蒸汽型铁路起重机不能很好满足事故处理的要求，特别是在机动性能、起重能力以及连续作业能力等方面差距十分明显，因此我国研制了以 N1001 型为代表的 100t 定长臂式内燃铁路起重机。由于使用了内燃机这种更为先进的动力源，机动性及作业效率得到了很大的改善，最大起重量也由 60t 提高到 100t，铁路起重机的回送速度达到了 80 km/h。同时，由于引入了液压技术，铁路起重机在可靠性和稳定性方面有了进步，取得了明显的技术飞跃。

20 世纪 70 年代后期，N100 型铁路起重机实施机、电、液一体化改造，特别是液压技术得到了更为深入的应用，液压传动部分取代机械传动。改革开放后，我国铁路运输快速发展，在运行密度、单位载重量等方面有了很大的提高，行车事故的经济代价和影响力发生了质的变化，这对铁路起重机提出了更高的要求。

20 世纪 80 年代末，我国研制出了 N160 型全液压内燃铁路起重机，在完善各项技术的同时，最大起重量提高到了 160 t，有效改善了铁路起重机的单机作业能力和机动性能。这期间，为满足不同需要，研制出 N125 机型，铁路起重机初步形成了系列化，使我国铁路处理运行事故的能力向前迈进了一大步，铁路起重机技术完成了第 2 次革新。

20 世纪 90 年代，铁路电气化向偏远山区延伸，在电气网下和隧道内的起重救援作业不断增多，由于作业空间的限制，吊臂长度固定的起重机在电气化铁路线上进行起重作业需要摘除高压供电网，这对铁路运输产生了严重的影响，而在隧道内有时根本无法进行起重作业。为此，我国在 20 世纪 90 年代中后期研制出了 NS160 型全液压伸缩臂铁路起重机，并按照实际需要，进一步完善了铁路救援起重机系列，出现了 NS1601、NS1251、NS1602 等不同吨位的机型，铁路起重机进入一个全新的发展时期<sup>[1]</sup>。

表 1.1 国内铁路起重机发展历程

Table 1.1 Railway crane development history in our country

时间	动力情况	传动方式	吊臂形式	最大起重量 t	回送速度 km/h
60 年代前	蒸汽	机械	固定臂	60	55
60~70 年代	内燃	机械	固定臂	100	80
70 年代中期	内燃	部分液压	固定臂	100	80
80 年代末期	内燃	全液压	固定臂	160	80
90 年代中期	内燃	全液压	伸缩臂	100	80
90 年代末期	内燃	全液压	伸缩臂	160	120

## 1.2 国内外铁路起重机发展现状

### 1.2.1 国外铁路起重机现状

目前国际上在大吨位铁路起重机设计制造行业处于领先地位的主要是德国的 GOTTWALD 公司和 KIROW 公司,这两家公司在铁路起重机的技术水平方面比较接近,技术的先进性主要体现在采用伸缩式吊臂、伸缩式平衡重、双轴一组的转向架、曲线超高补偿装置和计算机辅助操作系统等方面。

GOTTWALD 公司的伸缩平衡技术是旋转式伸缩平衡重,迄今为止按此专利技术已经生产过 3 台起重机,分别出售给了日本、瑞士和韩国。旋转式伸缩平衡重的发明,是铁路起重机伸缩式平衡重技术的一大突破。

后来 KIROW 公司研究发明了双回转支承式伸缩平衡重结构。从 1999 年交出第 1 台起重机至今,已累计交货 15 台以上(主要是起重量 150t,起重力矩超过 1200t·m 的重型起重机),分别交付给英国、法国、澳大利亚、瑞士、荷兰及德国等发达国家。

近几年来,随着我国青藏铁路建设对救援铁路起重机的一些特殊要求,铁道部通过国际招标的方式进口了 KIROW 的产品,对国内铁路起重机市场已构成较大冲击。

### 1.2.2 国内铁路起重机现状

上世纪 70 年代末,随着以机械传动为主要传动方式的 N1001 型 100t 固定臂式内燃起重机的面世及大批量生产,铁路起重机真正走向内燃化、大吨位的发展道路,紧接着为进一步适应铁路救援工作的需要,齐车(集团)公司(以下简称齐厂)及武汉桥梁厂分别开发出 N1601、N1602 型 160t 固定臂式液压起重机。至 90 年代末,随着电气化铁路的发展,特别是为了适应在电网下、桥梁上、隧道内的救援工作的需要,以上两厂又分别开发出 NS1601、NS1602 型 160t 伸缩臂式起重机,为保证铁路运输大动脉的安全和畅通发挥了巨大作用。

但是,国内现有定型的铁路起重机产品仍有很多不足之处,以齐厂生产的 NS1601 系列 160t 全液压伸缩臂式铁路起重机为例:该机的“智能化”程度不高,吊重作业时,其力矩限制器的各工况调节,需由驾驶员按吊重具体情况,手动选取,效率低;尚存在着一些“危险”工况(即吊重时整机重心接近支撑平面边缘),这时,对作业现场的支腿支撑地基要求较高,给救援工作带来不便;此外还有支腿的工作情况没有在力矩限制器中得以反映等等。

自 80 年代以来,我国铁路起重机吨位从 60t 逐步发展至 100t、125t 及 160t;动力传动系统由蒸汽机、机械传动发展为内燃机、液压传动;吊臂也由传统的固定臂改为伸

缩臂结构。尤其是国内在新产品研发过程中对其最大额定起重量和最大起重力矩这2项主要起重性能指标比较重视，注意在这2项指标上和国外同类产品进行比较。因此，90年代开发的新产品，在这2项打支腿起重性能指标上，多数达到、甚至超过了当时国际上同类产品的水平。

表 1.2 国内外大型铁路起重机主要性能比较（打支腿状态下）

Table 1.2 Compare of huge railway crane main performances in and abroad(outrigger)

型号	生产厂	回转 360° 的额定起重量/ 幅度 t/m	顺轨方向最 大起重量/ 幅度 t/m	最大起重 力矩 t×m	支腿跨距 纵×横 m×m
N1002	齐齐哈尔	100/5.2	100/5.2	520	6×6
NS1001	兰州	100/6.5	70/10	700	8.4×6
N1601	齐齐哈尔	160/6.5	160/10	1600	10.6×6
NS1601	齐齐哈尔	160/6.5	160/9	1440	10.6×6 11.38×4.8
NS1602	武汉	160/6.5	160/9	1440	10.54×6 11.51×4.8
NS1251	齐齐哈尔	125/6.0	125/8.0	1000	8.64×5.8 9.46×4.8
NS1252	兰州	125/6.5	125/7.0	875	7.0×6.6 9.0×6.0 10.6×4.0
GS100.06T	GOTTWALD	100/6.0	100/6.0	600	5.5×5.5 4.2×6.58 3.28×6.86 6.9×2.75
KRC1100T	KIROW	150/7.0	150/7.0	1050	9.6×6.0 10.6×4.5 10.9×3.0
GS150.09T	GOTTWALD	150/7.0	150/9.0	1350	8.0×8.0

大型铁路起重机打支腿工况的最大额定起重量、最大起重力矩和不打支腿工况的起重性能都是衡量铁路起重机起重性能的重要指标。前2项均出现在打支腿工况，表现为

“座山吊”的起重能力极限，后者体现为具有机动性和高效率的起重能力。前后 2 项俱佳，说明该起重机既有很强的起重能力又具有良好的机动性和作业效率。

铁路机车车辆颠覆和脱轨事故，大多数发生在其行驶的轨道上或其邻近处。在单线铁路上，事故车与救援起重机同处一条轨道上；在双线铁路上，一条线路因事故而运输中断，必须全力保证相邻线路的畅通，救援起重机应力求在不影响邻线正常通车的前提下，在已经中断的一条线路上完成救援作业。因此，顺轨方向（吊臂与轨道方向一致或沿轨道方向左右回转一个小角度的范围，这里统称为顺轨方向。根据使用需要和起重机的结构与稳定性的可能，此角度一般设定在  $0^{\circ} \sim 30^{\circ}$  之间）具有较大的起重能力，对铁路救援作业意义重大。一般要求起重机在顺轨方向起吊最大额定起重量时，其车钩前有效幅度为正值（吊臂与轨道的中心线一致，吊钩中心的铅垂线在车钩连接线之外的距离为正值有效幅度，反之为负值有效幅度）。

随着国民经济发展对中国铁路的发展提出了更高的要求，铁道部提出“引进、消化、吸收、再创新”的铁路机车车辆装备发展思路，并批量引进了国外先进技术的机车车辆整机，作为促进跨越式发展并进一步敦促国内机车车辆工业发展的重大举措。日前，准备为青藏铁路配属的专用救援铁路起重机，铁道部已经以国际招标的形式订购了德国 KIROW 公司的产品，所以国产铁路起重机的进一步升级，研制与之配敌的新型智能化产品，以适应新形势下的救援工作要求，显得尤为重要。但新技术的消化吸收及研制需投入大量的人力物力，所以结合目前铁道部对国内救援点配置进行了缩减，新造救援吊车市场已趋于饱和的现状，产品的升级措施应从提高现有主产品的工作安全性、便利性 & 智能化入手，同时兼顾用于大修改造（NS1601 型于 1999 年研制成功，已出厂了 30 余台，将逐年进入大修期），这样既经济又实际，还会有市场<sup>[2-4]</sup>。

### 1.3 虚拟样机技术发展概述

#### 1.3.1 虚拟样机技术的概念

虚拟样机技术（Virtual Prototype Technology）是指在产品设计开发过程中，将分散部件设计和分析技术（指在某单一系统中零部件的 CAD 和 FEA 技术）揉合在一起，在计算机上建造出产品的整体模型，并针对该产品在投入使用后的各种工况进行仿真分析，预测产品的整体性能，进而改进产品设计、提高性能的一种新技术。虚拟样机技术涉及多体动力学、计算方法与软件工程等学科。

虚拟样机技术的出现和虚拟产品开发是市场激烈竞争的拉动和技术迅速发展的推动共同作用的结果。随着世界经济的一体化发展，市场竞争日趋激烈，产品消耗结构向多元化、个性化方向发展，在此情况下，企业要求得生存和发展，必须尽快改变品种，

更新设计, 缩短产品开发周期, 提高产品设计质量, 降低产品研发成本, 进行创新性设计。另一方面, 世界已经进入全球化的知识经济时代, 现代信息技术特别是计算机技术得到了飞速发展与广泛应用, 这为企业上述问题的解决提供了机遇, 在这样的背景条件下, 虚拟样机技术 (VP: Virtual Prototype) 应运而生, 并成为各国纷纷研究的热点, 虚拟样机技术的研究处于不断探索之中, 目前尚没有一个统一的定义, 不同领域对之有不同的定义。

虚拟样机技术的核心是利用计算机辅助分析技术进行机械系统的运动学和动力学分析。同时, 虚拟样机技术融合了许多相关技术, 包括几何形体的计算机辅助设计 (CAD) 软件和技术、有限元分析 (FEA) 软件和技术、模拟各种各样作用力的软件编程技术、利用实验装置的实验结果进行某些构件的建模、控制系统设计与分析软件和技术、优化分析软件和技术。

同传统的基于物理样机的设计研发方法相比, 虚拟样机设计方法具有以下特点:

(1) 全新的研发模式。传统的研发方法从设计到生产是一个串行过程, 这种方法存在很多的弊端。而虚拟样机技术真正地实现了系统角度的产品优化, 它基于并行工程 (Concurrent Engineering), 使产品的概念设计阶段就可以迅速地分析、比较多种设计方案, 确定影响性能的敏感参数, 并通过可视化技术设计产品、预测产品在真实工况下的特征以及所具有的响应, 直至获得最优工作性能。

(2) 更低的研发成本、更短的研发周期、更高的产品质量。采用虚拟样机设计方法有助于摆脱对物理样机的依赖。通过计算机技术建立产品的数字化模型 (即虚拟样机), 可以完成无数次物理样机无法进行的虚拟试验 (成本和时间条件不允许), 从而无需制造及试验物理样机就可获得最优方案, 因此不但减少了物理样机的数量, 而且缩短了研发周期、提高了产品质量。

(3) 实现动态联盟的重要手段。目前世界范围内广泛地接受了动态联盟 (Virtual Company) 的概念, 即为了适应快速变化的全球市场, 克服单个企业资源的局限性。为实现并行设计和制造, 参盟企业之间产品信息的敏捷交流尤显重要, 而虚拟样机是一种数字化模型, 通过网络输送产品信息, 具有传递快速、反馈及时的特点, 进而使动态联盟的活动具有高度的并行性。

对于复杂机械系统人们关心的问题大致有三类: 一是在不考虑系统运动起因的情况下研究各部件的位置与姿态及其他变化速度与加速度的关系, 称为系统的运动学分析; 二是当系统受到静载荷时, 确定在运动副制约下的系统平衡位置以及运动副静反力, 这类问题称为系统的静力学分析; 三是讨论载荷与系统运动的关系, 即动力学问题。现代机械系统离不开控制技术, 产品设计中经常遇到这样的问题, 即系统的部分构件受控,

当他们按某已知规律运动时，讨论在外载荷作用下系统其他构件如何运动，即动力学的正逆混合问题。

虚拟样机技术在设计的初级阶段——概念设计阶段就可以对整个系统进行完整地分析，可以观察并试验各组成部件的相互运动情况。使用系统仿真软件在各种虚拟环境中真实地模拟系统的运动，它可以在计算机上方便的修改设计缺陷，仿真试验不同的设计方案，对整个系统进行不断改进，直至获得最优设计方案以后，再做出物理样机。虚拟样机的设计方法同传统的设计相比具有以下优点：在设计早期确定关键的设计参数、更新产品开发过程、缩短开发周期、降低成本、提高产品质量。

### 1.3.2 虚拟样机技术的应用

虚拟样机技术在一些发达国家，如美国、德国、日本等已得到广泛的应用，所涉及的领域从汽车制造业、工程机械、航空航天业、造船业、机械电子工业、国防工业、通用机械到人机工程学、生物力学、医学以及工程咨询等许多方面。美国航空航天局（NASA）的喷气推进实验室（JPL）成功地实现了火星探测器“探路号”在火星上的软着陆，JPL工程师利用虚拟样机技术仿真研究了宇宙飞船在不同的阶段（进入大气层、减速和着陆）的工作过程。Caterpillar公司采用虚拟样机技术从根本上改进了设计和试验步骤，实现了快速试验多种设计方案，从而使其产品成本低，但性能更加优越。John Deere公司利用虚拟技术不仅找到了工程机械在高速行驶时的蛇形现象及在重载下的自激振动问题的原因，还提出了改进方案，并得到验证。Caterpillar公司是世界上最大的拖拉机、装载机和工程机械制造商之一。由于制造一台大型设备的物理样机需要数月时间，并耗资数百万美元，为了提高竞争力，必须大幅度消减产品的设计、制造成本。Caterpillar公司采用了虚拟样机技术，从根本上改进了设计和试验步骤，实现了快速虚拟试验多种设计方案，从而使其产品成本低，性能却更加优越。

国外虚拟样机相关技术的软件化过程已经完成，较有影响的有美国机械动力公司（Mechanical Dynamics Inc.）的ADAMS，德国航天局的SIMPACK，CADSI公司的DADS，其他的还有Workingmodel，Flow3D，I-DEAS，Phoenics，ANSYS，Pamcrash等。国外对虚拟样机技术的研究也是综合了先进的三维建模技术，现代仿真分析技术以及数据存储交换技术和并行分布处理技术等基础上进行的。

在国内，虚拟样机技术主要应用在汽车、航天航空、武器制造、机械工程等领域。但是从目前我国的情况来看，虚拟样机技术主要在汽车制造业和武器装备制造业中应用较为广泛，但是也只停留在初步应用阶段，目前的研究与应用主要有以下几个方面：

(1)应用 Pro/E、CAXA、UG、I-DEAS 等软件对机械系统进行装配以及运动学仿真；(2)应用多种软件（如：ANSYS、Nastran、ADAMS 等）进行静力学、运动学、动力学分析；(3)对软件进行二次开发，建立参数化虚拟样机，使其更加逼近真实的物理样机<sup>[5]</sup>。

#### 1.4 本文研究工作内容

本文研究的主要内容有：

##### (1) 铁路起重机动力学模型的建立

以现有的 NS1601 型 160t 伸缩臂式铁路起重机为基础，提出了将虚拟样机技术应用自动伸缩配重铁路起重机的方案。利用 ADAMS/View 及 Matlab/Simulink 软件建立自动伸缩配重起重机的主动控制模型。

##### (2) 铁路起重机典型工况仿真及分析

通过对起重机作业工况进行分析，提取其中最具代表性的典型工况进行仿真，应用主动控制模型进行仿真，提取其重心变化范围曲线，为起重机的结构和工况设计提供参考依据。

##### (3) 起重机伸缩臂刚-柔耦合仿真分析

建立起重机伸缩臂刚-柔耦合模型，将分析结果与刚体模型结果做比较，为进一步深入研究打下基础。

#### 本章小结

本章主要介绍了铁路起重机的发展概况，通过对比国内外铁路起重机的发展现状，结合国内发展的需要，引出了虚拟样机技术的概念以及本文主要的研究工作内容。

## 第二章 基本理论

本章通过介绍 CAE 的概念，引入了动力学分析软件 ADAMS 及动态系统建模和仿真软件包——MATLAB/Simulink，分别阐述它们在 CAE 领域的重要性，并提出将二者联合起来进行仿真的技术路线。

### 2.1 CAE 简介

随着现代科学技术的发展，人们正在不断建造更为快速的交通工具、更大规模的建筑物、更大跨度的桥梁、更大功率的发电机组和更为精密的机械设备。这一切都要求工程师在设计阶段就能精确地预测出产品和工程的技术性能，需要对结构的静、动力强度以及温度场、流场、电磁场和渗流等技术参数进行分析计算。例如分析计算高层建筑和大跨度桥梁在地震时所受到的影响，看看是否会发生破坏性事故；分析计算核反应堆的温度场，确定传热和冷却系统是否合理；分析涡轮机叶片内的流体动力学参数，以提高其运转效率。这些都可归结为求解物理问题的控制偏微分方程式，这些问题的解析计算往往是不现实的。近年来在计算机技术和数值分析方法支持下发展起来的有限元分析（FEA: Finite Element Analysis）方法则为解决这些复杂的工程分析计算问题提供了有效的途径。在工程实践中，有限元分析软件与 CAD 系统的集成应用使设计水平发生了质的飞跃，主要表现在以下几个方面：

- (1) 增加设计功能，减少设计成本；
- (2) 缩短设计和分析的循环周期；
- (3) 增加产品和工程的可靠性；
- (4) 采用优化设计，降低材料的消耗或成本；
- (5) 在产品制造或工程施工前预先发现潜在的问题；
- (6) 模拟各种试验方案，减少试验时间和经费；
- (7) 进行机械事故分析，查找事故原因。

计算机辅助工程的特点是以工程和科学问题为背景，建立计算模型并进行计算机仿真分析。一方面，CAE（Computer Aided Engineering）技术的应用，使许多过去受条件限制无法分析的复杂问题，通过计算机数值模拟得到满意的解答；另一方面，计算机辅助分析使大量繁杂的工程分析问题简单化，使复杂的过程层次化，节省了大量的时间，避免了低水平重复的工作，使工程分析更快、更准确。在产品的设计、分析、新产品的开发等方面发挥了重要作用，同时 CAE 这一新兴的数值模拟分析技术在国外得到了迅猛发展，技术的发展又推动了许多相关的基础学科和应用科学的进步。

在影响计算机辅助工程技术发展的诸多因素中,人才、计算机硬件和分析软件是三个最主要的方面。现代计算机技术的飞速发展,已经为 CAE 技术奠定了良好的硬件基础。多年来,重视 CAE 技术人才的培养和分析软件的开发和推广应用,发达国家不仅在科技界而且在工程界已经具有一支较强的掌握 CAE 技术的人才队伍,同时在分析软件的开发和应用方面也达到了较高水平。

美国于 1998 年成立了工程计算机模拟和仿真学会(Computer Modeling and Simulation in Engineering),其它国家也成立了类似的学术组织。各国都在投入大量的人力和物力,加快人才的培养。正是各行业中大批掌握 CAE 技术的科技队伍推动了 CAE 技术的研究和工业化应用,CAE 技术在国外已经广泛应用于不同领域的科学研究,并普遍应用于实际工程问题,在解决许多复杂的工程分析方面发挥了重要作用。

国外对 CAE 技术的开发和应用真正得到高速的发展和普遍应用则是近年来的事。这一方面主要得益于计算机在高速化和小型化方面取得的成就,另一方面则有赖于通用分析软件的推出和完善。早期的 CAE 分析软件一般都是基于大型计算机和 workstation 开发的,近年来 PC 机性能的提高,使采用 PC 机进行分析成为可能,促使许多 CAE 软件被移植到 PC 机上应用。这显然对 CAE 技术的推广应用极为有利。

衡量 CAE 技术水平的重要标志之一是分析软件的开发和应用。目前,一些发达国家在这方面已达到了较高的水平,仅以有限元分析软件为例,国际上不少先进的大型通用有限元计算分析软件的开发已达到较成熟的阶段并已商品化,如 ABAQUS、ANSYS、NASTRAN 等。这些软件具有良好的前后处理界面,静态和动态过程分析以及线性和非线性分析等多种强大的功能,都通过了各种不同行业的大量实际算例的反复验证,其解决复杂问题的能力和效率,已得到学术界和工程界的公认。在北美、欧洲和亚洲一些国家的机械、化工、土木、水利、材料、航空、船舶、冶金、汽车、电气工业设计等许多领域中得到了广泛的应用。

就 CAE 技术的工业化应用而言,西方发达国家目前已经达到了实用化阶段。通过 CAE 与 CAD、CAM 等技术的结合,使企业能对现代市场产品的多样性、复杂性、可靠性、经济性等做出迅速反应,增强了企业的市场竞争能力。在许多行业中,计算机辅助分析已经作为产品设计与制造流程中不可逾越的一种强制性的工艺规范加以实施。以国外某大汽车公司为例,绝大多数的汽车零部件设计都必须经过多方面的计算机仿真分析,否则根本通不过设计审查,更谈不上试制和投入生产。计算机数值模拟现在已不仅仅作为科学研究的一种手段,在生产实践中也已作为必备工具普遍应用<sup>[6,7]</sup>。

## 2.2 ADAMS 软件简介

### 2.2.1 ADAMS 软件模块及功能简介

机械系统动力学自动分析软件 ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems), 是美国 MDI (Mechanical Dynamics Inc.) 公司开发的非常著名的虚拟样机分析软件。目前, ADAMS 已经被世界各行业许多主要制造商采用。根据 1999 年机械系统动态分析软件国际市场份额的统计资料, ADAMS 占据了机械系统动态仿真软件 51% 的市场份额。ADAMS 一方面是虚拟样机分析的应用软件, 用户可以很方便地对虚拟样机进行静力学、运动学和动力学分析。另一方面, 又是虚拟样机的分析开发工具, 其开放性的程序结构和多种接口, 可以成为特殊行业用户进行特殊虚拟样机分析的二次开发工具平台。用户利用 ADAMS 软件可以建立和测试虚拟样机, 实现在计算机上仿真分析复杂机械系统的运动性能; 可以快速、方便地创建完全参数化的机械系统几何模型。利用软件建立机械系统的三维实体模型和力学模型, 分析和评估系统的性能, 从而为物理样机的设计和制造提供参数依据。可输出位移、速度、加速度和反作用力曲线, 精确预测机械系统性能、运动范围、碰撞检测、峰值载荷以及计算有限元的输入载荷等。

ADAMS 软件由若干模块组成, 分为核心模块、功能扩展模块、专业模块、工具箱和接口模块 5 类。其中最主要的模块为 ADAMS/View——用户界面模块和 ADAMS/Solver——求解器。通过这两个模块可以对大部分的机械系统进行仿真。

ADAMS 软件使用交互式图形环境和零件库、约束库、力库, 创建完全参数化的机械系统几何模型, 其求解器采用多刚体系统动力学理论中的拉格朗日方程方法, 建立系统动力学方程, 对虚拟机械系统进行静力学、运动学和动力学分析, 输出位移、速度、加速度和反作用力曲线。软件的仿真可用于预测机械系统的性能、运动范围、碰撞检测、峰值载荷以及计算有限元的输入载荷等。

ADAMS 软件包括 3 个最基本的解题程序模块: ADAMS/View (界面模块)、ADAMS/Solver (求解器) 和 ADAMS/Postprocessor (后处理)。另外还有一些特殊场合应用的附加程序模块, 例如: ADAMS/Controls (控制模块)、ADAMS/Linear (线性模块)、ADAMS/Flex (柔性模块)、Mechanism/Fro (与 Pro/Engineer 的接口模块)、ADAMS/Car (轿车模块)、ADAMS/Driver (驾驶员模块)、ADAMS/Rail (铁路模块) 等等, 各个模块的功能简介如下:

ADAMS/View (界面模块) 是以用户为中心的交互式图形环境, 它提供丰富的零件几何图形库、约束库和力库, 将便捷的图标操作、菜单操作、鼠标点取操作与交互式图

形建模、仿真计算、动画显示、优化设计、X-Y 曲线图处理、结果分析和数据打印等功能集成在一起。

ADAMS/Solver (求解器) 是 ADAMS 软件的仿真“发动机”，他自动形成机械系统模型的动力学方程，提供静力学、运动学和动力学的解算结果。ADAMS/Solver 有各种建模和求解选项，以便精确有效地解决各种工程问题。

ADAMS/Postprocessor (后处理) 具有相当强的后处理功能，它可以回放仿真结果，也可以绘制各种分析曲线。除了可以直接绘制仿真结果曲线以外，ADAMS/Postprocessor 还可以对仿真分析曲线进行一些数学和统计计算；可以输入实验数据绘制试验曲线，并同仿真结果进行比较；可以进行分析结果曲线图的各种编辑。

ADAMS/Controls 是 ADAMS 软件包中的一个集成可选模块。在 ADAMS/Controls 中，设计师既可以通过简单的继电器、逻辑与非门、阻尼线圈等建立简单的控制机构，也可以用通用的控制系统软件（如 MATLAB、MATRIX、EASY5）建立控制系统框图，建立包括控制系统、液压系统、气动系统和运动机械系统的仿真模型。

ADAMS/Linear (系统模态分析模块) 可以在进行系统仿真时将系统非线性的运动学或动力学进行线性化处理，以便快速计算固有频率（特征值）、特征向量和状态空间矩阵，更快更全面地了解系统的固有特性。

ADAMS/Flex (柔性分析模块) 提供 ADAMS 软件与有限元分析软件之间的双向数据交换接口。利用它与 ANSYS、MSC/Nastran, ABAQUS、I-DEAS 等软件的接口，可以方便地考虑零件的弹性特性，建立多体动力学模型，以提高系统的仿真精度。

Mechanism/Fro (与 Pro/E 接口模块) 是连接 Pro/E 与 ADAMS 之间的桥梁，二者采用无缝连接的方式，不需要退出 Pro/E 应用环境，就可以将装配的总成根据其运动关系定义为机构系统，进行系统的运动学仿真，并进行干涉检查、确定运动锁止的位置，计算运动副的作用力等等。

ADAMS/Car (轿车模块) 是 MDI 公司与 Audi, BMW, Renault 和 Volvo 等公司合作开发的整车设计模块，它能够快速建造高精度的整车虚拟样机，其中包括车身、悬架、传动系统、发动机、转向机构、制动系统等，可以通过高速动画直观地再现各种试验工况下（例如：天气、道路状况、驾驶员经验）整车的动力学响应，并输出标志操纵稳定性、制动性、乘坐舒适性和安全性的特征参数。

ADAMS/Driver (驾驶员模块) 是在德国的 IPG-Driver 基础上，经过二次开发而形成的成熟产品，它可以确定汽车驾驶员的行为特征，确定各种操纵工况（例如：稳定转向、转弯制动、ISO 变线试验、侧向风试验等），同时确定转向盘转角或转矩、加速踏板位置、作用在制动踏板上的力、离合器的位置、变速器挡位等，提高车辆动力学仿

真的真实感。ADAMS/Driver 还可以通过调整驾驶员行为适应各种汽车特定的动力学特性，并具有记忆功能。

ADAMS/Rail (铁路模块) 是由美国 MDI 公司、荷兰铁道组织 (NS)、Delft 工业大学以及德国 ARGE CARE 公司合作开发的，专门用于研究铁路机车、车辆、列车和线路相互作用的动力学分析软件。利用 ADAMS/Rail 可以方便快速地建立完整的、参数化的机车车辆或列车模型以及各种子系统模型和各种线路模型，并根据分析目的不同而定义相应的轮/轨接触模型，可以进行机车车辆稳定性临界速度、曲线通过性能、脱轨安全性、牵引/制动特性、轮轨相互作用力、随机相应性能和乘坐舒适性指标以及纵向列车动力学等问题的研究。

在仿真计算过程中，ADAMS 采取两种工作方式：

(1) 机械系统采用 ADAMS 解算器，控制系统采用控制软件解算器，两者之间通过状态方程进行联系；

(2) 利用控制软件书写描述控制系统框图，然后将控制框图提交给 ADAMS，应用 ADAMS 解算器进行包括控制系统在内的复杂机械系统虚拟样机的同步仿真计算。

ADAMS 分析功能如下：

(1) 可有效地分析三维机构的运动与力。

(2) 利用 ADAMS 可模拟大位移的系统。ADAMS 很容易处理这种模型的非线性方程，而且可进行线性近似。

(3) 可分析运动学静定系统。

(4) 对于一个或多自由度机构，ADAMS 可完成某一时间上的静力学分析或某一时间间隔内的静力学分析。

(5) 有线性系统模态分析、力输入运动以及模拟控制系统的功能。

(6) 利用 ADAMS/View 提供的控制工具箱或 ADAMS/Control 与 MATLAB 一起可以方便地进行机电一体化系统仿真。

ADAMS 动力学仿真软件具有如下三大特点：

(1) 具有二维和三维建模能力，先进的数值分析技术和强有力的求解器，求解速度快、准确。分析类型包括运动学、静力学、准静力学分析，以及完全非线性动力学分析，并可进行多刚体和多柔体分析。具有约束库、力库、函数库和可生成用户定义的运动的发生器，使建模工作更加迅速。通过使用函数表达式和用户子程序，可以使 ADAMS 很容易适用于特殊应用。

(2) 具有开放式结构，允许用户集成自己的子程序。ADAMS 可调用 Fortran 子程序，具有与 CAD, FEA 和控制系统建模软件之间的专用接口。

(3) 具有易于使用的图形界面。ADAMS 提供了一个十分友好的集成环境，使建模、仿真和观察结果十分方便和灵活。

### 2.2.2 多刚体系统动力学

#### (1) 多刚体系统的组成

ADAMS 将多刚体系统分成 4 个组成部分：部件 (Part)、约束 (Constraint)、力 (Force)、自定义的代数-微分方程 (User Defined Algebraic and Differential Equation)，分别定义如下：

##### ① 部件

部件是指任何刚体或集中质量或柔性体 (不包括梁和衬套) 等，在 ADAMS 中刚性梁是一个部件，而柔性体式集中质量的集合，ADAMS 为每一个部件列出 6 个一阶动力学方程 (将力和加速度相联系) 和 6 个一阶运动学方程 (将位置与速度相联系)。

##### ② 约束

约束在系统中对一个或多个部件的运动做出限制。ADAMS 为每个约束列出一个或多个代数约束方程 (方程的数目与其限制的自由度数目相同)。ADAMS 提供了多种约束，包括时变约束、时不变约束、完整约束、非完整约束以及高副约束、低副约束、用户亦可通过子程序来定义约束。

##### ③ 作用力

作用力包括两类：体积力，包括重力、电磁力等；接触力，包括体积力以外的各种外力。ADAMS 利用已定义的部件和约束自动定义作用力和反作用力以及惯性力等。对每个作用力分量，ADAMS 在动力学方程中加入一个作用变量，并添加一个定义力的代数方程。

ADAMS 提供许多力的特性，包括：力、力矩、作用力-反作用力、集中力、分布力、线性力、非线性力等，这些力可以是任何状态变量 (如位移、速度、加速度、力、时间等) 的函数。

##### ④ 自定义的代数-微分方程

对于一些特殊要求，ADAMS 允许用户直接加入所需的代数-微分方程。

#### (2) 广义笛卡尔坐标

一个刚体的位置可由 6 个坐标来表示：

$$p = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad \alpha = \begin{bmatrix} \psi \\ \phi \\ \theta \end{bmatrix}, \quad \text{或} \quad q = \begin{bmatrix} p \\ \alpha \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

如果将起重机分解成若干刚体建模，对于每个刚体，可以给出带乘子的拉格朗日方程及相应的约束方程：

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_j} + \sum_{i=1}^m \frac{\partial \Psi_i}{\partial q_j} \lambda_i = F_j & (j=1, 2, \dots, m) \\ \Psi_i = 0 \end{cases} \quad (2.2)$$

式中， $K$ —动能； $q_j$ —描述系统的广义坐标； $\Psi_i$ —系统的约束方程； $F_j$ —在广义坐标方向的广义力； $\lambda_i$ — $m \times 1$  的拉格朗日乘子列阵。

上式为二阶微分方程，考虑运动关系可将其降阶为一阶微分方程求解。求解过程数据流程如图 2-1 所示。

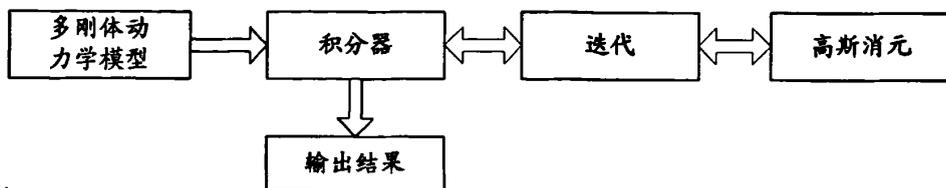


图 2.1 多刚体动力学模型

Fig 2.1 Multi-rigid body dynamic model

ADAMS /Solver 有 4 个强大数值积分程序，其中 3 个为变阶、变步长的刚性积分程序（Gstiff, Dstiffhehe 和 Wstiff），使用的是变系数的 BDF（Backward Differentiation Formulation）方法，是自动变阶、变步长的预估校正法（PECE Predict-Evaluate-Correct-Evaluate）第四个为非刚性积分程序，采用了 Adams-Bashforth-Adams-Moulton 算法，对于常用的 3 个 BDF 积分程序，其预估计校正求解过程 3 个阶段实现。

### ① 预估阶段

根据泰勒展开式预估在  $t_{n-1}$  时刻  $y$  及其一阶导数  $y'$  值 Taylor 展开式为

$$y_{n-1} = y_n + h y'_n + \frac{h^2}{2} y''_n + \dots + \frac{h^k}{k!} y_n^{(k)} \quad (2.3)$$

其中  $h = t_{n+1} - t_n$  为积分步长，对于 Gear Stiff 积分程序的格式为

$$y_{n+1} = \sum_{i=1}^k \alpha_i y_{n-i+1} - h \beta_0 y'_n \quad (2.4)$$

其中  $\beta_0$ 、 $\alpha_i$  为 Gear 积分系数。对上式变换可得

$$y'_{n+1} = \frac{1}{h\beta_0} \left( \sum_{i=1}^k \alpha_i y_{n-i+1} - y'_{n+1} \right) \quad (2.5)$$

### ②校正阶段

1) 求解系统方程  $G$ ，如  $G(y, y', t) = 0$ ，则方程成立，此时的  $y$  为方程的解，否则继续。

2) 求解 Newton-Raphson 线性方程，得到  $\Delta y$ ，以更新  $y$ ，使系统方程  $G$  更接近于成立。

$$J \Delta y = G(y, y', t_{n+1}) \quad (2.6)$$

其中  $J$  为系统的雅可比矩阵。

3) 利用 Newton-Raphson 迭代，更新  $y$ ：

$$y^{t+1} = y^t + \Delta y^t \quad (2.7)$$

4) 重复步骤 2~4 直到  $\Delta y$  足够小。

### ③误差控制阶段

1) 预估积分误差并与误差精度比较，如积分误差过大则舍弃此步。

2) 计算优化的步长  $h$  和阶数  $n$ 。

如果达到结束时间，则停止仿真，否则  $t = t + \Delta t$ ，进入步骤 1。

## 2.2.3 多刚体运动学

运动学分析主要研究零自由度系统的位置、速度、加速度与时间之间的函数关系问题。

### (1) 位置运动学分析

位置运动学分析就是已知  $t_0$  时刻系统的位置状态  $q_0$ ，需要求取未来  $t_1$  时刻系统的位置状态  $q_1$ 。只需求解系统位置约束方程组即可，如下所示：

$$\Phi(q, t) = 0 \quad (2.8)$$

由于上面方程组的非线性特征，ADAMS 采用 Newton-Raphson 积分算法来有效的求解上式，得到  $t_1$  时刻的位置状态  $q_1$ 。把公式 2.8 进行 Taylor 展开：

$$\Phi(q_1, t_1) = \Phi(q_0, t_1) + \Phi(q_0, t_1)(q_1 - q_0) \quad (2.9)$$

由于进行运动分析的系统自由度为 0，因此  $\Phi_q(q_0, t_1)$  是非奇异方阵，可求逆阵。通过外部积分器给出一个比较合理的叠代初值  $q_1^{(0)}$ ，N-R 算法的核心在于计算第  $j$  ( $=0$ ) 次叠代后得到的误差值  $\Delta^{(j)}$ ，计算公式如下：

$$\Phi_q(q_0, t_1)\Delta^{(j)} = -\Phi(q_1^{(j)}, t_1) \quad (2.10)$$

循环计算直到当  $\Delta^{(j)}$  与 (或)  $\Phi(q_1^{(j)}, t_1)$  足够小。由于系统方程线性化后本身就存在误差，如果给出的初始叠代点离解的位置比较远的话，Newton-Raphson 积分算法是不容易收敛的。如果出现数值积分发散的情况，一个比较有效的解救办法是减小积分步长。

### (2) 速度运动学分析

速度运动学分析也是从已知  $t_0$  时刻系统的速度状态  $q_0'$ ，需要求取未来  $t_1$  时刻系统的速度状态  $q_1'$ 。只需求解系统运动学速度约束方程组即可，如下所示：

$$\Phi_q(q, t_1) \cdot q' = -\Phi_1(q, t_1) \quad (2.11)$$

通过前面的位置运动学分析已经求出了  $t_1$  时刻的位置状态  $q_1$ ，公式 2.11 表示的又是一个关于速度的线性方程组，求出非奇异阵  $\Phi_q(q_1, t_1)$  就可以算出  $t_1$  时刻的速度  $q_1'$ 。

### (3) 加速度运动学分析

在前面位置、速度运动学分析结束以后，加速度运动学分析就比较容易了，即求解如下关于  $q''$  的线性方程组<sup>[8,9]</sup>：

$$\Phi_q(q, t) \cdot q'' = -(\Phi_q q')_q q' - 2\Phi_q(q, t) \quad (2.12)$$

## 2.3 MATLAB/Simulink 软件介绍

MATLAB (Matrix Laboratory) 是一个包含众多工程计算、仿真功能及工具的庞大系统，是目前世界上最流行的仿真软件。MATLAB 软件工具箱 (TOOLBOX) 以及 Simulink 仿真工具，为自动控制系统的计算与仿真提供了强有力的支持。至今，MATLAB 软件一成为应用代数、自动控制理论、数理统计、数字信号处理、时间序列分析、动态系统仿真等方面的基本工具，在研究单位和工业界，MATLAB 也成为工程师们必须掌握的一种工具，被人做进行高效研究与开发的首选软件工具。

MATLAB 的系统由 MATLAB 开发环境、MATLAB 数学函数库、MATLAB 语言、MATLAB 图形处理系统和 MATLAB 应用程序接口 (API) 五大部分组成。

MATLAB/Simulink 是一个交互式动态系统建模、仿真和分析图形环境，是一个进行基于模型的嵌入式系统开发的基础开发环境。Simulink 是 MATLAB 软件的扩展，它是实现动态系统建模和仿真的一个软件包，它与 MATLAB 语言的主要区别是它与用户交互接口是基于 Windows 的模型化图形输入的，从而使得用户可以把更多的精力透入到系统模型的构建而非语言的编程上。所谓模型化图形输入是指 Simulink 提供了一些按

功能分类的基本系统模块，用户只需要知道这些模块的输入、输出及模块的功能，而不必考察模块内部是如何实现的，通过对这些基本模块的调用，再将它们连接起来就可以构成所需要的系统模型（以.mdl 文件进行存取），进而进行仿真与分析。

Simulink 可以针对控制系统、信号处理和通信系统等进行系统建模、仿真、分析等工作。Simulink 具有如下特点：

(1) 建模工具：具有完整的功能模块库，用于建立单入单出、多入多出、线性/非线性、离散/连续/混杂及多速率系统；支持矩阵数据类型和线性代数运算，支持 M 语言和 C 语言方式的功能模块扩展，具有任意波形生成模块；应用“子系统”进行结构化建模，并可以通过模型浏览器察看各个层次；可以建立用户自己的功能模块库并加入到 Simulink 库浏览器中；选择打印系统和子系统，针对模型、模块、信号和子系统端口的标签，使框图更清晰、更简洁。

(2) 仿真和分析工具：可交互仿真，及时调参和显示结果；针对不同系统设置不同积分方法（固定步长、变步长、刚性系统）；实现 Monte Carlo 仿真；求稳态解（trimming），确定稳态平衡点；具有特殊功能的子系统、条件执行子系统及逻辑流程子系统<sup>[10-12]</sup>。

## 2.4 联合仿真技术

在 ADAMS 中由六种方法可以建立控制器模型。其中三种方法利用 ADAMS 软件本身就可以实现，另外三种方法则需要其他的外部代码。

(1) 定义力和力矩为时间的函数。如： $F(\text{time}) = -20.0 * WY(\text{.model.body.MAR}_1)$ ，即一个基于角速度的阻尼类型的力矩，增益为 20。

(2) 用户子程序（User Written Subroutines），用户可以以子程序的方式实施控制规则，并把这种规则和力或者力矩联系起来。

(3) ADAMS/View 控制工具箱。在 ADAMS/View 里包含了一个基本的控制工具箱，它包含了一些基本的控制单元，如滤波器、增益和 PID 控制器。这些控制器在 ADAMS 中是以未分方程的形式实现的。

(4) 导出状态矩阵的方法（Exporting State Matrix）。使用 ADAMS/Linear 模块，用户可以定义输入，例如受控的力矩和输出、角速度和控制误差，然后导出整个系统的状态矩阵。该矩阵可以是 Matlab 或 Matrix-X 的格式。

(5) 联合仿真（Co-simulation），利用 ADAMS/Control 把 MATLAB/Simulink、Matrix-X 或者 EASY5 与 ADAMS 模型连接在一起进行联合仿真。此时受控的物理模型是完全非线性的。

(6) 控制系统导入 (Control System Import)，Simulink 或 EASY5 中模块可以转化为 C 或 Fortran 代码然后导入到 ADAMS 中作为广义状态方程 (General State Equations)。这样仿真就完全在 ADAMS 内部进行。

本文主要应用上述方法中的(1)和(4)建立控制器模型。首先，由 ADAMS 建立联合仿真系统的机械模型并添加外部载荷及约束，由 MATLAB/Simulink 建立联合仿真系统的控制部分，然后应用 ADAMS/Controls 将两者连接起来，利用 MATLAB/Simulink 的控制输出来驱动机械模型，并将 ADAMS 中机械模型的位移、速度等输出反馈给控制模型，实现在控制系统软件环境下的交互式仿真，还可以在 ADAMS/View 或 ADAMS/Solver 中观察仿真结果<sup>[13,14]</sup>。本文中联合仿真模型的建立需要 4 个步骤：

(1) 输入已经建好的外部模型；

(2) 确定 ADAMS 的输入和输出变量，通过确定 ADAMS 的输入和输出变量可以在 ADAMS 和控制软件之间形成闭环回路；

(3) 使用控制软件 MATLAB 建立控制系统模型，并将其与 ADAMS 机械系统模型连接起来；

(4) 使用交互式或批处理方式仿真机械系统与控制连接在一起的模型。

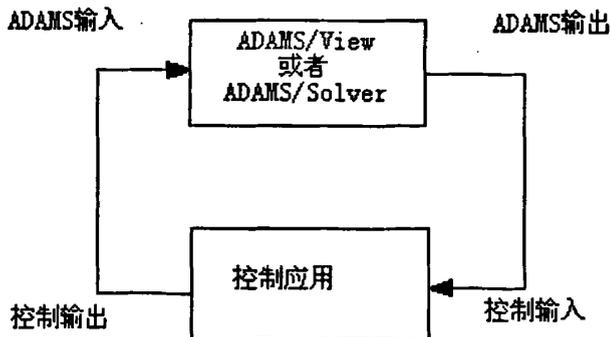


图 2.2 输入输出变量

Fig2.2 Input and output variable

通过 ADAMS/Controls 控制系统构建的计算机仿真系统模型如图 2.3:

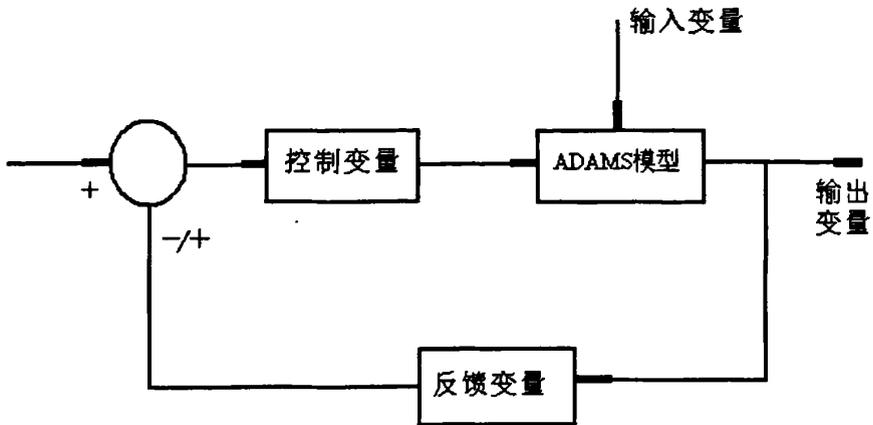


图 2.3 计算机仿真系统  
Fig2.3 Computer simulation system

### 本章小结

本章主要介绍了动力学分析软件 ADAMS 的各个模块和软件的功能，并介绍了动力学分析方面的相关基础知识；同时介绍了 MATLAB 软件的功能，特别是 Simulink 模块的作用，由此引出了使用两个软件联合仿真的概念和方法。

## 第三章 铁路起重机工况参数

本章主要介绍了铁路起重机的结构和工作参数，并根据以上参数提出铁路起重机的典型工况及仿真步骤，最后计算出铁路起重机重心偏移位置的计算公式。

### 3.1 铁路起重机结构及参数

#### 3.1.1 主要起重性能

救援用铁路起重机各工况的起重量应以行车事故发生时所吊的具体机车及车辆的载荷情况为主要参考，所以主要起重性能涵盖了目前国内铁路运输典型机车车辆的载荷实际，如：整备下的机车重量为 150t，满载棚车为 84t，双层客车为 55t 等；考虑救援时应力求在不影响邻线正常通车的前提下进行，确定了支腿跨距及回转角度范围。

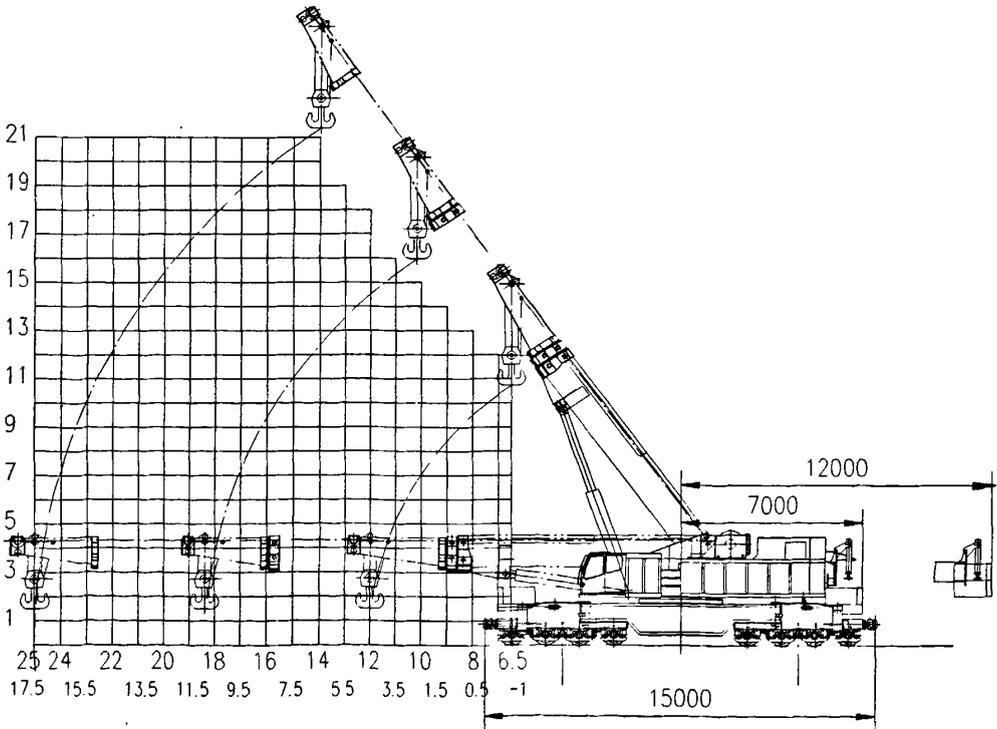


图 3.1 160t 伸缩臂式伸缩配重铁路起重机

Fig 3.1 160t telescopic arm type balanced-weight railway crane

表 3.1 起重机主要性能数据表  
Table 3.1 The main performances of crane

工况		回转角度	支腿跨距 (纵×横)	配重机构 伸缩情况	最大起重量×幅度
1	1-1	360°	6m×10.6m	全伸	160t×6.5m
	1-2	±10°			160t×9m
	1-3	±30°			84t×14.7m
2	2-1	360°	6m×10.6m	伸 1/2	150t×6.5m
	2-2	±10°			160t×7m
	2-3	±30°			80t×10m
3	3-1	360°	6m×10.6m	全缩	116t×6.5m
	3-2	±10°			140t×6.5m
	3-3	±30°			120t×6.5m
4	4-1	360°	4.8m×11.38m	全伸	120t×6.5m
	4-2	±10°			84t×14.7m
	4-3	±30°			150t×6.5m
5	5-1	360°	4.8m×11.38m	伸 1/2	105t×6.5m
	5-2	±10°			160t×7m
	5-3	±30°			130t×7m
6	6-1	360°	4.8m×11.38m	全缩	80t×6.5m
	6-2	±10°			140t×6.5m
	6-3	±30°			120t×6.5m
7	7-1	360°	不支腿	全缩	15t×6.5m
	7-2	±30°			32t×6.5m
8		0°	不支腿	全缩	50t×6.5m
9		±10°	4.8m×11.38m	伸 1/2	70t×12.55m
10		±30°	4.8m×11.38m	全伸	55t×20m (臂长 25.4m)

注：1) 回转角度：指吊臂中心线与轨道中心线的夹角，±10°、±30°为左右摆动的角度。

2) 起重机带载变幅的起重量为最大幅度的起重量。

### 3.1.2 主要结构尺寸

- (a) 车钩高：880mm
- (b) 回转架尾部半径：7000mm
- (c) 吊臂长度
- 全缩状态：14.95m

全伸状态:	27.5m
(d) 最大起升高度:	21.5m
(e) 车钩连接线间水平距离:	12600mm
(f) 工作幅度范围:	6.5~24.45m
(g) 支腿跨距(横×纵):	6m×10.6m, 4.8m×11.38m, 3.5m×11.77m
(h) 可伸缩配重铁行程:	5m
(i) 回送状态自重(不包括吊钩重量):	≤184t
(j) 整备状态下自重:	≈186t
(k) 轨距:	1435mm

### 3.2 设计仿真工况

铁路起重机的主要结构分为车架、转台、伸缩臂、配重铁以及4个支腿，具体结构如图3.2所示。

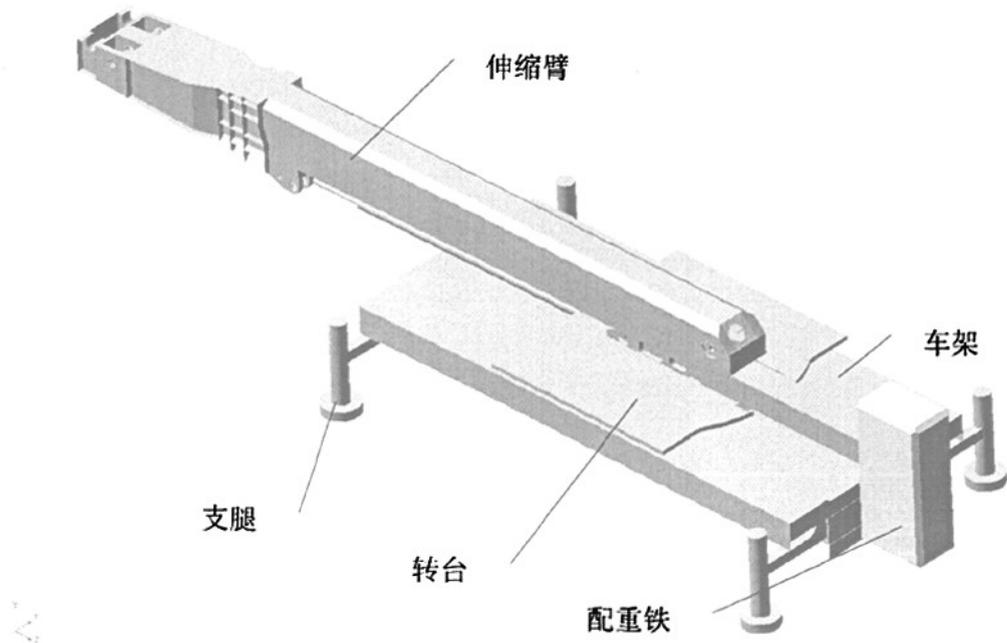


图 3.2 ADAMS 环境下铁路起重机模型  
Fig3.2 The rail crane model in ADAMS

根据国内铁路运输典型机车车辆载荷实际情况、按照铁路技术管理规定及内燃铁路起重机技术条件等法规标准的规定，以现有的 NS1601 型 160 吨伸缩臂式铁路起重机为基础，采用双回转机构，起重机转台分为前后转台两部分，前转台上主要布置起重机的主要动力、液压及操纵部件：如伸缩吊臂、变幅油缸等；后转台主要布置伸缩配重机构：主要有配重伸缩油缸、配重铁挂放机构等。本文为体现双回转机构的运动特点，规定了配重机构只沿着顺轨方向伸缩配重，并选取铁路起重机的典型工况进行仿真分析，具体参数和工况如表 3.2、3.3 所示。

表 3.2 铁路起重机工作参数

Table3.2 The railway crane working parameter

旋转范围	30°
支腿跨距（纵×横）	10.6m×6m
配重机构伸缩情况	全伸（5m）
最大起重量×最大幅度	84t×14.7 m
臂长	19.3m
重心安全范围	以质心为原点， 半径为 1.0m 圆周范围内
静(动)摩擦系数	0.3(0.15)

表 3.3 典型工况

Table3.3 The typical working condition

仿真时间	仿真动作
0~1s	第二节伸缩臂伸出
1~2s	第三节伸缩臂伸出
2~3s	吊钩起吊重物
3~4s	转台转动
4~6s	配重机构调整重心
6~7s	吊钩卸载重物
7~9s	伸缩臂收回，转台转回初始位置

注：本次起重机工作参数和典型工况的设定参考了 NS1601 型 160 吨伸缩臂式铁路起重机的工作参数，所确定的典型工况最大限度地体现了铁路起重机实际运行工况的动作特点，但并非按照铁路起重机各个部件的实际工作速度而进行仿真的工况。

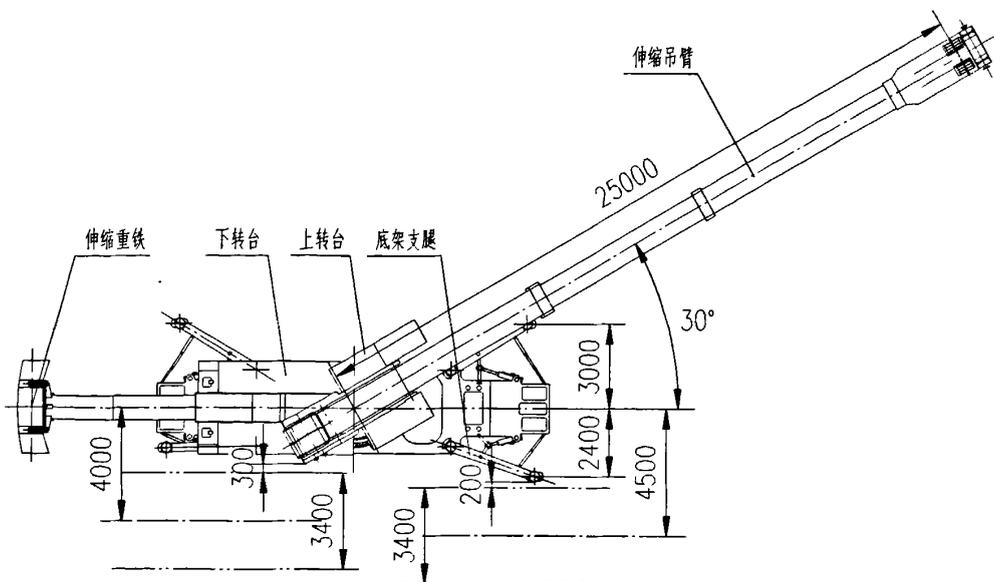


图 3.3 双层回转支承作用示意图

Fig 3.3 Double rotatory bearings effect sketch map

### 3.3 铁路起重机重心偏移量计算

要保证起重机在工作过程中的稳定性要求，必须时刻了解起重机重心的位置变化情况，而重心的变化又是通过起重机四个支腿的垂向受力变化情况决定的，因此，在建立仿真模型之前，先要明确起重机重心位置与支腿受力变化之间的关系。具体推导过程如下：

如图 3.4 所示，O 为起重机非工作状态时的重心位置，假设其在起重机的正中心；假设起重机的重心只会在垂直于 XY 的平面内移动；1, 2, 3, 4 分别为起重机的四个支腿；a 为纵向支腿跨距的 1/2，b 为横向支腿跨距的 1/2；假设重心偏移了  $\Delta s$ ，偏移点分别向 X 和 Y 轴投影，与 O 点的距离分别为 x 和 y，如图 3.4，则有：

$$\Delta s^2 = x^2 + y^2 \quad (3.1)$$

设起重机工作时整备重量为  $G_0$ ，起重机四个支腿的初始受力分别为  $f_{01}$ ,  $f_{02}$ ,  $f_{03}$ ,  $f_{04}$ ，起吊货物重量为 W，重心偏移之后作用在重心上的总重量为 G，重心偏移之后支腿的受力分别为  $f_1$ ,  $f_2$ ,  $f_3$ ,  $f_4$ ，则有：

$$G_0 = f_{01} + f_{02} + f_{03} + f_{04} \quad (3.2)$$

$$G = f_1 + f_2 + f_3 + f_4 \quad (3.3)$$

且 
$$G = G_0 + W \tag{3.4}$$

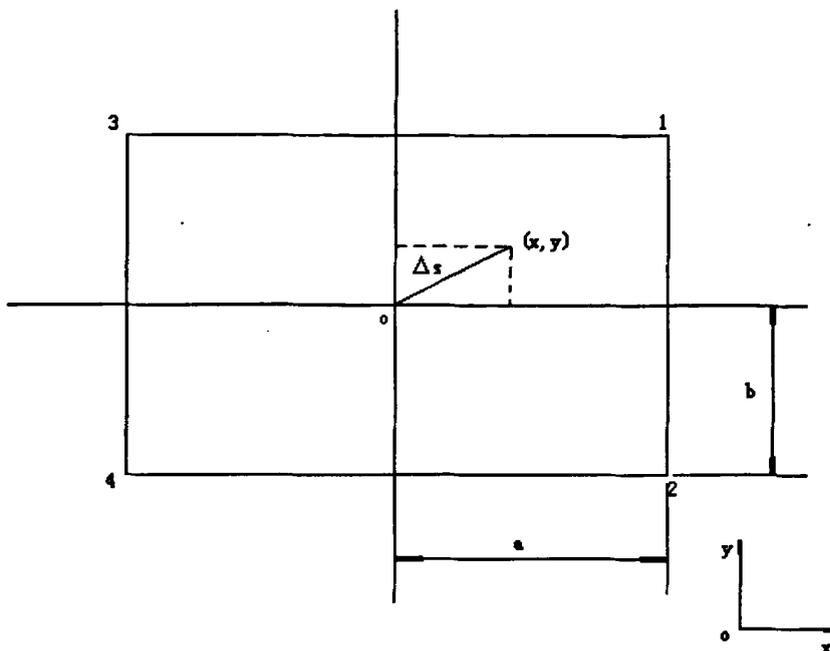


图 3.4 重心偏移简图  
Fig3.4 The offset of gravity center

将图 3.4 上所示的参量向 x 轴投影，如图 3.5，根据力矩平衡原理，设顺时针方向为正，则有：

$$(f_3 + f_4)a - (f_1 + f_2)a + x * G = 0 \tag{3.5}$$

于是

$$x = \frac{(f_1 + f_2) - (f_3 + f_4)}{G} a \tag{3.6}$$

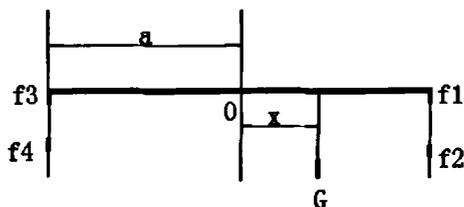


图 3.5 X 方向投影示意图  
Fig3.5 The projection of X axle

同理，向 Y 轴投影，如图 3.6，可得：

$$(f_2 + f_4)b - (f_1 + f_3)b + y * G = 0 \quad (3.7)$$

于是

$$y = \frac{(f_1 + f_3) - (f_2 + f_4)b}{G} \quad (3.8)$$

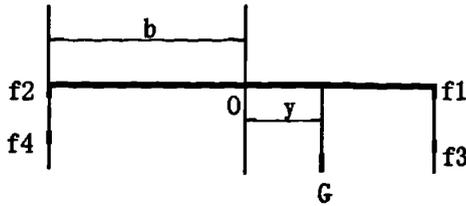


图 3.6 Y 方向投影示意图  
Fig3.6 The projection of Y axle

由公式 3.1~3.8 可得，起重机重心偏移量的计算公式为：

$$\Delta s = \frac{\sqrt{(f_1 + f_2 - f_3 - f_4)^2 a^2 + (f_1 + f_3 - f_2 - f_4)^2 b^2}}{G} \quad (3.9)$$

$$= \frac{\sqrt{(f_1 + f_2 - f_3 - f_4)^2 a^2 + (f_1 + f_3 - f_2 - f_4)^2 b^2}}{f_1 + f_2 + f_3 + f_4}$$

式中  $a=0.5 \times 10.6=5.3$  (m) ;  $b=0.5 \times 6=3$  (m) 。

### 本章小结

本章介绍了铁路起重机的各部份结构及工作参数，并根据现有的参数确定出本文要进行仿真的典型工况，同时本章还对于起重机重心计算公式给出了详细的推导过程，得出重心偏移量公式。

## 第四章 铁路起重机动力学联合仿真

本章详细介绍了铁路起重机联合仿真模型的建模过程，根据典型工况的设计要求对模型中的变量进行参数化设置；提取仿真结果曲线，分析结果。

### 4.1 动力学仿真建模

起重机模型在 I-DEAS 软件下建立，然后导入 ADAMS/View 模块中，导入的模型如图 4.1 所示：

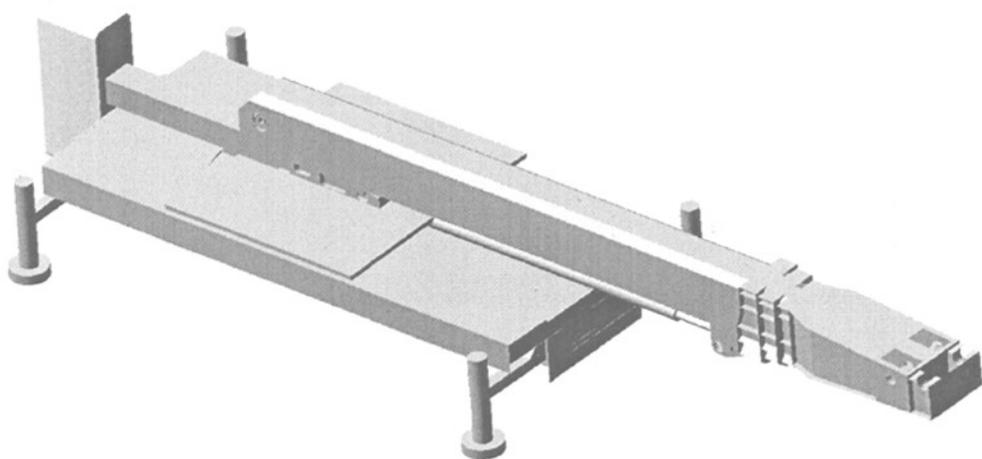


图 4.1 起重机三维模型视图  
Fig4.1 The crane spatial model

#### 4.1.1 修改部件属性

如图 4.1 所示，将铁路起重机几何模型导入 ADAMS/View 中之后，需要修改起重机各个部分的属性，具体修改如下：

(1) 设定单位。执行菜单 Settings/Units 命令，对模型单位进行设置。设置模型长度单位 Meter (米)，质量单位 Kilogram (千克)，力单位 Newton (牛顿)，时间单位 Second (秒)，角度单位 Degree (度)，频率单位 Hertz (赫兹)。

(2) 设定重力。执行菜单 **Settings/Gravity** 命令，根据模型的整体坐标对模型重力加速度进行设置，由于单位已经确定，重力加速度的大小为 9.80665。

(3) 修改部件名称。按照图 4.2 所示，修改模型各部件名称。

(4) 修改模型质量。按整车 180t 来分布质量，配重质量为 30t，另外 150t 集中加在下车上，伸缩臂等其他部分质量忽略不计。

#### 4.1.2 创建部件的约束关系

模型的属性修改完毕之后，需要建立模型部件之间的约束关系，具体约束关系如下：

- (1) 下车四个支腿与地面定义固定副 (fixed) ;
- (2) 配重铁与下车定义移动副 (translational) ;
- (3) 转台与下车定义转动副 (revolute) ，也叫铰链副；
- (4) 变幅油缸与伸缩臂和转台分别定义转动副，变幅油缸本身定义移动副；
- (5) 伸缩臂与转台定义转动副；
- (6) 支腿与油缸之间定义移动副；
- (7) 第一节和第二节伸缩臂定义移动副，第二节和第三节伸缩臂定义移动副。

#### 4.1.3 施加力

(1) 分别在起重机三节伸缩起重臂的两个移动副上添加移动驱动 (translational joint motion) ；在伸缩臂和下车连接的铰链处添加转动驱动 (rotational joint motion) ，转台和下车之间添加转动驱动；

(2) 在伸缩臂的末端添加垂直向下的力，模拟起重机吊重物时重物对吊臂的作用力 (W)；

(3) 定义三个作用在配重铁上的力 ( $sf_1$ 、 $sf_2$ 、 $sf_3$ )，方向与添加在配重上的移动副相同；

(4) 由于本文没有对液压方面进行研究，所以支腿与油缸之间添加轴套力 (Bushing)。轴套力的特点是它可以定义三个方向的刚度和阻尼。

## 4.2 参数化设置

将上述步骤完成后，选定合适的仿真时间和仿真步长，点击仿真按钮，如果仿真顺利，则说明模型设置正确，进行下一步的参数化设置。

#### 4.2.1 参数化系统变量

(1) 定义支腿的状态变量。执行菜单 Build/System Element/State Variable/New 命令, 提取支腿的垂向受力, 分别为  $f_1$ 、 $f_2$ 、 $f_3$ 、 $f_4$ 。

以  $f_1$  为例, 其表达式为  $F(\text{time}, \dots) = \text{BUSH}(\text{BUSHING}_1, 0, 3, 0)$

(2) 为了平衡配重在初始位置对整车造成的力矩作用, 需要在下车的质心位置添加一个平衡力矩。配重质心与下车质心的纵向初始距离经测量为 5.885m, 即对整车产生的力矩的大小为  $30000 \times 9.80665 \times 5.885 = 1731364.058 \text{ (N)}$ , 实际添加的力矩大小为 1730700N, 这是因为其他部件虽然质量设置很小, 但对质心仍有力矩贡献, 不能忽略不计。添加平衡力矩即让模型的初始重心与模型质心重合, 又模拟了铁路起重机其他部件对车体重心的影响, 这样才能使用 3.3 节中计算出的重心偏移计算公式。

(3) 根据典型工况要求, 修改起吊力  $W$ , 表达式为:

```
STEP(time, 0, 0, 2, 0)
+STEP(time, 2.0, 0, 2.5, 84000*9.8)
+STEP(time, 6.5, 0, 7.0, -84000*9.8)
```

(4) 修改添加在第二节和第三节伸缩臂上的驱动力, 方式 (Direction) 定义为平移 (Translational), 驱动类型 (Type) 定义为位移 (Displacement)。

第二节伸缩臂的驱动力表达式为:

```
STEP(time, 0, 0, 1, 2.35)
+STEP(time, 1, 0, 7, 0)
+STEP(time, 7, 0, 8, -2.35)
```

第三节伸缩臂的驱动力表达式为:

```
STEP(time, 0, 0, 1, 0)
+STEP(time, 1, 0, 2, 2)
+STEP(time, 2, 0, 8, 0)
+STEP(time, 8, 0, 9, -2)
```

伸缩臂初始臂长为 14.95m, 两节臂共伸长  $2.35+2.0=4.35 \text{ (m)}$ , 伸缩臂最大臂长达 19.3m。

(5) 修改第一节伸缩臂与转台、转台与下车定义的转动驱动力。

定义第一节伸缩臂与转台的驱动力, 方式定义为转动, 类型定义为位移, 表达式为:

```
(STEP(time, 0, 0, 2, 0)
+STEP(time, 2, 0, 3, -ASIN(14.7/19.3)*180/pi)
+STEP(time, 3, 0, 6, 0)
+STEP(time, 6, 0, 7, ASIN(14.7/19.3)*180/pi))*1d
```

此处的表达式  $\text{ASIN}(14.7/19.3)*180/\pi$  含义为：在规定了臂长和幅度的条件下，根据勾股定理，求出伸缩臂相对于水平面转动角度的近似值，为使单位转化为  $^\circ/s$ ，在式中乘以 1d。

定义转台与下车的驱动力，方式定义为转动，类型定义为速度，表达式为：

```
STEP(time, 0, 0, 3, 0)
+STEP(time, 3, 0, 3.3, 0.5)
+STEP(time, 3.7, 0, 4, -0.5)
+STEP(time, 7, 0, 7.3, -0.5)
+STEP(time, 7.7, 0, 8, 0.5)
```

(6) 建立点对点测量 (Point-to-Point Measure)，测量配重铁质心与下车质心的纵向距离，命名为 distance；再建立点对点测量，对配重的移动距离进行监控，命名为 md，测量表达式为： $F(\text{time}, \dots) = \text{.model\_1.distance} - 5.885$ ，式中 5.885 为配重铁质心与下车质心的初始距离。

(7) 为测量起重机伸缩臂抬升的幅度，建立 Point-to-Point Measure，命名为 amplitude。

(8) 建立重心偏移计算公式系统变量，命名为 detas，表达式为：

$$F(\text{time}, \dots) = \text{SQRT}((\text{VARVAL}(f1) + \text{VARVAL}(f2) - \text{VARVAL}(f3) - \text{VARVAL}(f4))^{**2} \\ * 25.56 + (\text{VARVAL}(f1) - \text{VARVAL}(f2) + \text{VARVAL}(f3) - \text{VARVAL}(f4))^{**2} * 9) \\ / (\text{VARVAL}(f1) + \text{VARVAL}(f2) + \text{VARVAL}(f3) + \text{VARVAL}(f4) + 1)$$

式中，25.56 和 9 分别为纵向和横向跨距一半的平方；分母中的加 1 是为了消除系统时间为 0.0 秒时，出现 0 为分母而出现仿真失败现象。由于支腿的受力很大，分母加 1 的影响可以忽略。

(9) 本文需要对加载和卸载动作进行判断，比较好的方法是判断 W 的斜率，因此模型需要添加对于 W 的积分求导器，执行菜单 Build/System Element/Differential Equation/New，命名为 DIFF\_1，公式类型为隐式 (implicit)，定义 (definition) 为 Run-Time Expression，公式为  $F(y, y', \dots) = \text{SFORCE}(\text{.model\_1.W}, 0, 3, 0) - \text{DIF}(\text{.model\_1.DIFF\_1}) = 0$ ，表达式的含义为：y 为  $\text{SFORCE}(\text{.model\_1.W}, 0, 3, 0)$ ，y' 为 .model\_1.DIFF\_1 本身的积分。

(10) 建立 W 的导数变量 dw。变量的建立方法同(1)，表达式为：

$$F(\text{time}, \dots) = \text{DIF1}(\text{.model\_1.DIFF\_1})$$

(11) 建立三个驱动力，分别命名为 df<sub>1</sub>、df<sub>2</sub>、df<sub>3</sub>，其表达式均为 0，因为这三个驱动力就是联合仿真中在 Matlab 中的输入变量，即这三个驱动力的值是在 Matlab 下设定的。

(12) 修改添加在配重上三个力, 分别为  $sf_1$ 、 $sf_2$ 、 $sf_3$ , 这三个力是本文的关键所在。在起重机运动过程中, 机体重心发生变化, 当重心超出安全范围时, 配重铁的驱动力 1 驱动配重调整重心, 并使重心回到安全范围内; 于此同时, 由于配重铁的伸出距离被限定在一定范围内, 所以当配重铁即将达到最大伸出量时, 驱动力 2 驱动, 使得配重铁停止移动; 当起重机卸载重物时, 驱动力 3 启动, 将配重铁调回。

根据上文工况的动作要求, 建立  $sf_1$ 、 $sf_2$ 、 $sf_3$  的表达式如下:

① $sf_1$  的表达式为  $STEP(VARVAL(det_{as}), 0.9, 0, 1.0, VARVAL(df_1))$ , 即通过对变量  $det_{as}$  进行监控, 当  $det_{as}$  超过 0.9 (单位为米) 时,  $df_1$  启动, 到 1.0 秒时达到在 Simulink 下设置的最大值, 函数中的  $VARVAL(df_1)$  为 ADAMS/View 环境下设置的与 MATLAB/Simulink 连接的系统变量, 具体数值需要在 Simulink 里添加;

②同理,  $sf_2$  的表达式为  $STEP(VARVAL(md), 4.9, 0, 5.0, VARVAL(df_2))$ , 即对配重铁的移动距离进行监控。当  $md$  达到 4.9m 时启动  $sf_2$ , 驱动力将使配重铁在移动到 5m 的位置时停止移动;

③ $sf_3$  的表达式为  $STEP(VARVAL(dw), 0, 0, 1e5, VARVAL(df_3))$ , 即对  $W$  的导数  $dw$  进行监控, 当起重机卸载重物时,  $dw$  将大于 0。本文设定当  $dw$  大于  $1e5$  时,  $df_3$  启动, 驱动力将配重铁调回。

#### 4.2.2 添加接触和摩擦系数

根据  $sf_1$ 、 $sf_2$ 、 $sf_3$  的表达式可以看出, 配重铁做收回动作时, 当  $det_{as}$  小于 1.0 以后,  $sf_1$  逐渐减小,  $det_{as}$  达到 0.9 时,  $sf_1=0$ ; 同时, 由于  $md$  逐渐减小,  $sf_2$  也会随之减小为 0; 只有  $sf_3$  对配重铁继续作用, 使配重铁收回到初始位置。但是, 当配重铁收回到初始位置后, 如果仿真继续进行, 将会出现配重铁在惯性力的作用下继续移动,  $md$  将会出现负值, 这是不正确的。为了使配重铁收回到初始位置之后不再移动, 本文在配重铁和下车之间添加接触 (contact), 选择合适的刚度 (stiffness)、阻尼 (damping) 和透入深度 (penetration depth), 使配重铁既不被下车“弹开”, 又不“侵入”到下车中去。

为了使仿真更加真实, 本文在配重与下车的移动副上添加了摩擦 (friction), 其中静摩擦系数定义为 0.3, 动摩擦系数定义为 0.15。

#### 4.3 建立系统控制模型

系统的变量都设定好之后, 加载 ADAMS/Control 模块, 方法是 Tool/Plugin Manager/control。

(1) 建立系统输入和输出变量。执行 Build/Controls Toolkit/Plant Input, 选择系统变量  $df_1$ 、 $df_2$ 、 $df_3$  为输入变量; 再执行 Plant Output, 选择系统变量  $md$ 、 $detas$ 、 $dw$ 、 $f_1$ 、 $f_2$ 、 $f_3$ 、 $f_4$  为输出变量。

(2) 导出控制模块。执行 Control/Plant Export, 修改导出的文件名称, 在 Plant Input 和 Plant Output 栏中分别选择(1)中设置好的系统输入和输出变量, Control Package 栏选择 Matlab, Initial Static Analysis 栏设定为 Yes, Type 为 non\_linear, 并选择 Fortran 求解器, 单击 OK。

此时, 在设定的路径下会生成.acf、.adm、.cmd、.m 四种文件<sup>[15-17]</sup>。

## 4.4 结果分析

### 4.4.1 MATLAB/Simulink 参数设置

打开 MATLAB 程序, 选择设置好的工作路径, 在命令行输入文件名称, 回车, 出现以下内容:

```
%%% INFO : ADAMS plant actuators names :  
1 df1  
2 df2  
3 df3  
%%% INFO : ADAMS plant sensors names :  
1 md  
2 detas  
3 dw  
4 f1  
5 f2  
6 f3  
7 f4
```

第 1-4 行显示了系统的输入变量名称  $df_1$ 、 $df_2$ 、 $df_3$ , 第 5 行以后显示了系统的输出变量名称  $md$ 、 $detas$ 、 $dw$ 、 $f_1$ 、 $f_2$ 、 $f_3$ 、 $f_4$ 。

输入 adams\_sys 命令, 回车后, 系统打开如图 4.2 所示的 adams\_sys\_窗口。同时在工作路径的文件夹下面增加了 adams\_sys\_.mdl 文件。

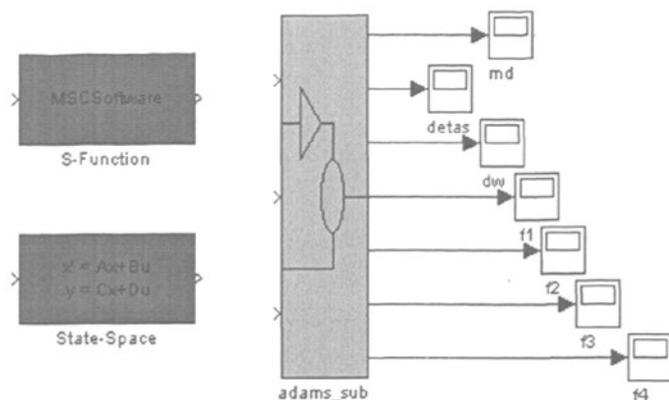


图 4.2 The adams\_sys 窗口  
Fig4.2 The adams\_sys window

点击图标进入 MATLAB/Simulink，新建一个 mdl 文件，将 adams\_sub 模块添加到文件中，根据需要选择在 Simulink Library Browser 中的子模块，建立系统控制模块仿真框图，如图 4.3 所示。

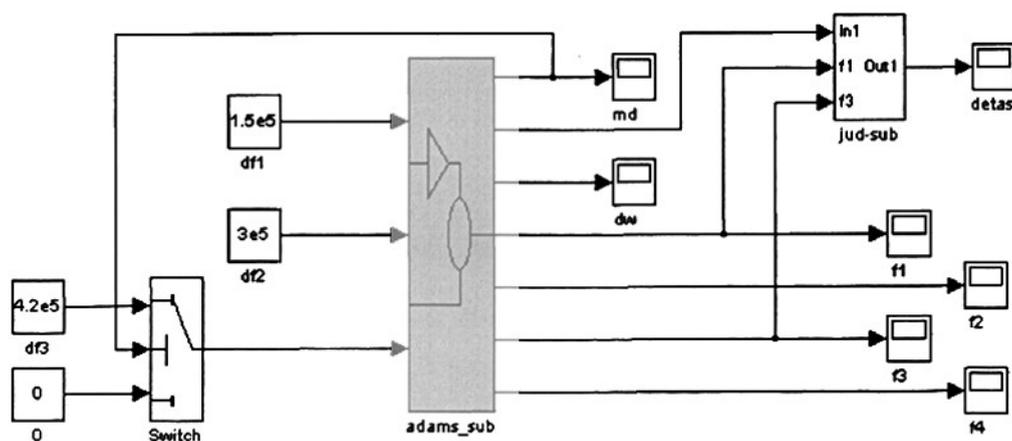


图 4.3 控制模块仿真框图  
Fig4.3 Control module emulate diagram

本文控制模块共用到以下子模块：常数信号子模块（Constrant）、开关选择子模块（Switch）、浮动观察器（Floating Scope）、加法子模块（Add）、增益元件（Gain）等。

由于公式 3.9 中计算结果  $\Delta s$  的单位是长度单位，不会出现负值，而模型中的车体重心位置是有正负的（图 3.4 所示 X 轴的正方向为正），因此需要在控制模块中添加判断模块 jud-sub，如图 4.4，该子模块是通过起重机的支腿受力变化情况（取  $f_1$ 、 $f_3$ ）来对  $\Delta s$  的正负进行判断；另外，为了使配重铁调回时不以很大的速度撞击车体，在输入  $sf_3$  时添加了保护开关 Switch，该开关可以在配重铁调回到距车体某个特定距离时将  $sf_3$  的输入值改换成 0，使得配重铁在没有任何力作用下，依靠惯性和摩擦力收回到初始位置，这样避免了因撞击而产生各部分受力发生突变的现象。

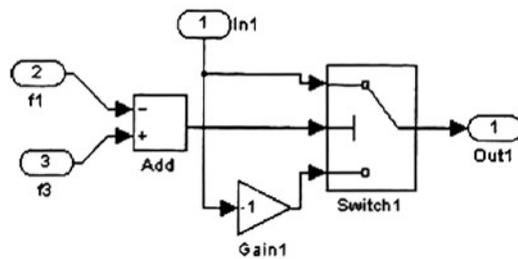


图 4.4 The jud-sub 窗口

Fig4.4 The jud-sub window

双击图 4.2 中的 adams\_sub 模块，将会弹出如图 4.5 所示的 adams\_sub 窗口。图中可以清楚的看到系统的输入变量和输出变量。

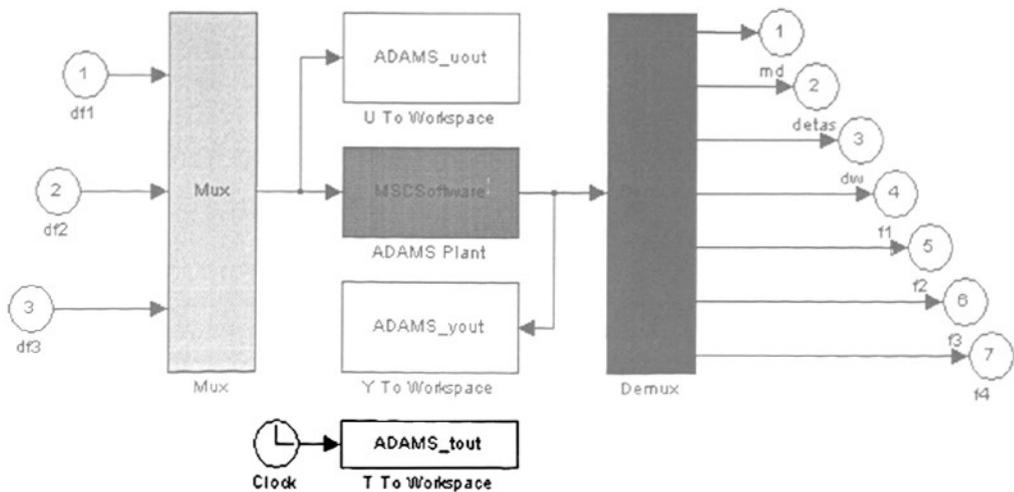


图 4.5 The adams\_sub 窗口

Fig4.5 The adams\_sub window

再双击 ADAMS Plant 模块，弹出图 4.6 所示的 Block Parameters: ADAMS Plant 对话框。

在 Block Parameters: ADAMS Plant 对话框 Communication Interval 栏中的数值表示 ADAMS/View 仿真的实际步长，本文设为 0.005。在 Animation 的列表中选择 interactive 模式，这样就能打开 ADAMS/View 程序执行联合仿真。若选取 batch 模式，则只能通过 MATLAB 仿真框图中的示波器来观察结果的变化情况<sup>[18-21]</sup>。

MSC.ADAMS Plant (mask)

Simulate any MSC.ADAMS plant model either in ADAMS/Solver form (.adm file) or in ADAMS/View form (.cmd file)

Parameters

ADAMS install directory  
ADAMS\_s7sdir

ADAMS working directory  
ADAMS\_cwd

Interprocess Option PIPE(DDE)

ADAMS host  
ADAMS\_host

ADAMS solver type Fortran

User executable (opt.: if blank - use standard)  
ADAMS\_exec

ADAMS model file prefix  
ADAMS\_prefix

ADAMS/View input names  
ADAMS\_inputs

ADAMS/View output names  
ADAMS\_outputs

Output files prefix (opt.: if blank - no output)  
c1007test

Communication Interval  
0.005

Number of communications per output step  
1

Interpolation Order  
0

Direct Feedthrough no

Simulation mode discrete

Animation mode interactive

Initial Static Simulation Flag  
ADAMS\_static

Initialization commands  
[ADAMS\_init]

图 4.6 Block Parameters: ADAMS Plant 对话框

Fig4.6 Block Parameters: ADAMS Plant window

#### 4.4.2 仿真结果

仿真之前先要设定仿真参数，本文采用变步长算法（Variable-Step），求解器使用ode15s，仿真时间9s，在Simulink菜单下Start命令开始仿真，可以看到ADAMS/Controls窗口弹出，起重机在进行动态仿真，计算结果曲线如下：

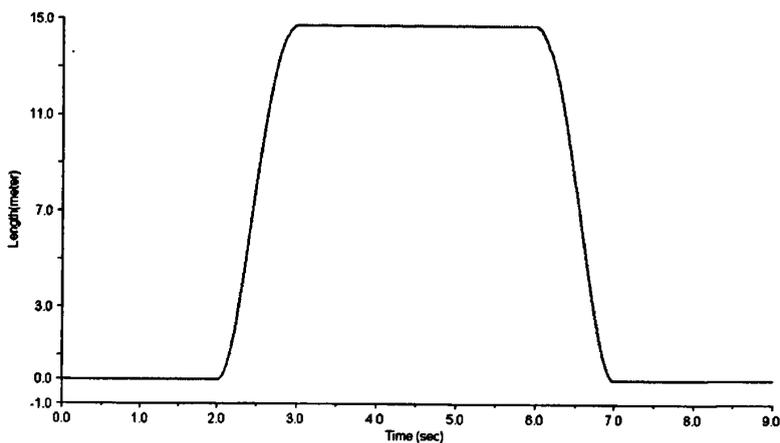


图 4.7 起重机伸缩臂抬升幅度曲线  
Fig4.7 The crane arms lift amplitude curve

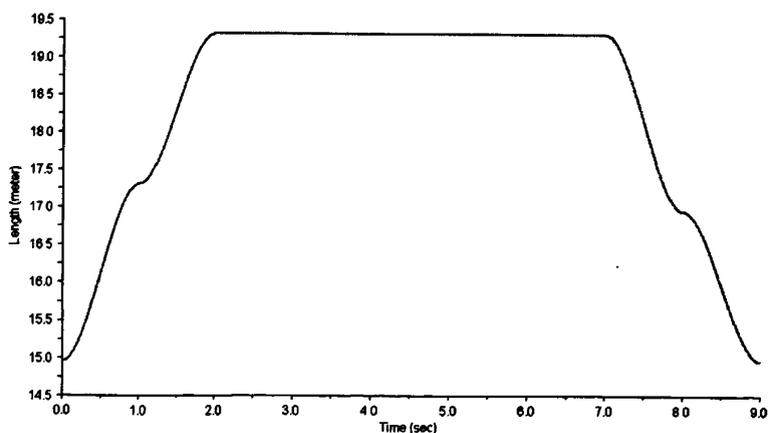


图 4.8 伸缩臂位移曲线  
Fig4.8 The arm displacement curve

从图 4.7 和图 4.8 中可以看到起重机吊钩的位置变化情况，图 4.7 中吊钩的最大高度为 14.7m，达到了工况要求的最大幅度。

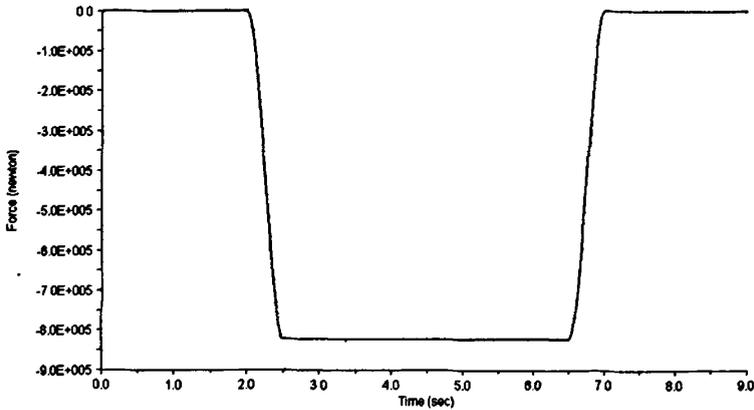


图 4.9 起重机起吊重物曲线  
Fig4.9 The crane lifting heavy curve

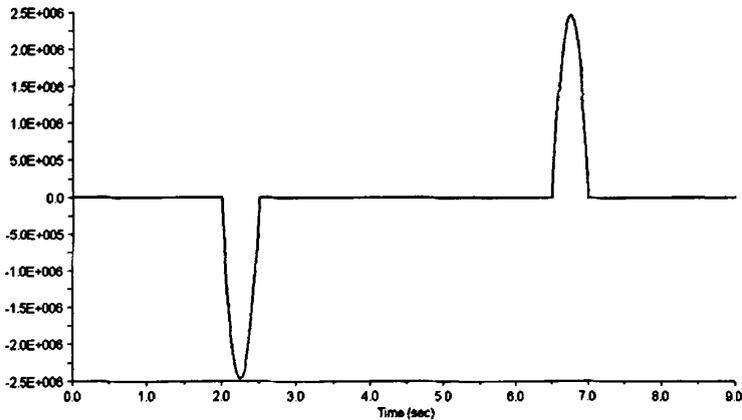


图 4.10 吊钩受力的导数曲线  
Fig4.10 The lifting hook stress derivative curve

图 4.9 和 4.10 为吊重相关曲线。吊钩处所受垂向拉力应为  $84000 \times 9.8 = 823200 \text{ (N)}$ ，从图 4.9 中可以看出，2.0s 时铁路起重机开始起吊重物，到 2.5s 时起吊动作完毕，其卸载动作时间段为 7.0~7.5s (负值表示受力方向垂直向下)。图 4.10 为图 4.9 的导数曲线，加载动作时受力曲线斜率为负，因此其导数值为负值；卸载动作时受力曲线斜率为正，导数值为正值；其他时间受力情况不发生变化，导数值为零。

得到吊钩受力的导数曲线，是本文实现铁路起重机配重铁主动控制关键的一步，铁路起重机的加载和卸载动作都可以通过判断导数曲线的数值来确定，而配重铁关键的调回动作正是通过判断卸载动作来实现的。

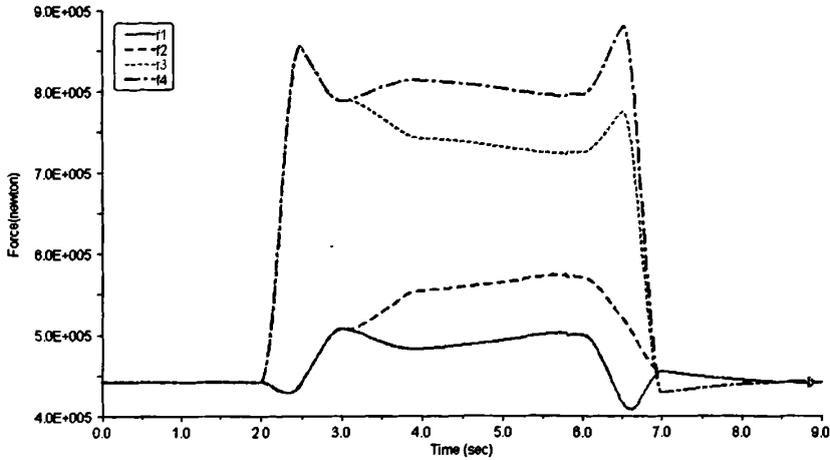


图 4.11 支腿垂向受力曲线

Fig4.11 The legs vertical stress curve

从图 4.11 可以看出：

(1) 铁路起重机在加载动作之前各支腿的垂向受力相等，2.0~2.5s 为加载动作，支腿 3、4 和支腿 1、2 垂向受力发生明显变化；

(2) 2.5~3.0s，加载动作完毕，伸缩臂继续抬升达到规定高度，重物相对于车体重心的力矩变小，所以支腿 3、4 受力减小，支腿 1、2 受力增加；

(3) 3.0~4.0s，转台转动 30°，靠近支腿 4 方向，各支腿的受力情况均发生变化，而且变化趋势符合实际情况；

(4) 4.0~6.0s，除配重铁继续调整重心外，铁路起重机没有其他动作，可以看出各支腿受力向平衡趋势变化，即受力曲线逐渐向同一数值趋近；

(5) 6.0~7.0s 为卸载动作，由于伸缩臂高度降低，在 6.0~6.5s 时段内，重物相对于车体重心的力矩加大，支腿受力迅速发生变化；6.5~7.0s 时段内，吊钩受力迅速降为 0，卸载动作完毕，各支腿受力迅速趋于平衡，但由于配重铁还没有调回到初始位置，相对与车体重心仍然产生力矩作用，所以此阶段支腿 1、2 受力大于 3、4 受力；

(6) 7.0~9.0s 为配重铁调回时段，可以看到支腿的受力趋于平衡，并最后回到初始值。

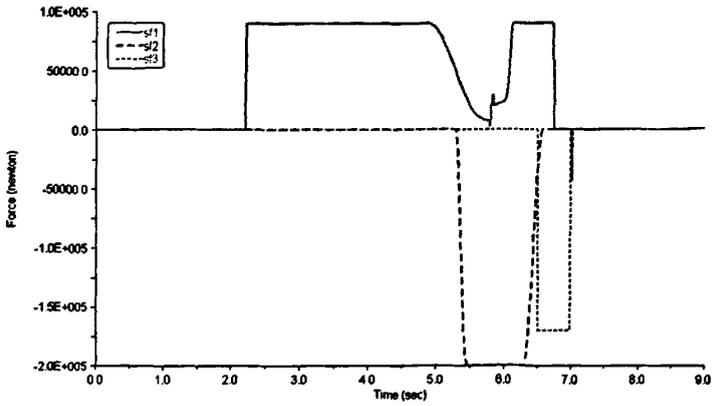


图 4.12 配重铁驱动力变化曲线  
Fig4.12 The iron weight driving force curve

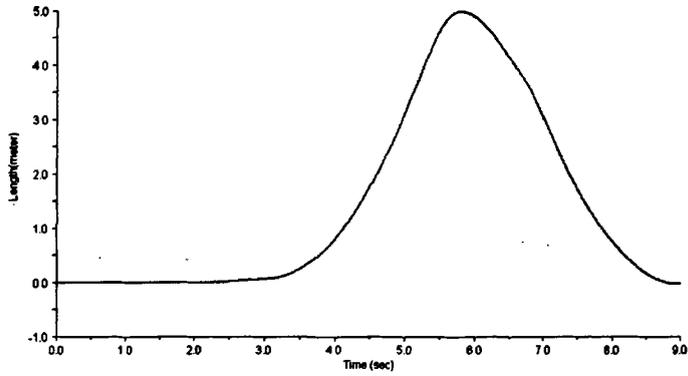


图 4.13 配重铁位移曲线  
Fig4.13 The iron weight displacement curve

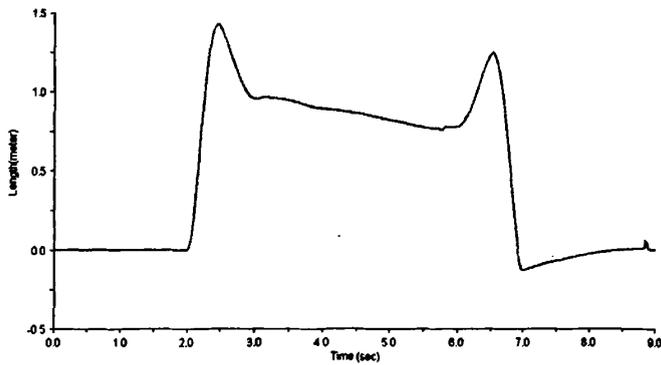


图 4.14 起重机重心位置变化曲线  
Fig4.14 The body center of gravity vary curve

从图 4.13 可以看出，配重铁没有超出最大伸出量 5m。

综合分析图 4.12~4.14，可以看出：

(1) 当重心超出安全范围 1.0 米时，驱动力  $sf_1$  开始驱动配重铁，在 4.5s 以后，重心位置经历了回到安全范围随后又再次超出安全范围的情况，驱动力  $df_1$  也随之发生相应的变化；

(2) 当配重铁快达到最大伸出量 5m 时，驱动力  $sf_2$  驱动，使配重铁保持在最大伸出量范围内；在 6.0~7.0s 时段内，铁路起重机开始卸载动作，当吊重导数曲线大于 0 时（见图 4.11），驱动力  $sf_3$  驱动，将配重铁调回；

(3) 由于配重铁对车体重心产生力矩作用，所以在铁路起重机完成卸载动作以后（时间大约在 6.9s 之后），重心位置曲线出现负值，即重心位置由偏向吊钩一侧转变到偏向配重铁一侧，随着配重铁逐渐被调回到初始位置，重心位置也逐渐趋于 0，即回到重心原点。

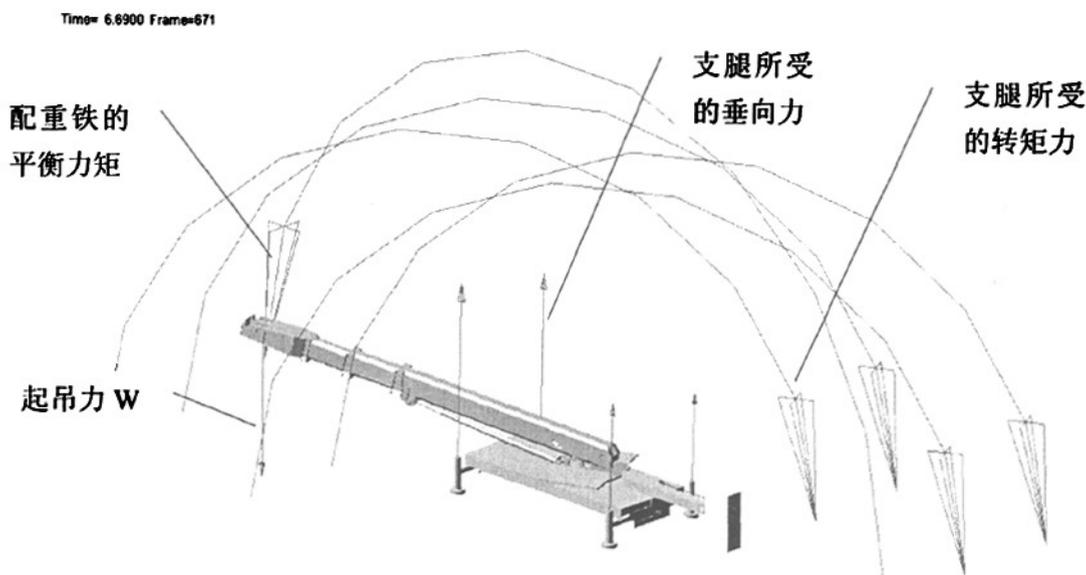


图 4.15 仿真过程抓图  
Fig4.15 The simulation photo

## 本章小结

本章是本文内容的核心部分，详细的介绍了起重机动力学联合仿真的步骤，首先建立了仿真的动力学模型，然后进行了系统变量的参数化设置，建立联合仿真的控制模型，最后进行仿真分析，提取结果曲线。

## 第五章 基于刚柔耦合的铁路起重机伸缩臂仿真

本章讲述了基于机械系统动力学仿真分析软件——ADAMS 的刚柔耦合技术及柔性臂的有限元建模方法,对刚柔耦合模型进行仿真分析,提取伸缩臂的动应力和模态结果,同时对伸缩臂进行静强度计算,提取相同关注点的 Von mises 应力,并将动、静两种应力结果进行对比。

### 5.1 刚柔耦合技术

作为机械系统动力学仿真分析软件——ADAMS 分析对象主要是多刚体,而刚体受到力的作用时不会产生变形,这对许多系统动力学分析是不够的;对于包含有大位移运动的系统动力学分析,如大型起重机作变幅运动时,一般有限元软件无能为力,而 ADAMS 采用刚柔耦合的动力学分析方法处理大位移运动、弹性变形、以及两者间的耦合,可以真实的模拟机构动作时的动态行为。起重机吊臂作大范围刚性转动并伴随小变形弹性运动,属于刚柔耦合的多体动力学问题,在以往的求解起重机吊臂振动的固有频率时,大都基于结构动力学理论而对吊臂的刚柔耦合运动考虑较少。当起重机吊臂长度较小时,采用结构动力学方法可以对吊臂振动的固有频率作近似计算,但如果吊臂较长,通过该方法得到的固有频率就不十分准确,而柔性多体系统动力学正是解决刚柔耦合运动相关的理论。

#### 5.1.1 柔性体建模方法

在 ADAMS 中建立柔性体有三种方法:柔性梁连接法、自动柔性化法和引入模态中性文件法。

##### (1) 柔性梁连接法

该方法就是将一根刚性杆离散为  $N$  段刚性微杆,其间由  $N-1$  个弹性梁单元联接,形成一个柔性杆模型。微杆的数目越多越能模拟实际变形。这种方法操作简便且建模速度较快,但并不是小刚性构件的变形,而是弹性梁单元变形。柔性梁连接方法的刚弹模型虽然计入了弹性与结构阻尼影响,但忽略了惯性力的影响,因此精度比较低而且无法直接求出弹性位移,使用上有较大的局限性。

##### (2) 自动柔性化法

利用 ADAMS/AutoFlex 模块。在 ADAMS/AutoFlex 中使用柔性部件必须首先安装 ADAMS/AutoFlex 模块,利用该模块可以考虑物体的弹性,在模型中引入柔性体,从而能够提高仿真的精度。ADAMS 柔性模块是采用模态来表示物体弹性的,它基于物体的弹性变形是相对于连接物体坐标系的弹性小变形,同时物体坐标系又是经历整体移动和

转动这个假设建立的。其基本思想是赋予柔性体一个模态集，采用模态展开法，用模态向量和模态坐标的线性组合来表示弹性位移，通过计算每一时刻物体弹性位移来描述其变形运动。不过由 ADAMS/AutoFlex 创建的柔性体几何外形一般都比较简单。

### (3) 引入中性文件法

计算模态中性文件的有限元软件很多，如 ANSYS、NASTRAN、I-DEAS 和 ABAQUS 等。利用有限元分析软件将构件离散成细小的网格，进行模态计算，并将计算结果保存为模态中性文件（Modal Neutral File 文件）。在 ADAMS 中导入模态中性文件以后，ADAMS/Flex 会将柔性体放在整体惯性坐标系的原点上，并且与模型中其他零件没有任何关系。因此，要移动柔性体使其正确定位。此外，由于理论等条件限制，ADAMS 不能直接在柔性体和刚性体间创建约束副，需要在二者之间创建一种虚构构件来建立柔性体与刚体之间的连接关系。创建虚构构件时，只要在构件编辑对话框中，将其质量和惯性矩等质量信息设置为零即可。

刚柔耦合的方式有很多种，根据动能定义和多体运动学知识，得到如下动能表达式：

$$T = \frac{1}{2} \dot{\xi}'^T M(\xi) \dot{\xi}' \quad (5.1)$$

其中，质量阵写成 9 个 (3×3) 矩阵形式

$$M(\xi) = \begin{bmatrix} M_{tt} & M_{tr} & M_{tm} \\ M_{tr}^T & M_{rr} & M_{rm} \\ M_{tm}^T & M_{rm}^T & M_{mm} \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

式中  $t$ ,  $r$ ,  $m$  分别为位移、转动和模态自由度。

根据质量阵的定义形式，有如下四种刚柔惯性耦合方式：①刚性耦合，即将模态质量设为零，柔性体象刚体一样参与多体系统运动；②静态耦合，即柔性体变形与其他刚体运动不相互耦合，也就是说，柔性体惯性属性不受其变形的影响；③部分动态耦合，即不考虑柔性体惯性张量的二次修正项以节省计算机时；④全动态耦合，考虑全部惯性耦合以获得精确解，但计算机时很大。

在 ADAMS/2005 中，通过 Build/Flexible Bodies 工具，可以直接用柔性体替换刚性体，并且替换后刚性体上的运动幅、载荷会自动转移到柔性体上，Marker 点也会转移到柔性体上与 Marker 点最近的节点上。该方法另一好处就是无需通过虚构构件连接刚性体和柔性体，但需要注意的是柔性体的几何模型与被替换构件的几何模型最好一致。

本文生成 MNF 文件的方法与引入中性文件法基本相同，但稍有差异。本文的方法是综合应用 I-DEAS、Hypermesh、ADAMS 三款软件生成 MNF 文件并进行刚柔耦合仿真。具体方法如下：

(1) 将在 I-DEAS 建立好的起重机伸缩臂模型导出，生成 iges 文件。

(2) 打开 Hypermesh 软件，将上一步生成的 iges 文件导入到软件中，然后对模型进行几何清理和适当简化，再将三节伸缩臂分成三个组，最后划分有限元网格，定义材料常数。

(3) 将划分好的有限元网格文件导出，此时需要将 Hypermesh 主菜单中的 Preference/User Profiles/Application 的选项改换到 NASTRAN（默认的选项是 Hypermesh），因为 I-DEAS 中有一个 NASTRAN 的有限元模型导入接口，只有改换到这个选项下才能将 Hypermesh 生成的文件导入到 I-DEAS 中。有限元网格在 I-DEAS 中也可以划分，但是为了使网格的质量更好，仿真的结果更加接近真实的工况，本文选择专业的网格划分软件——Hypermesh 中划分网格。

(4) 导入有限元文件。执行命令 File/Import，在 Import Selections 窗口中选择 NASTRAN Bulk Data 选项，将会有“建立新的有限元模型文件”的提示，点击确定，弹出 NASTRAN Bulk Dataloader Setup 窗口，选择要导入的文件<sup>[22-25]</sup>。

### 5.1.2 刚柔耦合模型的建立

5.1.1 节第（2）步中，将 iges 文件导入 Hypermesh 后，生成的伸缩臂几何模型如图 5.1 所示。

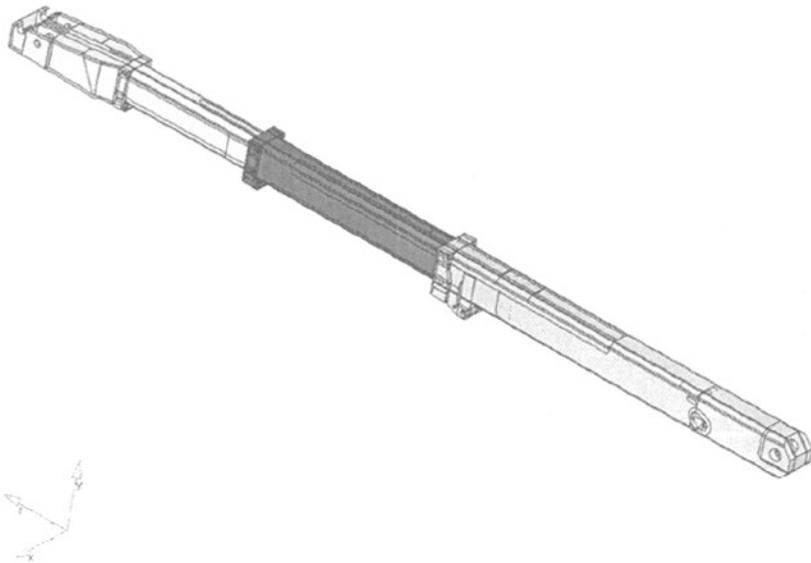


图 5.1 伸缩臂几何模型

Fig5.1 The arm geometrical model

对三节伸缩臂分别进行有限元网格划分,采用板壳单元,单元边长约为50mm,网格数量分别为第一节24769,第二节16693,第三节26194,节点数量分别为第一节24183,第二节16430,第三节25491。材料参数为:密度 $\rho=7800$ ( $\text{kg/m}^3$ );弹性模量 $E=2.1 \times 10^{11}$ ( $\text{N/m}^2$ );泊松比 $\mu=0.29$ 。经软件计算,伸缩臂的质量分别为,第一节9.179t,第二节5.236t,第三节6.629t,三节伸缩臂共21.044t,取整为21t,伸缩臂的有限元网格模型如图5.2-5.4所示<sup>[26-30]</sup>。

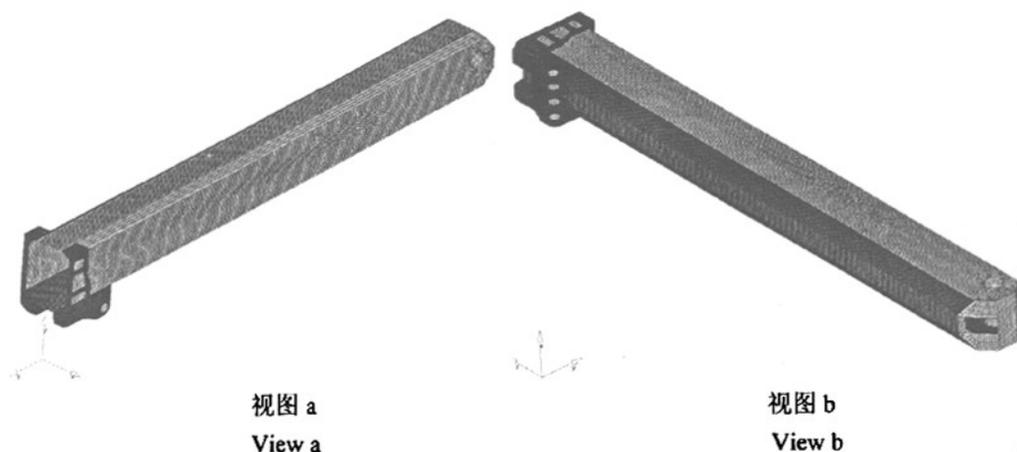


图 5.2 第一节伸缩臂有限元模型  
Fig5.2 The first arm element model

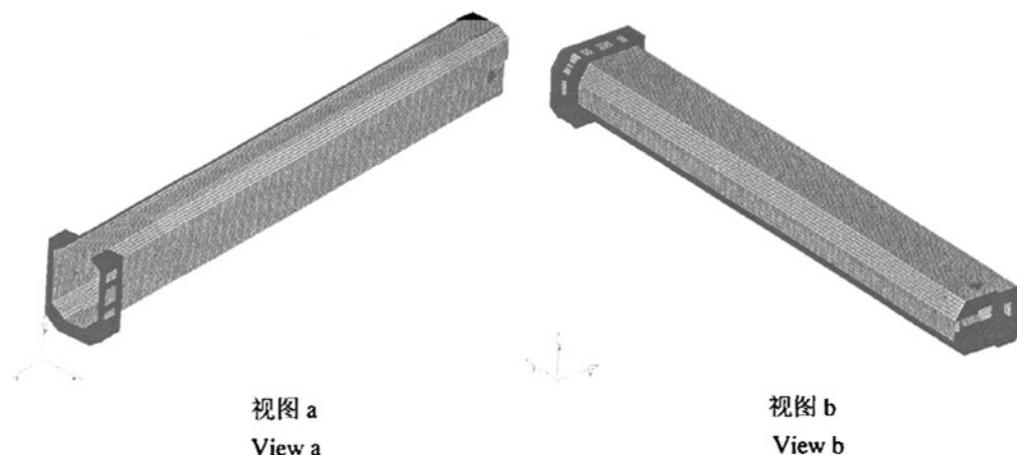


图 5.3 第二节伸缩臂有限元模型  
Fig5.3 The second arm element model

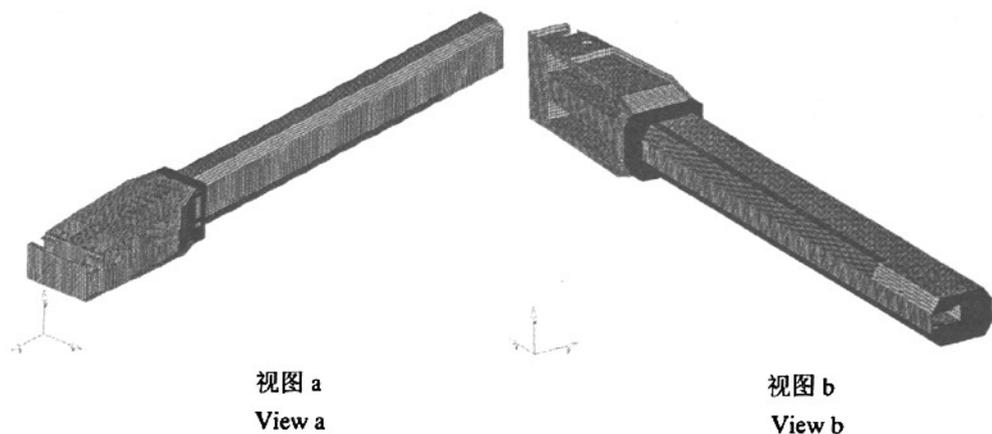


图 5.4 第三节伸缩臂有限元模型  
Fig5.3 The third arm element model

将第三节伸缩臂的有限元模型文件分别导入到 I-DEAS 中，添加约束，计算伸缩臂的模态，将结果生成 MNF 文件，导入到 ADAMS/View 的铁路起重机模型中，整理后的刚柔耦合模型如图 5.5 所示。

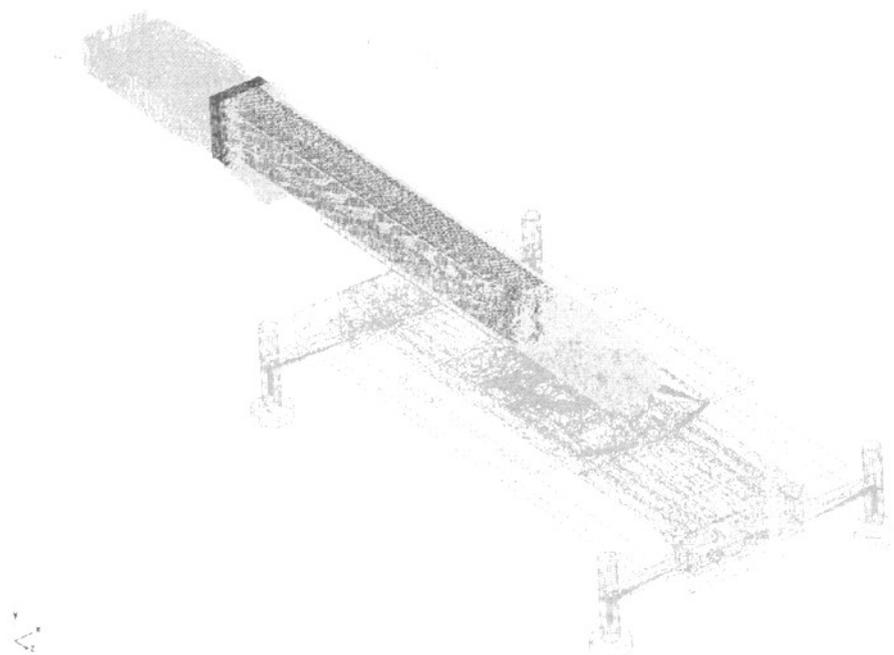


图 5.5 起重机刚柔耦合模型  
Fig5.5 The crane rigid-flexible couple model

双击柔性伸缩臂，会弹出 Flexible Body Modify 对话框，从中可以得到柔性伸缩臂的固有频率，如表 5.1 所示。

表 5.1 柔性伸缩臂的固有频率 (HZ)  
Table5.1 The natural frequencies of the crane arms (HZ)

阶数	第一节伸缩臂频率	第二节伸缩臂频率	第三节伸缩臂频率
1	28.00	27.34	29.17
2	33.72	35.08	31.39
3	35.84	40.07	40.10
4	38.78	41.02	41.05
5	43.20	58.64	41.59
6	47.62	60.92	42.44
7	56.44	67.69	45.12
8	58.01	70.22	54.76
9	59.04	76.55	55.54
10	68.01	82.06	78.05

## 5.2 动态仿真

### 5.2.1 仿真参数的修改

刚柔耦合模型中伸缩臂的总质量为 21t，对模型的整体参数设置将有很大的影响。

(1) 下车的质量改为 129t，保证了整车模型的质量不变，仍为 180t。

(2) 由于刚体模型没有考虑伸缩臂的质量，所以刚体伸缩臂不会对车体的质心产生力矩作用；而刚柔耦合模型则必须考虑伸缩臂对车体质心的力矩作用，为了使车体重心在静平衡状态时仍与质心重合，需要添加转矩力抵消伸缩臂在初始状态下的力矩作用。

(3) 为了使刚柔耦合模型能够按照本文工况的要求仿真，需要修改驱动力  $df_1$ 、 $df_2$ 、 $df_3$  的数值。

### 5.2.2 刚柔耦合动力学联合仿真

按照第四章的方法建立起重机刚柔耦合联合仿真模型，在 Simulink 环境下进行仿真，计算结果曲线如下：

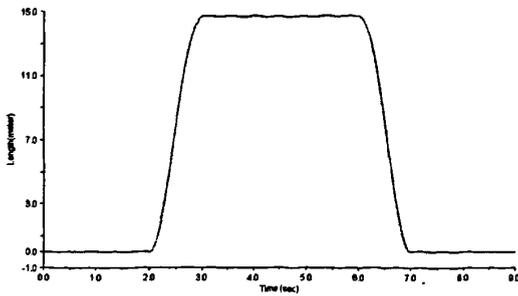


图 5.6 起重机伸缩臂抬升幅度曲线  
Fig5.6 The crane arms lift amplitude curve

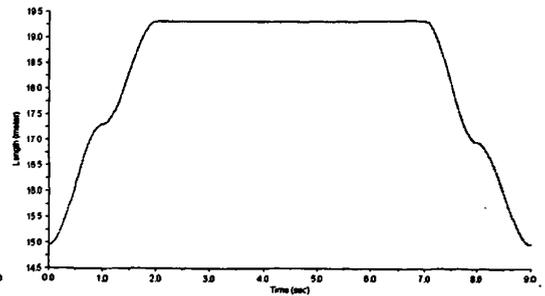


图 5.7 伸缩臂位移曲线  
Fig5.7 The crane arms displacement curve

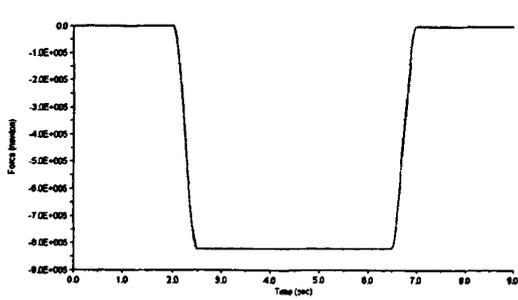


图 5.8 起重机起吊重物曲线  
Fig5.8 The crane lifting heavy curve

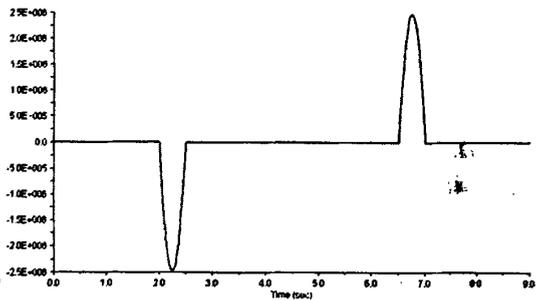


图 5.9 吊钩受力的导数曲线  
Fig5.9 The lifting hook stress derivative curve

从图 5.6~5.9 中可以看出，刚柔耦合模型的参数设置与刚体模型完全一致，这样就忽略了其他客观条件对结果的影响，只需考虑柔性伸缩臂对计算结果的影响。

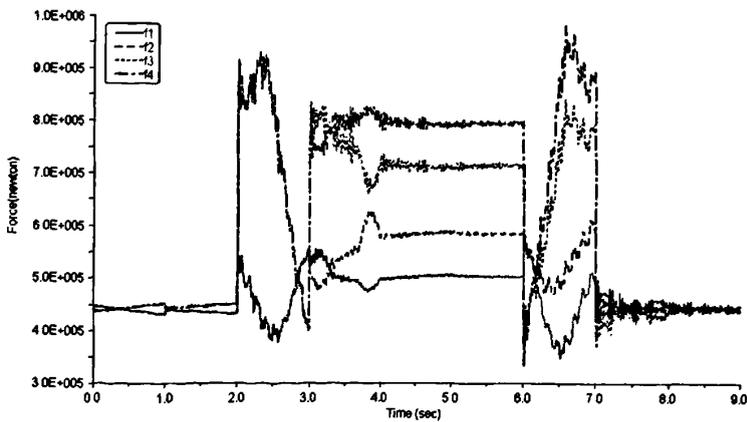


图 5.10 支腿垂向受力曲线  
Fig5.10 The legs vertical stress curve

由于考虑了柔性伸缩臂的质量，所以伸缩臂在仿真过程中总会起重机的重心产生力矩作用；另外，伸缩臂除了在 4.0~6.0s 处于静止状态之外，其他时间都在运动，因此伸缩臂的惯性也对计算结果有一定的影响。从图 5.10 可以看出：

(1) 在 0.0~2.0s 内，由于第二节和第三节伸缩臂的伸出动作在 0.0 和 1.0s 两个点上启动，所以支腿的受力有波动。

(2) 在 2.0~3.0s 内，起重机的加载动作在 2.0~2.5s 内完成，同时，伸缩臂的抬起动作需要在 2.0~3.0s 的时间段完成，所以从上图可以看到，4 个支腿在 2.0s 时受力急剧增加，在 2.5s 时加载动作完毕，支腿 3、4 的受力为最高点，支腿 1、2 为最低点；2.0s 之后，伴随着配重铁的移动和伸缩臂的抬起动作，支腿的受力有平衡的趋势，这种趋势在加载动作结束（即 2.5s）之后尤其明显，大概在 2.8s 的点上，支腿的受力达到了一个新的平衡点（即起重机重心回到原点），之后由于配重铁停止移动，伸缩臂继续做抬起动作，支腿 1、2 的受力开始超过 3、4。

(3) 在 3.0~4.0s 内，起重机开始转台的转动动作，转动幅度为  $30^\circ$ ，偏向支腿 4 一侧。由于惯性作用，支腿 3、4 的受力出现较大波动；在转台转动的过程中，支腿的受力大小趋于稳定，可以看出支腿 4 的受力逐渐趋于最大，然后是 3、2、1。

(4) 在 4.0~6.0s 内，配重铁继续移动调整机体重心，但调整的动作幅度不大，因此支腿的受力基本没有大幅度的变化。

(5) 在 6.0~7.0s 内，起重机完成卸载动作。6.0s 时由于惯性力作用，支腿瞬间受力波动较大，并且大概在 6.2s 时达到平衡点；由于伸缩臂继续做卸载动作，相对于机体重心产生的力矩逐渐加大，支腿受力再次出现变化，并且在 6.5s 达到峰值；6.5~7.0s，重物开始卸载，吊钩处的受力逐渐减小到 0，支腿 3、4 受力逐渐减小，相应的支腿 1、2 受力逐渐增大。

(6) 在 7.0~8.0s 内，起重机转台做转回动作，第二节伸缩臂做收回动作。支腿受力在 7.0 秒时再次出现较大变化，并且在初始值  $4.41 \times 10^5 \text{N}$  附近波动。

(7) 8.0s 以后，第三节伸缩臂做收回动作，配重铁被调回初始位置，支腿受力趋于平衡。

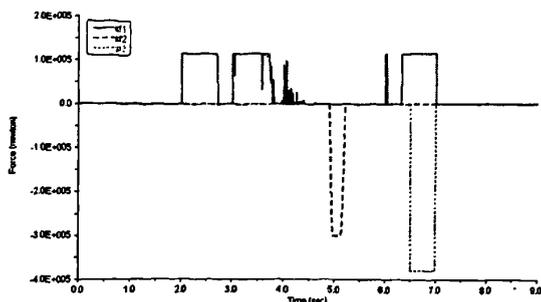


图 5.11 配重铁驱动力变化曲线

Fig5.11 The iron weight driving force curve

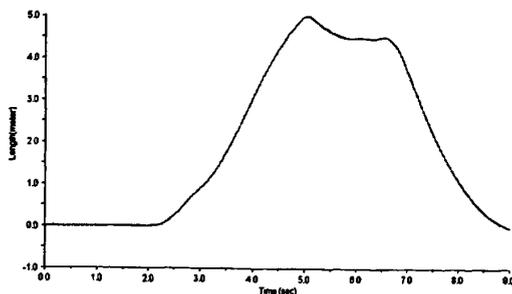


图 5.12 配重铁位移曲线

Fig5.12 The iron weight displacement curve

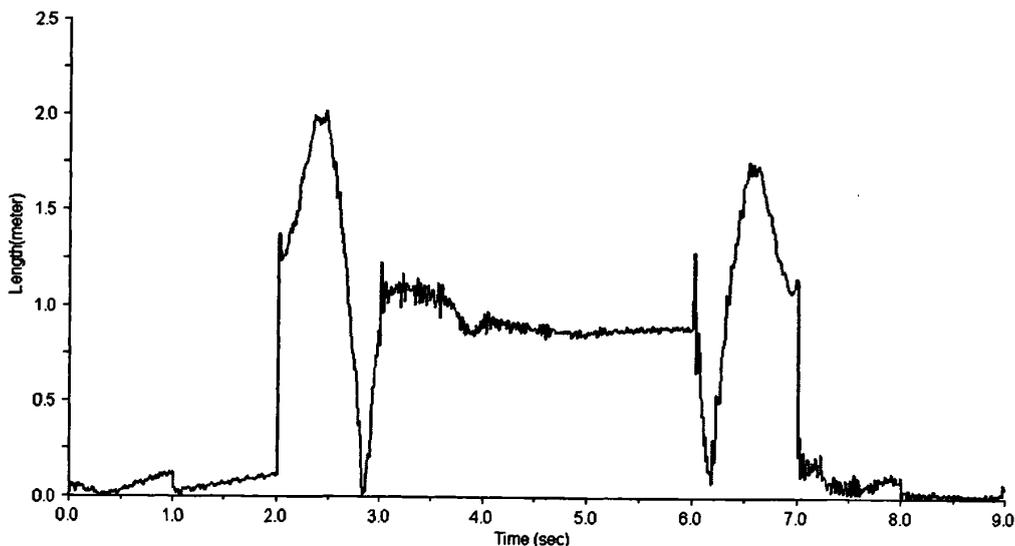


图 5.13 起重机重心位置变化曲线

Fig5.13 The body center of gravity vary curves

分析图 5.11~5.13, 可以看出:

(1) 在 2.0s 时间点上, 由于支腿受力发生波动, 起重机重心随之发生较大变化, 当重心超出安全范围 1.0m 时,  $sf_1$  开始驱动配重铁调整重心, 配重铁开始移动。

(2) 在 2.0~5.0s 的时间段内, 起重机的重心反复发生变化,  $sf_1$  也随之做出相应的调整, 但由于惯性作用, 配重铁继续移动, 并且逼近最大伸出量——5m。

(3) 当配重铁的伸出量即将达到 5m 时,  $sf_2$  开始作用, 并将配重铁拉回, 在摩擦力的作用下, 大概停止在 4.45m 处。

(4) 当起重机做卸载动作时,  $sf_3$  驱动, 将配重铁调回, 在 9.0s 时回到初始位置。

Time= 29400 Frame=297

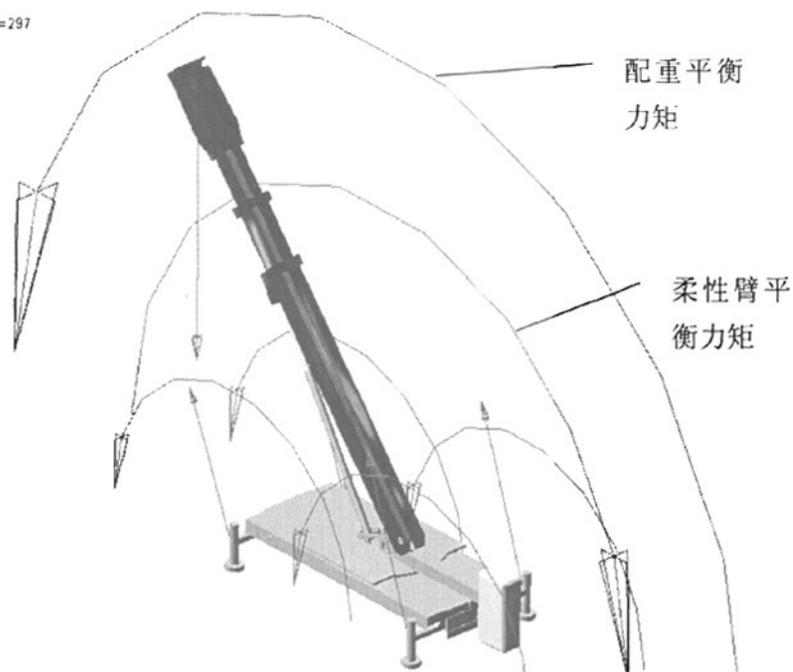


图 5.14 仿真过程抓图 a  
Fig5.14 The simulation photo a

Time= 29500 Frame=297

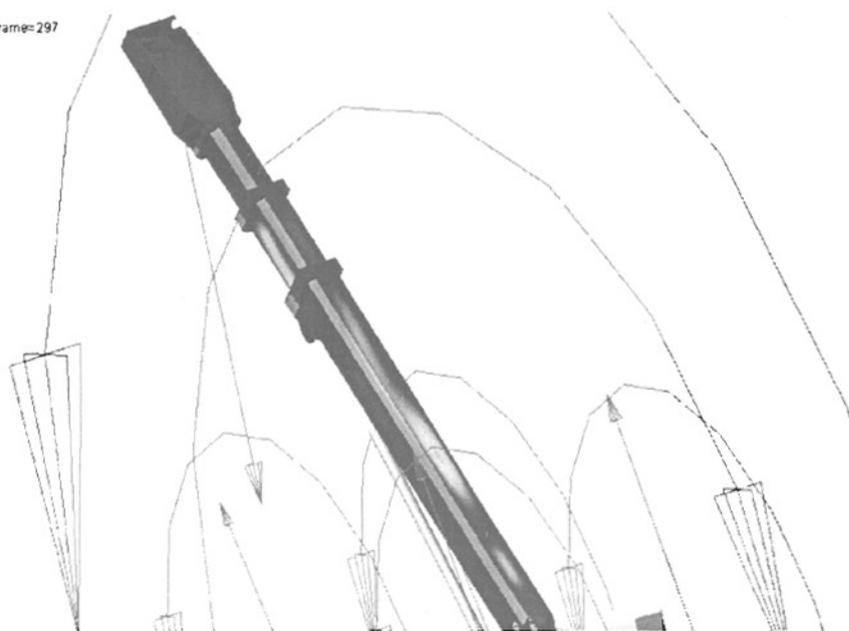


图 5.15 仿真过程抓图 b  
Fig5.15 The simulation photo b

## 5.2.3 计算结果对比及分析

通过对比刚体模型和刚柔耦合模型的结果曲线，分析如下：

(1) 柔性伸缩臂对车体质心的力矩作用主要体现在支腿的垂向受力上。除了 4~6s 时间段之外，伸缩臂一直在运动，即伸缩臂对车体质心的力矩作用时刻都在发生变化，这种变化在加载、卸载和转台转动时波动较大，图 5.16 为支腿 4 在两个仿真模型中的垂向受力对比情况（图中加 ele 后缀为刚柔耦合模型曲线，下同）。

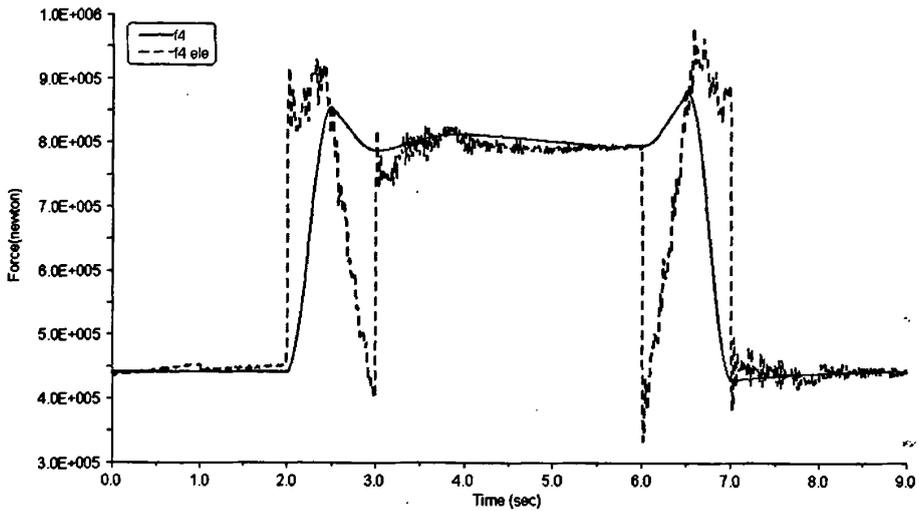


图 5.16 支腿 4 受力曲线对比

Fig5.16 The leg 4 stress curves comparison

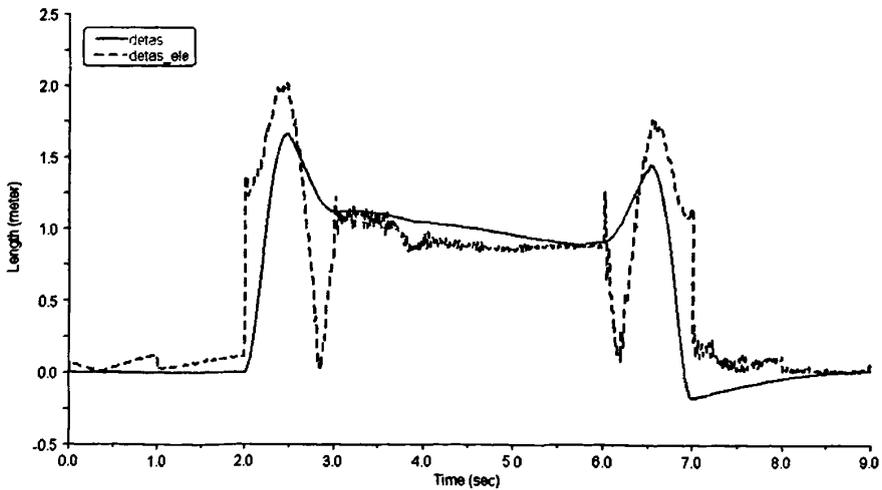


图 5.17 车体重心变化曲线对比

Fig5.17 The body center of gravity curves comparison

(2) 从图 5.17 中可以看出, 虽然刚柔耦合模型的车体重心仿真曲线在支腿的受力变化影响下波动较大, 但与刚体模型的重心仿真曲线趋势基本一致。

(3) 由于车体重心位置仿真时在刚柔耦合模型中波动较大, 配重铁的三个驱动力(尤其是  $sf_1$ ) 均受到影响, 以  $sf_1$  为例, 如图 5.18。

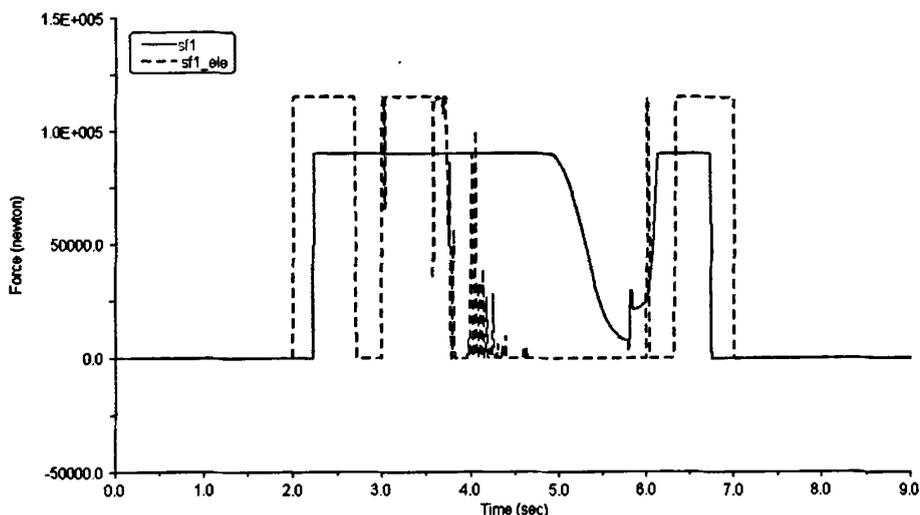


图 5.18 驱动力  $sf_1$  结果曲线对比

Fig5.18 The results of driving force  $sf_1$  comparison

#### 5.2.4 提取动应力

提出对刚柔耦合模型进行仿真的技术路线的目的是: (1) 仿真计算时, 部分 Parts 由于受力较大会发生变形, 而且对仿真结果的影响不能忽略, 这点从本文的仿真结果中可以分析出来; (2) 提取柔性部件的动应力, 与静强度分析结果相对照, 对比关注位置点的 Von Mises 应力, 更加真实的体现在实际工况下, 关心部件的受力情况; (3) 提取柔性部件的最大主应力, 可以对柔性部件进行疲劳评估, 同时也可以对静强度疲劳计算结果做对比。

本文对每节柔性伸缩臂分别提取三个点的 Von Mises 应力动应力, 取点位置及节点号如表 5.2 所示, 其动应力曲线如图 5.19~5.21 所示:

表 5.2 伸缩臂节点号

Table 5.2 The node number of crane arm

伸缩臂 \ 节点位置	靠近转台处	中间处	靠近吊钩处
第一节	24797	23487	22749
第二节	41412	40698	41198
第三节	66578	67633	67117

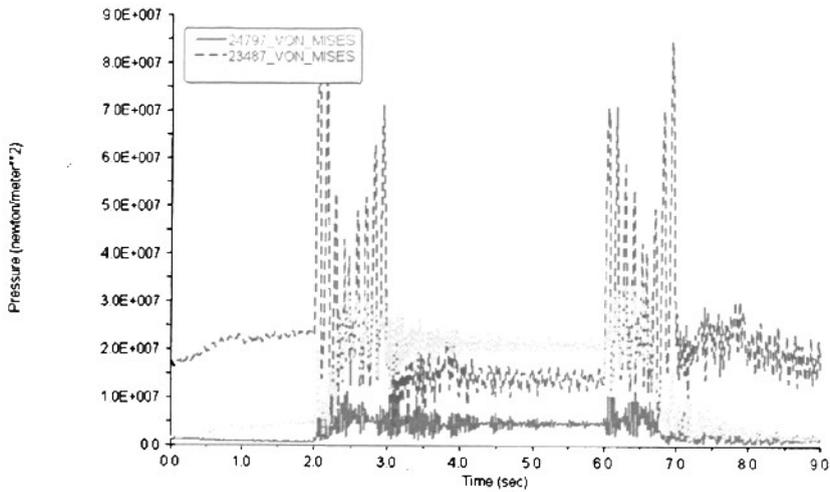


图 5.19 第一节伸缩臂 Von Mises 应力

Fig5.19 The first crane arm von mises stress

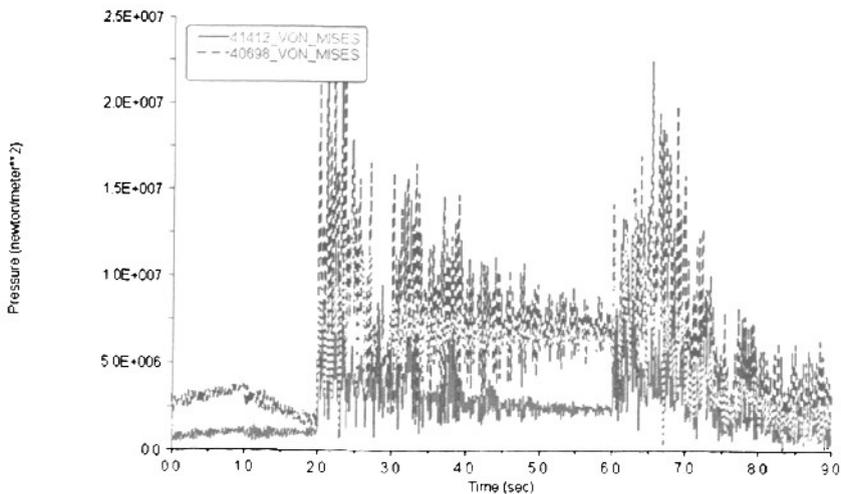


图 5.20 第二节伸缩臂 Von Mises 应力

Fig5.20 The second crane arm von mises stress

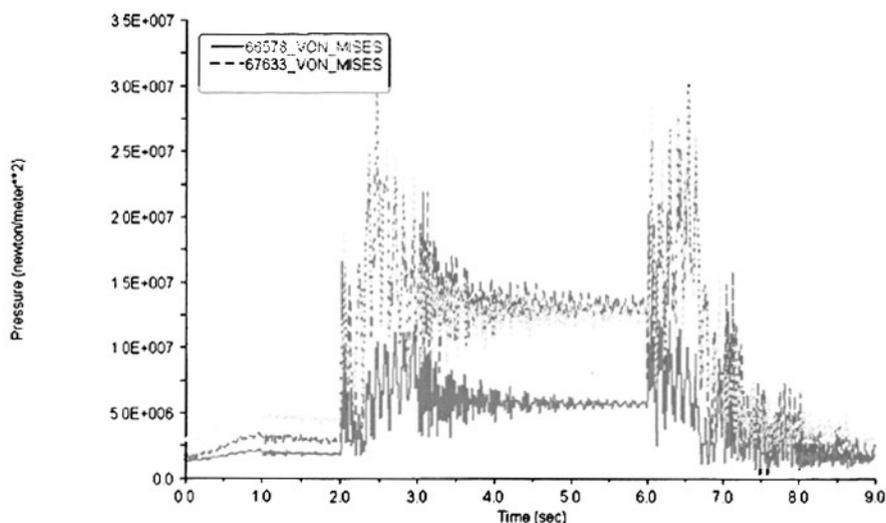


图 5.21 第三节伸缩臂 Von Mises 应力  
Fig5.21 The third crane arm von mises stress

根据图 5.19~5.21 可以看出，铁路起重机伸缩臂在 4.0~6.0s 的时间段里动应力相对稳定，为使对比结果不受其他条件影响，伸缩臂的静强度计算以 4.0~6.0s 时间段内的边界条件为标准。这段时间内伸缩臂的动作为：(1)伸缩臂全伸 19.3m，吊钩抬起幅度 14.7m，即伸缩臂与其在水平位置时的夹角为  $49.6^\circ$ ；(2)吊钩处受垂直向下 84t 的重物拉力。

将铁路起重机伸缩臂有限元模型导入 I-DEAS 软件中，按照上述情况添加边界条件求解集，如图 5.22 所示。具体添加方法如下：

- (1) 伸缩臂之间连接的滑块在全伸静止状态下用刚性单元代替。
- (2) 约束位置：①第一节伸缩臂与转台连接轴处；②第一节伸缩臂与伸缩臂油缸转轴处。约束形式为 X、Y、Z 三个方向的位移约束。
- (3) 载荷施加在第三节伸缩臂顶部吊钩处，大小为 84t，方向垂直向下。
- (4) 由于伸缩臂有限元模型自重 21t，不能忽略，所以模型还需添加重力加速度  $g$ ，大小为  $9.8\text{mm/s}^2$ ，方向垂直向下。

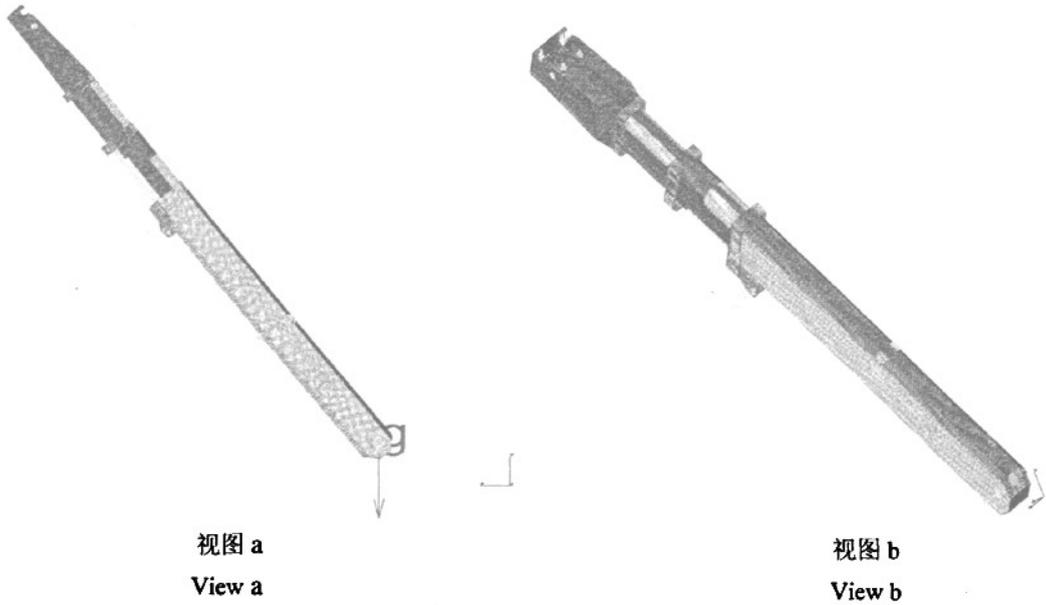


图 5.22 I-DEAS 软件中伸缩臂有限元模型  
Fig5.22 FE model in I-DEAS

铁路起重机伸缩臂静强度计算结果如下：

伸缩臂最大垂向位移为 42.3mm，发生在第三节伸缩臂吊钩处，如图 5.23 所示。

伸缩臂最大 Von Mises 应力发生在连接第一节和第二节伸缩臂滑块处，大小为 271MPa，如图 5.24 所示。

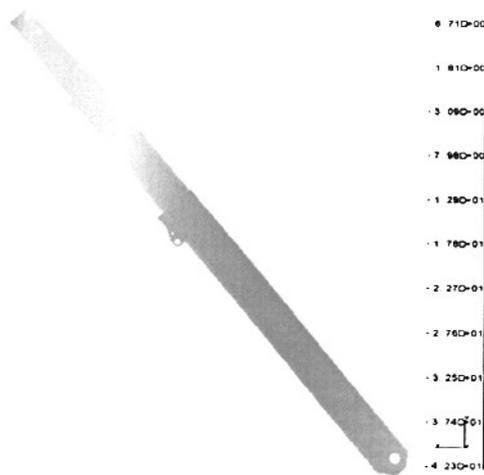
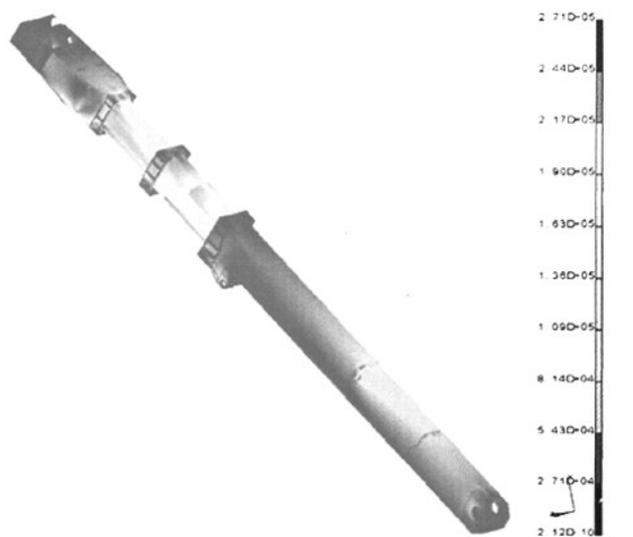
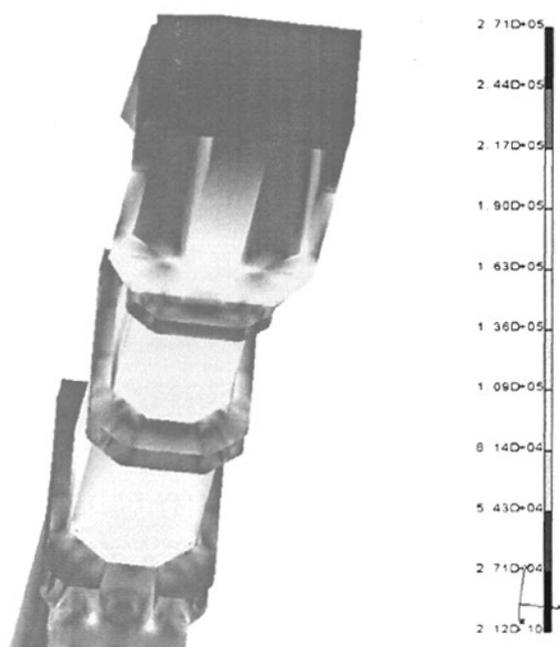


图 5.23 伸缩臂垂向位移  
Fig5.23 The arms' vertical displacement



视图 a  
View a



视图 b  
View b

图 5.24 伸缩臂 Von Mises 应力云图  
Fig5.24 The arms Von Mises stress

按表 5.2 列出的节点号提取相应节点的 Von Mises 应力值，并将其与柔性伸缩臂动应力的平均值对比，如表 5.3 所示。

表 5.3 各节点 Von Mises 应力对比 单位: MPa  
Table 5.3 The nodes' Von Mises stress comparison Unit: MPa

第一节伸缩臂	节点号	24797	23487	22749
	静强度应力值	10.5	59.9	91.4
	动应力平均值	4.62	14.3	21.1
第二节伸缩臂	节点号	41412	40698	41198
	静强度应力值	59.4	88.3	82.3
	动应力平均值	2.38	7.11	6.34
第三节伸缩臂	节点号	66578	67633	67117
	静强度应力值	61.2	110.0	82.3
	动应力平均值	5.35	13.3	12.8

从表 5.3 中可以看出，静强度计算结果和动应力结果有一定差距，这是因为：

(1) 在刚柔耦合模型中的柔性臂没有添加滑块部分；

(2) 静强度计算的模型用刚性单元代替滑块部分，因此静强度计算结果中最大应力点发生在刚性单元附近；

(3) 刚柔耦合模型中影响动应力的因素较多，例如惯性力的影响，因此在一定程度上也会影响最后的动应力结果。

不过，从表中可以看出两种结果的应力变化趋势基本相同。第一节伸缩臂应力值变化趋势为从底部至顶部逐渐增大；第二节伸缩臂应力值变化趋势为底部较小，中部和顶部相对较大；第三节伸缩臂应力值变化趋势为底部最小，中部最大，顶部稍小。

## 本章小结

本章在第四章的基础上，提出了基于柔性伸缩臂的刚柔耦合起重机模型的联合仿真方法，阐述了刚柔耦合技术的可行性，并通过对比结果，分析了刚体模型与刚柔耦合模型的差异，提取出伸缩臂的动应力并与相应的静强度分析结果做出对比。

## 结 论

### (1) 本文的主要研究成果及结论

①提出了基于虚拟样机技术的铁路起重机主动控制仿真技术路线,以 ADAMS/View 及 Matlab/Simulink 为动力学分析平台对起重机模型进行动力学联合仿真。

②以现有的 NS1601 型 160 吨伸缩臂式铁路起重机的结构和工作参数为基础,建立可以实现主动控制的仿真模型,实现了铁路起重机配重系统的自动伸缩配重功能,得到了整机重心、配重铁驱动力及支腿支撑力等受力曲线,为铁路起重机的结构设计提供参考依据。

③提出了刚柔耦合建模的技术路线和方法,建立了基于柔性伸缩臂的刚柔耦合起重机模型并进行仿真,得到了伸缩臂各点在工作过程中的动应力和模态结果。

④提取柔性体的动应力曲线,通过与静强度分析结果进行对比,分析了结果差异的原因,得出了两种结果应力分布趋势相同的结论。

### (2) 展望

①进一步完善起重机主动控制模型,实现模型在 ADAMS/View 模块下的整体参数化,这样就能在 MATLAB/Simulink 模块中实现整体模型的主动控制。

②本文只对起重机的典型工况进行了仿真分析,在 MATLAB 中可以对参数化模型做进一步编程,实现模型的多工况控制仿真。

③完善静强度和柔性体计算模型,使两种模型的应力值更加接近实验真实应力值。

④提取柔性伸缩臂关注点的动态最大主应力,计算伸缩臂的疲劳强度。

## 参 考 文 献

- [1] 黄雍. 我国铁路起重机的发展历程和方向. 中国铁路, 2002
- [2] 张德文, 谢琛, 陈丽昕. 轨道式集装箱门式起重机的技术分析. 港口装卸. 2005, 5: 43-47
- [3] 范思圣. 提高铁路起重机顺轨方向的起重性能. 起重运输机械. 2001, 4
- [4] 严隽耋. 车辆工程. 中国铁道出版社. 1991
- [5] 李瑞涛, 方湄, 张文明. 虚拟样机技术的概念及应用. 机电一体化. 2000, 5: 17-19
- [6] 张洪武, 关振群, 李云鹏等. 有限元分析与 CAE 技术基础. 清华大学出版社, 2004: 1-9
- [7] Hunges T.J.R. The Finite Element Method. Prentice-Hall Englewood Cliffs, 1987
- [8] 李军, 邢俊文, 覃文洁等. ADAMS 实例教程. 北京理工大学出版社, 2002
- [9] 孙秀军, 王效岳, 杨燕. 联合仿真技术及 ADAMS/Controls. 机械工程与自动化. 2007, 1: 62-67
- [10] 欧阳黎明. MATLAB 控制系统设计. 国防工业出版社, 2001: 1-48, 129-241
- [11] 黄永安, 马路. MATLAB7.0/Simulink6.0 建模仿真开发与高级工程应用. 清华大学出版社, 2005
- [12] 王正林, 王胜开, 陈国顺. MATLAB/Simulink 与控制系统仿真. 电子工业出版社, 2005
- [13] 范成建, 熊光明, 周明飞. 虚拟样机软件 MSC.ADAMS 应用与提高. 机械工业出版社, 2006: 1-74, 214-252
- [14] 王克琦, 温效朔. 基于 ADAMS 与 MATLAB 的合作机器人的联合仿真. 机电产品开发与创新. 2005, 18(6): 35-37
- [15] 刘刚. 基于 ADAMS 的车辆主动悬架控制策略与仿真研究: (硕士学位论文). 东北大学, 2005
- [16] 赫雄. ADAMS 动力学仿真算法及参数设置分析. 传动技术. 2005, 19(3): 27-30
- [17] 郑夕健, 张璇, 费焯. 基于 ADAMS 的汽车起重机变幅机构优化设计. 机械与电子. 2008, 7: 3-5
- [18] Delores M.Etter, David C.Kuncicky, Holly Moore. Matlab7 及工程问题解决方案. 邱李华译. 机械工业出版社, 2006
- [19] G.Ellis. Control System Design Guide 2nd Ed. Academic Press, 2000
- [20] Robert HB. Modern Control System Analysis and Design using Matlab. Addison-Wesley Publishing Company, 1993
- [21] 李华强. ABS 虚拟仿真与汽车制动性能分析: (硕士学位论文). 东北大学, 2005
- [22] 朴明伟, 丁彦闯, 李繁等. 大型刚柔耦合车辆动力学系统仿真研究. 计算机集成制造系统. 2008, 14(5): 875-881
- [23] 杜汉平. 基于刚柔耦合履带起重机虚拟样机技术研究: (硕士学位论文). 大连理工大学, 2006
- [24] 马思群, 李献杰, 孙彦彬. 门座起重机变幅机构刚柔耦合仿真研究. 建筑机械化, 2007: 39-41
- [25] 谢素明, 岳凌汉, 高阳. 基于刚柔混合模型的 300T 铁水车动力学仿真. 计算机仿真. 2007, 24(1): 270-273

- [26] 肖建军, 章程, 刘淑香. 门式起重机柔性体的建模方法研究. 中国重型装备. 2008, 1: 9-12
- [27] 郑明军, 陈潇凯. 基于虚拟样机技术的空气悬架动力学仿真及其提升臂支架有限元分析. 机械设计与制造. 2007, 9: 101-103
- [28] 王爽. 液压挖掘机整机建模和节能技术的研究及应用: (硕士学位论文). 合肥工业大学, 2004
- [29] 徐彦, 刘杰, 孙光复等. 刚柔耦合运动对起重机吊臂振动固有频率的影响. 机械工程学报. 2006, 42(8): 142-145
- [30] 石珍强, 徐培民. ADAMS 刚柔耦合多体系统动力学建模. 安徽工业大学学报. 2007, 24(1): 43-45

## 攻读硕士学位期间发表的学术论文

[1]李晓峰, 刘春明, 李娅娜等. 基于虚拟样机技术的可伸缩配重式铁路起重机仿真. 大连交通大学学报. 2008, 29(5): 78-82

## 致 谢

本文是在李晓峰副教授的悉心指导下完成的。在攻读硕士学位的三年时间里，李老师无论在科研学习还是生活上都给我无微不至的关怀和照顾。他严谨的治学态度，一丝不苟的工作作风和平易近人的风范深深的影响着我，督促我不断进步，并将使我受益终身。至此论文完成之际，谨向尊敬的李老师表达最诚挚的谢意和崇高的敬意。

同时还要感谢素明教授和朴明伟教授对我在学习和论文方面的指导，感谢其他各位老师 and 同学在生活和学习上给予我的帮助，在此对他们表示诚挚的谢意。