

硕士学位论文
(工程硕士)

拉臂式垃圾车结构与仿真分析

**STRUCTURE DESIGN AND EMULATIONAL
ANALYSIS OF HOOKLIFT**

曲维波

哈尔滨工业大学

2011 年 6 月

国内图书分类号: U463.33/U461.6
国际图书分类号: 629

学校代码: 10213
密级: 公开

硕士学位论文 (工程硕士)

拉臂式垃圾车结构与仿真分析

硕 士 研 究 生: 曲维波

导 师: 崔胜民 教授

申 请 学 位: 工程硕士

学 科: 车辆工程

所 在 单 位: 烟台大学机电汽车学院

答 辩 日 期: 2011 年 6 月

授予学位单位: 哈尔滨工业大学

ClassifiedIndex: U463.33/U461.6
UDC: 629

UniversityCode:10213
Security:Open

Dissertation for the Master's Degree
(Master of Engineering)

**STRUCTURE DESIGN AND EMULATIONAL
ANALYSIS OF HOOKLIFT**

Candidate:	Qu Wei bo
Supervisor:	Prof. Cui Sheng min
Academic Degree Applied for:	Master of Engineering
Specialty:	Vehicle Engineering
Affiliation:	School of Mechanoelectronic Automobile Engineering
Date of Defence:	June,2011
Degree Conferring Institution:	Harbin Institute of Technology

摘 要

随着我国人口数量的急剧增加和日益壮大的社区，卫生环保部门需要处理的垃圾种类与数量也逐渐增加。因此，使用一种有效的垃圾收集车以提高垃圾清运效率就变得至关重要。如果不采用适当的运输工具，在垃圾的运输过程中会再次出现如泄漏，废气等二次污染，人为地增加垃圾处理的难度。为了给人们创造出优美、舒适的工作、学习和生活环境，就必须对各种生活垃圾进行快速、高效地运输和处理，此时我们就需要一些大型的自动化环卫机械设备来帮忙。

拉臂车是一种车厢可卸式运输车辆，底盘与车厢为可分式结构，这种车辆能利用其他机械的帮助在很短的时间内完成车厢的整体装卸，而且对加装后门机构的集装箱还可以完成集装箱的倾卸作业。广泛应用于环卫、工业、农业、交通运输、邮电等行业，我国以环卫行业应用更广。

本文利用绘图软件AutoCAD绘制完成拉臂式垃圾车的二维工程图。针对海德某型号拉臂式垃圾车完成了拉臂车整车装配图、拉臂装置总成图及关键部件总成设计；对拉臂车工作过程进行了动态仿真分析；并对拉臂进行了有限元分析。通过SolidWorks建立三维实体模型，导入ADAMS对基本的工作状态进行多体动力学仿真，求得各关键铰接点载荷数值；然后以此为载荷条件，在ANSYS Workbench中建立有限元模型，对各个工作过程进行瞬态有限元分析，得出拉臂结构各部分的应力、应变分布情况。然后对应应力值较大的拉臂机构L形折弯处进行修改，让结构更加合理，降低应力效果比较明显。这样利用ADAMS和ANSYS workbench虚拟样机技术，缩短了产品研制周期，提高了产品质量。

关键词：拉臂式垃圾车；结构设计；仿真分析；有限元分析

Abstract

With the dramatic increase in the number of population and the expanding of the living community. The class and quantity of the garbage disposed by Health and Environmental protection department have gradually increased. Therefore, It is of vital important that using an effective garbage collection vehicle to improve the transport efficiency. Without the suitable means of transport, the transport process in the garbage will appear leaks, exhaust and other secondary pollution, artificially increase the difficulty of wasting disposal. In order to give people a graceful, comfortable environment to work, study and live, all garbage must be handled rapidly and efficiently. Considering the condition, some large automated machinery and equipment are needed.

Hooklift vehicle is a detachable compartment transport vehicles, the chassis and trunk are separated, this kind of vehicle not only can complete the car's overall handling in a very short time without the help of other machinery, but also can install backdoors institutions. It is widely used in environmental health, industry, agriculture, transportation, post and telecommunications industries. In China, the vehicle is used more widely in environmental health.

In this paper, the two-dimensional arm-pulling type garbage truck is completed by AutoCAD software. Vehicle design has been completed with arm-pulling vehicle assembly drawing, arm-pulling unit assembly drawings and assembly design of key components. In this paper, the working process of the arm-pulling vehicle is discussed by dynamic simulation; and arm-pulling structure is conducted through the finite element analysis. Three-dimensional solid model is created by SolidWorks, then put into ADAMS for multi-body dynamic simulation, obtaining the key hinge point load value; then make it as the load conditions, creating the finite element model in the ANSYS Workbench. Each work process is conducted by the transient finite element analysis, and the stress and strain distributions of the various parts of the arm-pulling structure are obtained. Then modify the L-shaped bend of the arm-pulling structure due to a larger stress, obtaining a more rational structure, and making the effect of releasing press more obviously. In a word, with the ADAMS and ANSYS workbench virtual prototyping technology, the product development cycles are shorton, and product quality is improved.

Keywords: hooklift, structure design, emulational analysis, finite element analysis

目 录

摘 要	I
Abstract	II
第 1 章 绪 论	1
1.1 课题研究背景和意义	1
1.2 国内外研究现状	3
1.3 本文的主要内容	6
第 2 章 拉臂式垃圾车机械设计	7
2.1 拉臂式垃圾车简介	7
2.2 拉臂式垃圾车的总体结构与设计	8
2.2.1 拉臂式垃圾车的总体结构原理	8
2.2.2 拉臂式垃圾车的总体设计	8
2.2.3 拉臂式垃圾车的总体参数	9
2.3 主要工作部件的结构与设计	9
2.3.1 拉臂装置的结构与原理	9
2.3.2 拉臂装置的工作过程	10
2.3.3 拉臂装置设计图	12
2.4 拉臂装置关键部件设计	13
2.4.1 拉臂设计	13
2.4.2 拉臂的校核	15
2.4.3 固定座设计	19
2.5 其他部件的设计	20
2.5.1 副车架设计	20
2.5.2 联动架设计	21
2.5.3 支撑轮架设计	21
2.6 本章小结	22
第 3 章 拉臂车工作仿真分析	23
3.1 拉臂车工作系统虚拟样机模型的建立	23
3.2 仿真分析	25
3.2.1 装箱过程的仿真模拟结果	26
3.2.2 卸箱过程的仿真模拟结果	28

3.2.3 卸货过程的仿真模拟结果	30
3.3 本章小结	33
第 4 章 拉臂结构有限元分析	34
4.1 拉臂机构几何模型的建立	34
4.2 建立有限元模型	34
4.2.1 单元类型的确定	34
4.2.2 定义材料属性	36
4.2.3 划分网格	37
4.2.4 约束条件的设置	38
4.3 拉臂机构有限元分析	39
4.3.1 装箱过程有限元分析	39
4.3.2 卸箱过程有限元分析	46
4.3.3 卸货过程有限元分析	53
4.4 本章小结	57
结 论	58
参考文献	59
哈尔滨工业大学学位论文原创声明及使用授权说明	62
致 谢	63
个人简历	64

第1章 绪 论

1.1 课题研究背景和意义

拉臂车是一种车厢可卸式运输车辆，底盘与车厢为可分式结构，这种车辆能不利用其他机械的帮助在很短的时间内完成车厢的整体装卸，而且对加装后门机构的集装箱还可以完成集装箱的卸货作业。这种车适合货箱的中转和散装货物的运输与自卸，广泛应用于环卫、工业、农业、交通运输、邮电等行业，我国以环卫行业应用更广，本文研究的就是广泛应用在环卫行业的拉臂式垃圾车。

垃圾的运输处理是市区建设和管理的重要问题，与百姓生活息息相关^[1]。随着我国人口的急剧增加和社区的不断扩大，环卫部门要处理的垃圾从种类到数量都逐渐增多。这样，处理垃圾的工作量将大幅增加，处理垃圾的效率问题就摆在了我们面前。处理垃圾工作包括：垃圾收集、垃圾运输和垃圾处理。垃圾运输环节非常重要，因为垃圾运输的快慢不但直接影响整个垃圾处理工作的效率，如果不采用合适的运输工具，就会在运输垃圾时再次出现二次垃圾如泄漏、废气等，人为增加垃圾处理的难度。现在，国际国内环卫机械工业发展迅猛，出现了各种新型机械产品及技术。尤其是发达国家，环卫行业的人力逐步被机械取代，形成了集清扫、收集、运输、分选、预处理和处理等机械化操作，种类繁多，早已不是效率低下的人力作业，已经初步形成城市垃圾装运机械化，处理垃圾工场化模式，整个环卫行业沿着良性轨道健康稳步地向前发展。垃圾处理系统如图 1-1 所示。

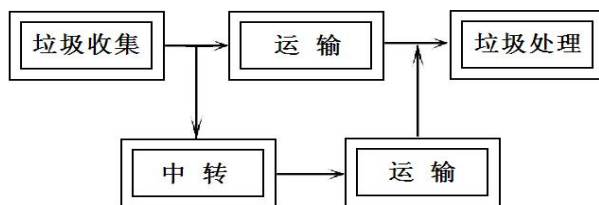


图 1-1 垃圾处理系统简图

目前，我国的特点是居住拥挤、城镇人口密度大、垃圾杂乱多、居民没有分放垃圾的习惯^[2]、垃圾处理点一般在偏远地区，而且鉴于我国机械制造能力的限制，较难生产重型或高档运输车，高质量液压系统的很多配件依赖进口。这就使我国不能象很多发达国家一样采用大吨位、配备高性能压缩装

置的垃圾车规则有序地沿街区收集垃圾。考虑到我们的垃圾存放特点，建立垃圾中转站配用车厢可卸式垃圾车更为科学，因为中转站使用的液压装置成本低，结构很简单，但是它的压缩性能较移动式压缩装置更强，另外装载垃圾的集装箱因为密封性能好，运输中不会发生垃圾的泄漏。

拉臂式垃圾车就是车厢可卸式垃圾车的一种，利用它将城市垃圾从市区运往远离城市的垃圾处理厂。它的装载量较大，采用的是密封运输，消除了运输过程中的泄漏、扬尘及废气污染，成为现代城市垃圾清运的重要专业化工具。目前，拉臂车主要有直臂式、折臂式、滑移式和旋转式等。滑移式和旋转式拉臂车由于拉臂系统结构的改进，使车辆在相同功耗下具有较大的承载量，相对于旋转式拉臂车，滑移式车具有在自卸时整车高度较低的优势。本文研究的对象是海德公司出产的拉臂车，主要用于环卫行业的垃圾运输工作。

拉臂式垃圾运输车的特点：

(1) 拉臂式垃圾运输车配备带有液压拉臂装置的底盘和可卸式集装箱。工作时，液压式拉臂机构把集装箱从地面拖拉到汽车底盘上，也可以把集装箱从底盘卸放到地面。如需卸载时，液压拉臂机构先把集装箱在底盘上举起倾斜，然后把集装箱的垃圾后倾式卸掉。

(2) 车箱可卸式液压装置除了具有拖拉功能-把集装箱拉上车，也可作为卸载机构-把箱内垃圾后倾式卸载。拉臂机构中的液压油缸行程短，结构非常紧凑，所以该种车型造价较低。由于卸载方式是后倾式，不需要导向结构和推料机构，简化了箱体的结构，降低了集装箱的造价。

(3) 车体和集装箱可以很容易地分离。车将空箱放下，再拉上满载箱继续运输。所以每辆车可以配备多个集装箱，工作效率较高。

(4) 车架尾部加装了支撑装置，使拉臂车不仅在硬地上可以平稳作业，而且在路况不好的软地上也可完成作业。

(5) 使用后倾式自卸装置卸载时，要想把箱内垃圾一次卸净，就要保证举升角足够大，至少大于 48° ，这样就避免了多次倾卸，使卸载工作一次完成^[19]。

拉臂车的主要组成部分有底盘与上装两部分，拉臂车的上装主要为拉臂机构。拉臂机构根据配套汽车底盘及车厢的不同分为不同的规格，其载重量从 2t 到 50t 不等，可装载底盘的容积也不相同，有的拉臂机构可以很容易地装卸 40t 的货物。荷兰海沃 (HYVA)^[23] 是国外知名的拉臂车生产商，他们的拉臂机构产品技术精湛，品质优良，获得了权威认可，军事机构也有使用，

如荷兰皇家军队、联合国维和部队等。民用上，主要用于垃圾箱、集装箱转运等场合，也深得用户的好评，他们的拉臂机构出口到中东、欧美、马来西亚、韩国等地。

拉臂车在集装箱运输上有很大的优势。运用集装箱运输，高效、便捷，可是集装箱的工作流程中，集装箱的应用范围和地域受到很大限制，从起点到目的地要借助于许多专用起重装备，如叉车、集装箱专用岸吊、集装箱跨车等。而拉臂式自卸车弥补了这方面的不足，因为它的拉臂机构和底盘以及与其相配的车箱组成自装卸系统，单车系统可以独立地完成装卸工作，且移动性很强，所以在环卫行业中拉臂机构得到广泛应用。如果组合不同的底盘和集装箱，可以组成各种型号的拉臂式垃圾车，承载力大约 5t 到 30t。因为该车良好的特性和功能，这种类型的密闭式收集车在发达国家城市生活垃圾收运中使用非常普遍，机械代替了人工，封闭式代替了敞开式，极大提高了环卫工作的效率，减轻了劳动强度，防止了垃圾运输中造成的二次污染^[4]。一些发展中国家由于经济等因素的影响，生产的垃圾车密封性差或敞开式依然容易造成垃圾洒落和粉尘污染。如今拉臂式垃圾车在国内的使用也越来越广泛。垃圾收集站和垃圾处理厂使用较多的就是这种车箱可卸式拉臂垃圾车，国内较多车型额定装载量为 5t 和 8t，其主要参数见表 1-1。

表 1-1 拉臂式车箱可卸式垃圾车技术参数

项目	参数	
型式	5t	8t
整车最大总重量(kg)	≈10000	≈14000
整车整备质量(kg)	<5000	<6000
垃圾箱总质量（含箱总重）(kg)	≈5000	≈8000
箱体上车时间(s)	≤35	
箱体下车时间(s)	≤45	
箱体卸料时间(s)	≤80	
箱体最大倾卸角(°)	50±2	

1.2 国内外研究现状

许多发达国家对拉臂式垃圾车的研发很早，现在技术已经很成熟，历经几代改良发展，经验丰富，目前开发研制的拉臂装置不单单用于环卫行业的

垃圾处理，而且很多涉及集装箱装卸的场合都能使用。目前，国外拉臂机构的生产厂家多达数十家，其中最著名的有荷兰海沃(HYVA)、西德方恩(FAUN)和德国奥图(OTTO)、芬兰希尔博(HIAB)和 PARTEK 公司、韩国的大宇公司等。芬兰希尔博(HIAB)有限公司，早在 1949 年就发明了整体自装卸拉臂机构，命名为马提力(Multilift)，是最早的拉臂机构。其优势之一就是选材考究，拉臂机构都是选取特高强度钢材制作，同时使用液压阀与多种锁定装置，设备结构简单、安装方便、倾倒快稳、装卸安全，其稳定支撑装置不仅适合硬地，软地作业也很正常。现在，有研发实力的公司，其拉臂产品的负荷能力不断提高，如马提力滑动式拉臂因为先进的技术、优良的工艺、高性能的材料，使其负荷能力已经从 14t 提高到了 25t。德国的奥图公司是货箱搬运设备最知名的制造厂商，在欧洲最大也最具实力，主要产品有：钩臂起重机，锁链起重机和钢索。拉臂产品主要是折臂式拉臂机构，它的滑动与折臂相结合的拉臂机构也很有名气。其产品结构新颖，功能可靠，性价比高，对我们国产化研究极具参考价值。目前我国市场中，荷兰 HYVA 国际有限公司的拉臂机构应用比较广泛。

拉臂机构最早引入我国是在 80 年代，从 1991 年开始才有产品上市，而产品的研制只是最近才有。经引进、消化、吸收国外的先进技术与经验，环卫车辆的研发机构、改装与生产企业逐步加快了相关产品的研发和生产的步伐，环卫车辆及装备的技术水平提高很大。国产车厢可卸式垃圾车、压缩式垃圾车和扫路车的主要性能已接近国外同类产品，因为设备、工艺、材料等因素，在功能上，其他类型的环卫车辆与国外先进产品相比，还存在一定的差距。我国许多生产企业加工装备简陋、工装模具不全、工艺技术落后、生产规模较小、产品质量较差，从而造成低端产品特征明显，整车性能较差。最关键的是企业缺少自主知识产权，缺乏创新意识，更多的是模仿而非研制，从而降低了自己的竞争能力，产品同质化现象较为普遍，缺乏高性能垄断型的产品。

国外拉臂机构的主体钢结构多采用特殊的高强度钢，而且加工工艺、加工精度、装配工艺非常考究，而我国厂商缺乏这种品质要求，因而，拉臂机构一直难以国产化。最近几年，我国高强度结构钢的应用范围不断扩大，机械加工水平有了非常大的提高，拉臂机构开始国产化。但是，国内对拉臂机构的研究开发自主创新的成分很少，主要是模仿，大部分还停留在测绘、经验取值模式的改装程度上。近几年来，随着许多仿真与模拟软件的出现，在虚拟设计、分析的基础上，拉臂机构的国产化设计开始走上研制创新的新路，

终于逐步突破了传统的国产化方法的局限性，并且很大程度地节约了设计成本。所以，经验说明：要实现环卫装备事业的快速发展，必须走技术创新的路子，产品的设计开发必须使用现代设计方法，从而增强产品的市场竞争力，实现产品的自主知识产权与创新。

我国拉臂车在装卸能力、安全系统、材料及快速作业等方面都不如国外同类产品。其原因除加工工艺落后外，主要是我国在这方面的研究还是最近十几年的事情，因此引进国外产品进行消化吸收不仅可以节约大量的资金和时间，而且在技术上能够实现迅速赶超。目前我国对拉臂车的研究主要集中在高校及科研单位。

同济大学机械工程学院的盛金良、李刚为改善拉臂式垃圾车的性能，以拉臂车工作平稳性和降低液压系统压力波动为目标，建立了数学模型，并采用计算机编程的手段对其进行优化设计，改善了工作装置的结构^[12]。

同济大学的王晓和黄宗益与上海环境科技装备有限公司合作，首次对旋转式拉臂车进行运动学、动力学数学建模和优化设计，并与普通拉臂车的动力学特性进行对比，有效地降低了液压缸所受的作用力，减少了卸料作业过程中箱体的倾斜角度，使其综合性能得到显著提高^[17 18]。

河北工程大学的王桂梅、李江波等采用多体动力学软件ADAMS建立了垃圾运送车拉臂系统的仿真模型，将拉臂车的性能分析和参数优选集成起来，实现了产品的虚拟设计；针对产品生产的小批量、多品种的特点，通过参数化手段，方便地进行模型间的切换，体现了并行设计的优势^[10]。

青岛大学的刘大维、陈焕明等针对拉臂车工作装置变负载、多工况的工作特点，利用系统动力学仿真分析软件ADAMS建立了机械—液压模型进行联合仿真；为得到较为真实的动力学响应，将箱体滚轮与地面、箱体与副车架导向轮定义为非线性弹簧—阻尼碰撞接触力约束关系，分析结果表明：机械—液压联合仿真能够有效地模拟工作装置在装箱和举升卸料过程中油缸力和拉臂作用力的动态变化规律，为拉臂车工作装置动态分析提供了一种有效方法^[11]。

广西大学的陈树勋、王海波等以拉臂式压缩垃圾车的车厢为研究对象，首先建立垃圾厢内压缩垃圾的变密度函数，利用ADAMS进行动力学仿真分析，求得各种实际工况下拉臂与汽车底盘作用在车厢上的包括瞬时加速度、惯性力等在内的实际载荷；在对拉臂式压缩垃圾车车厢进行结构有限元分析的基础上，采用以ANSYS为分析器的导重法对车厢结构成功地进行了优化设计，在满足结构强度要求的前提下，使结构质量减少 31%^[14]。

广西大学的梁光明利用ADAMS软件建立了拉臂机构的运动学和动力学模型进行仿真分析，得到了拉臂机构在不同工况下的受力情况，为拉臂机构的有限元分析提供载荷边界条件，并利用ANSYS高效的优化计算方法，对拉臂结构进行优化迭代计算，得出满足刚度与强度要求的结构总重量最小化的设计方案^[9]。

长沙环卫机械研究中心的周敏介绍了5t拉臂车工作装置的结构和工作原理，并对换箱工况的拉臂装置受力分析进行讨论，得到了拉臂完成换箱、倾卸动作的回转铰支点的位置参数、拉臂换箱回转半径、拉臂油缸活塞杆端回转半径的设计原则及油缸安装角的取值范围^{[3]40}。

1.3 本文的主要内容

本论文研究内容来源于烟台海德专用汽车厂的拉臂车项目。主要研究内容有：

(1) 完成拉臂车的整车设计，并出总装图及关键部件的工程图，主要设计有：整拉臂车整车设计、拉臂车总成设计、拉臂设计、固定座设计、副车架设计、联动架设计、支撑轮架设计；

(2) 利用机械系统动力学仿真分析软件 ADAMS 建立拉臂车工作系统虚拟样机模型，对拉臂车工作系统作业过程进行联合仿真分析；

(3) 利用 SolidWorks 和 ANSYS Workbench 软件对拉臂结构进行有限元分析。

第2章 拉臂式垃圾车机械设计

2.1 拉臂式垃圾车简介

拉臂式垃圾车是在二类汽车底盘上装有拉臂装置的专用型车辆，车厢与汽车可根据需要结合或分离，所以可作为货箱的中转和散装货物的运输与自卸。根据 ZBT50004-89 中的标准可将拉臂式垃圾车归类为专用自卸汽车。图 2-1 是拉臂车的成品图。



图 2-1 拉臂车

拉臂式垃圾车主要用于从市区到垃圾处理厂的垃圾运输工作，传统的垃圾运送车由于承载量小，易洒落，对环境影响大，已不能适应城市垃圾处理业。集装箱垃圾运送车装载量大，易于密闭运输，消除了运输过程中的二次扬尘污染，成为现代城市垃圾清运的重要专业化运输车辆。

拉臂式垃圾车的性能特点：

拉臂装置拥有独特的伸缩设计，保证了该车在钩起和卸下载物箱体时，能够使荷载均匀的分布在后桥和辅助支撑上，从而最大限度的减少车架受力。采用小臂固定式，结构简单，易于制造；尾部液压支腿在装卸货物时支起以保证整车的工作平稳与安全；独有的电器控制系统，具有互锁功能，使拉臂进行倾倒垃圾时，拉臂行程开关处于长闭状态，将切断控制锁箱电磁阀的电路，无法进行开箱操作，避免误操作造成的危险。

拉臂式垃圾车的整车性能参数：

本文选用东风系列普通二类汽车底盘，其维修简单，性能可靠。拉臂式垃圾车整车性能参数如表 2-1 所示。

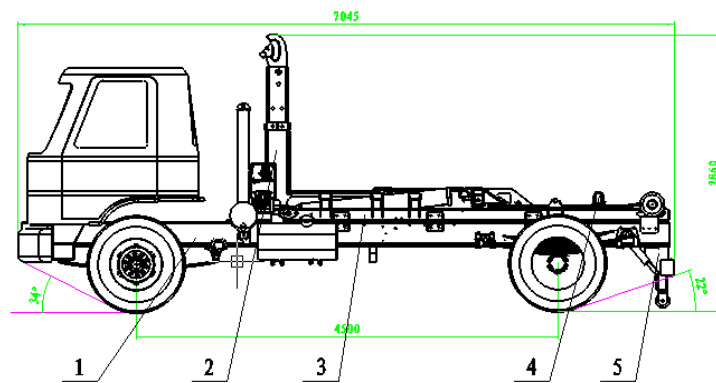
表 2-1 拉臂式垃圾车整车性能参数

项目	参数
底盘型号	DFL1250A8
发动机型号	C26033
发动机功率 (kW)	191
轴距 (mm)	5650
最高车速 (km/h)	90
最大总质量 (kg)	14490
整备质量 (kg)	11650
额定质量 (kg)	13220
外形尺寸(长×宽×高) (mm)	8200×2490×3110

2.2 拉臂式垃圾车的总体结构与设计

2.2.1 拉臂式垃圾车的总体结构原理

拉臂式垃圾车由底盘与拉臂专用装置组成，其总体布置如图 2-2 所示。拉臂专用装置主要由副车架、液压支腿、车厢锁紧机构、联动架、固定座、举升液压油缸、伸缩液压油缸、双向液压锁、拉臂等组成^{[3]40}。



1.底盘 2.拉臂装置 3.副车架 4.车厢锁紧装置 5.液压支腿

图 2-2 拉臂式垃圾车

2.2.2 拉臂式垃圾车的总体设计

拉臂式垃圾车总体结构方案的确定：

(1) 拉臂式垃圾车要求机动性能好，故一般采用轻、中型普通货车的二类底盘，此处采用东风汽车有限公司生产的东风 EFL1250A8 二类底盘，改装

后的额定载质量为 13220kg。

(2) 车厢装卸及垃圾卸载采用普通自卸汽车的后倾自卸形式，主要由拉臂装置完成，拉臂由副车架与底盘连接固定。

(3) 车厢在本文中不作为设计部件；推荐集装箱式车厢，其密闭性好，装载量大。

(4) 拉臂装置必须保证车厢能够自动举升后倾，最大倾卸角一般设计为等于或大于 48° ，且倾卸过程中应有自锁机构，以防止车厢移动。

(5) 底盘后部应加装支撑装置，在车厢装卸及垃圾倾卸时能保证整车受力平衡，工作平稳。

2.2.3 拉臂式垃圾车的总体参数

(1) 整车的外廓几何尺寸（汽车的总长、总宽、总高）应符合国家关于汽车轮廓尺寸的界限的相关标准。

(2) 改装后接近角应不小于 30° ，离去角应不小于 22° 。

(3) 拉臂式垃圾车汽车要求额定装载质量一般设计为原汽车额定装载质量的 $85\% \sim 90\%$ ，以保证改装前后的汽车总质量及轴荷分配基本不变。所以此拉臂式垃圾车的质量利用系数比原型货车的略小。

(4) 目前城市生活垃圾密度在逐渐增大，可适当的加大车厢的承载量，但是不应使整车质心高度提升太大，必须保证拉臂式垃圾车满载时在 7° 的坡道上不得发生纵向倾翻。

2.3 主要工作部件的结构与设计

2.3.1 拉臂装置的结构与原理

拉臂装置是拉臂式垃圾车的关键部件，拉臂性能的好坏直接影响着拉臂车整车的性能，因此，拉臂装置的设计是拉臂车设计的最重要部分。图 2-3 是拉臂装置的结构示意图。拉臂装置主要由副车架、液压支腿、车厢锁紧机构、联动架、固定座、举升液压油缸、伸缩液压油缸、双向液压锁、拉臂等组成。拉臂采用可伸缩的直角布置，伸缩筒体内布置有伸缩油缸。

垃圾车的换箱和倾卸动作通过拉臂架装置来完成。

(1) **换箱动作** 拉臂架装置的保险钩油缸首先动作，车箱保险钩开启，车箱保险解除。伸缩油缸缩回，使车箱后移，然后双向液压锁锁紧油缸。

(2) **卸箱动作** 举升油缸启动，使活塞杆伸长，拉臂被举起，然后拉臂绕 C 点顺时针回旋，使拉臂钩向后移动，拉臂钩就把车箱一直向后推，

直到车厢滑落到地面。

(3) **装箱动作** 拉钩钩住车厢吊环以后，启动油缸使活塞杆收缩，则拉臂绕 C 点逆时针回旋，拉臂钩拉动车厢上移，至水平位置后，伸缩油缸启动，放平车厢，接着，保险钩油缸启动，车厢保险钩把车厢拉动固定在副车架上。

(4) **卸货动作** 与换箱动作不同，在整个卸货过程中，拉臂、车厢和联动架被保险钩连起，拉臂一直通过保险钩与车厢相连，拉臂以 D 点为轴心沿顺时针回旋，把车厢举升倾斜，箱内垃圾被卸掉。然后启动拉臂油缸，回缩拉臂活塞杆，拉臂机构以 D 点为轴心逆时针回转，直到车厢复位为止。

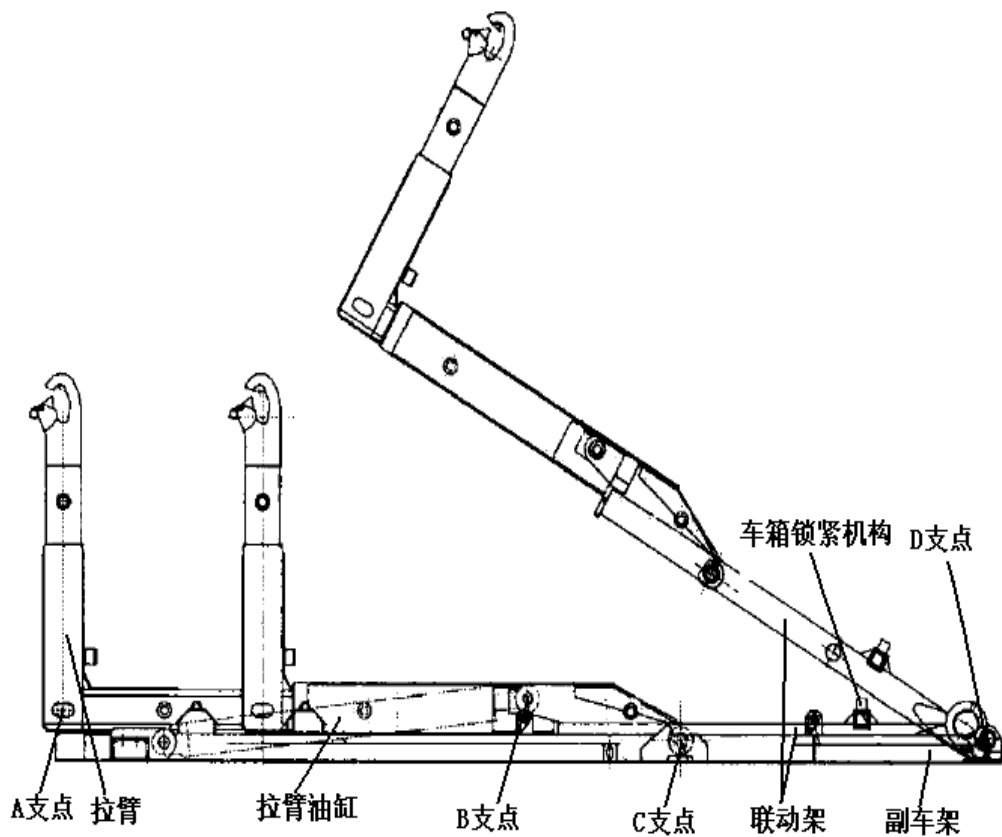
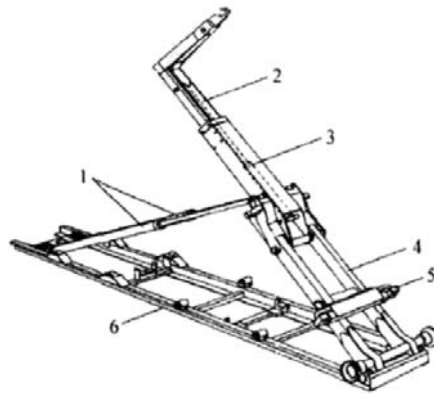


图 2-3 拉臂装置结构示意图

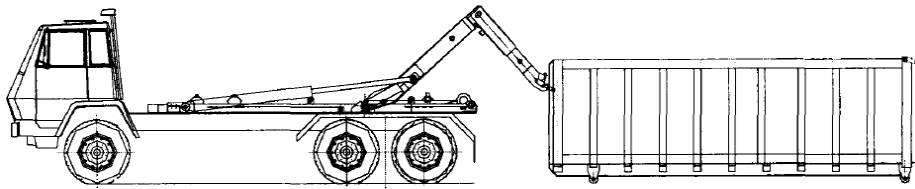
2.3.2 拉臂装置的工作过程

拉臂式垃圾车工作系统主要由举升油缸、拉臂、伸缩油缸、联动架、锁紧机构和副车架组成，如图 2-4 所示。拉臂式垃圾车装箱过程如图 2-5 所示，拉臂式垃圾车卸货过程如图 2-6 所示。

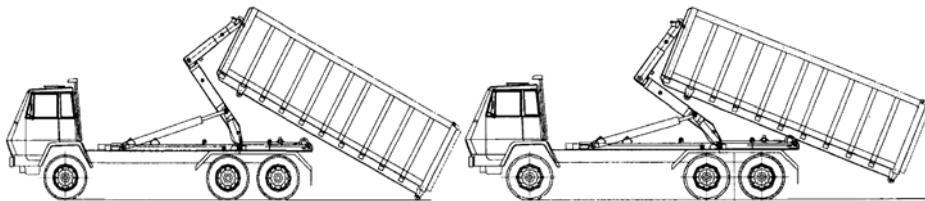


1 举升油缸；2 拉臂；3 伸缩油缸；4 联动架；5 锁紧机构；6 副车架

图 2-4 拉臂式垃圾车工作系统

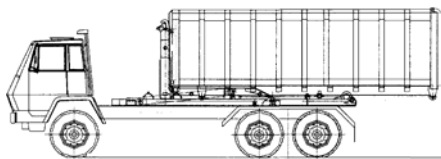


（1）拉起箱体

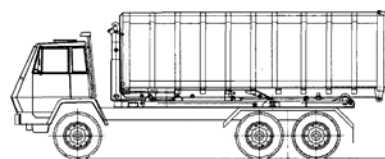


（2）地面拖拉箱体

（3）箱体拉上底盘



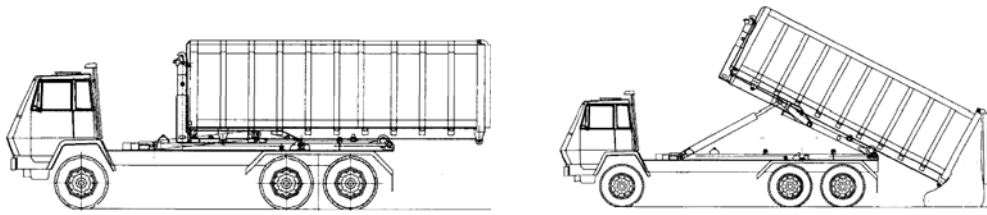
（4）箱体落放至底盘



（5）伸缩油缸伸出拖动箱体，锁紧机构缩紧

图2-5 拉臂式垃圾车装箱过程

拉臂机构的倾卸过程中，箱体锁紧机构首先解锁，然后伸缩油缸动作，把箱体往外移动适当位置，箱体的重心就向后移动一定距离，如此的话举升油缸无需太大的推力箱体就被向上举起，联动架和固定座同时被液压机构通过双向液压锁锁紧固定。接着，举升油缸启动，把箱体向上抬起，箱体内的货物由于重力的作用就自动卸了下来。



(1) 伸缩油缸缩进将箱体向外推出 (2) 举升油缸举起，箱体卸料

图 2-6 卸货过程

2.3.3 拉臂装置设计图

拉臂装置的详细设计图纸如图 2-7 所示（鉴于保密需要以下设计图未加尺寸标注）。

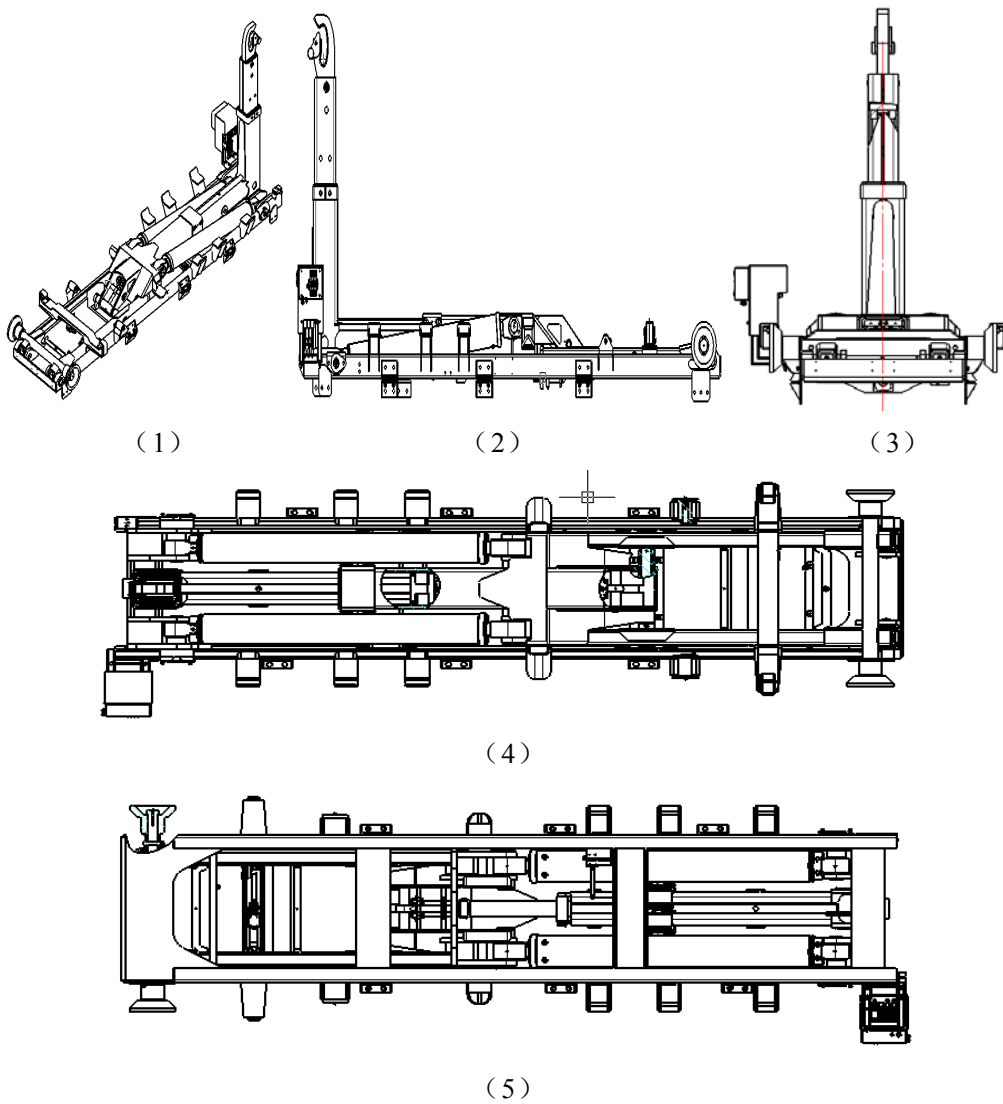


图 2-7 拉臂装置的设计图

2.4 拉臂装置关键部件设计

2.4.1 拉臂设计

拉臂的装配图如图 2-8 所示。

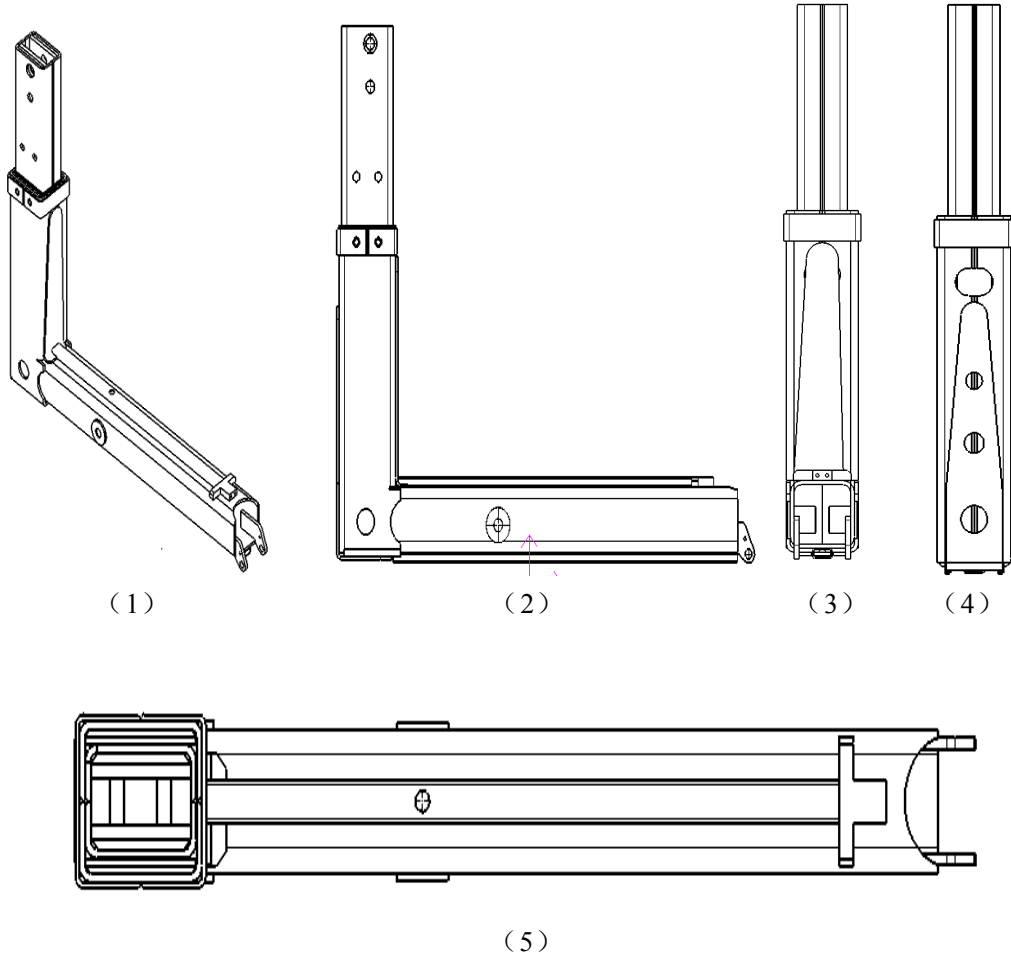


图2-8 拉臂的装配图

拉臂主要由钩臂、伸缩筒体以及连接这两部分的定位轴组成；钩臂与钩手相连，钩手是固定车厢的部分；钩臂是由两块完全一样的钩臂竖槽焊合而成，为了提高其刚度，内部加装了两块对称布置的筋板；伸缩筒体是连接拉臂与固定座的部分，内部有伸缩油缸；伸缩筒体与钩臂一样，均为特高强度结构钢制成，考虑到装置多为悬臂梁结构，为了提高其刚度在拉臂竖槽两侧各加装了一个加强板。

拉臂各部分主要以焊接为主要方式装配。钩臂焊合图如图 2-9 所示，拉臂竖槽焊合零件图如图 2-10 所示，伸缩筒体焊合图如图 2-11 所示。

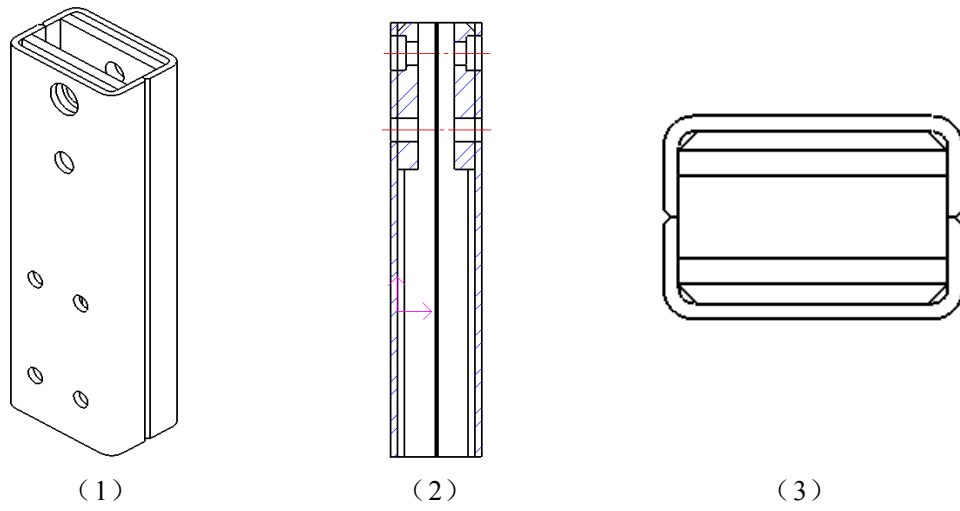
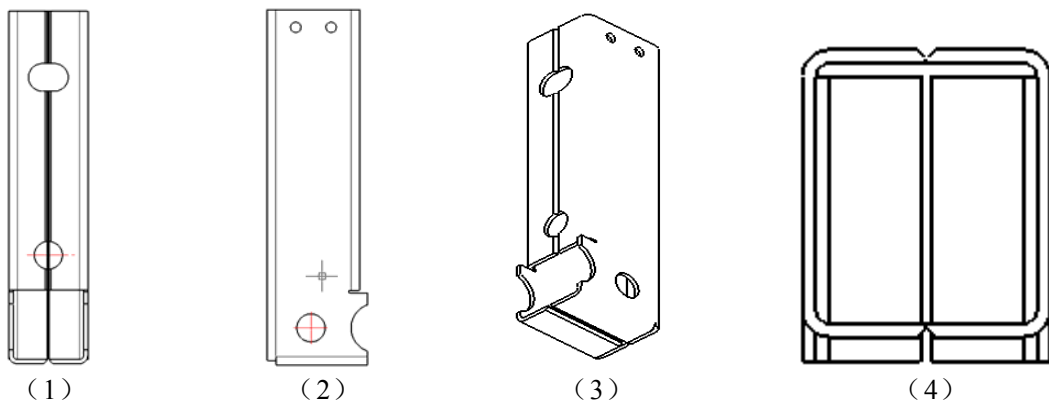


图 2-9 钩臂轴侧图



2-10 拉臂竖槽轴侧图

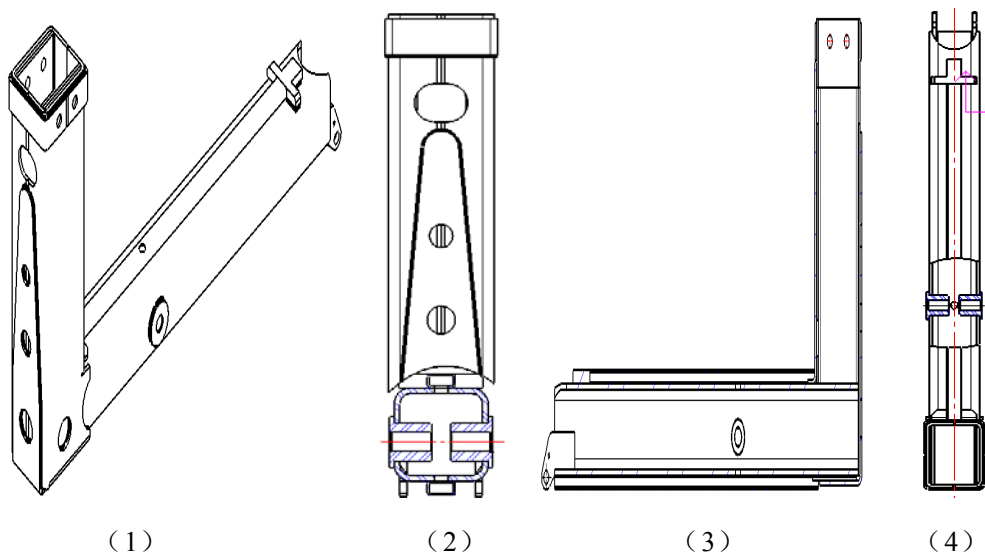


图 2-11 伸缩筒体轴侧图

2.4.2 拉臂的校核

以图 2-12 所示的拉臂架结构进行受力分析。

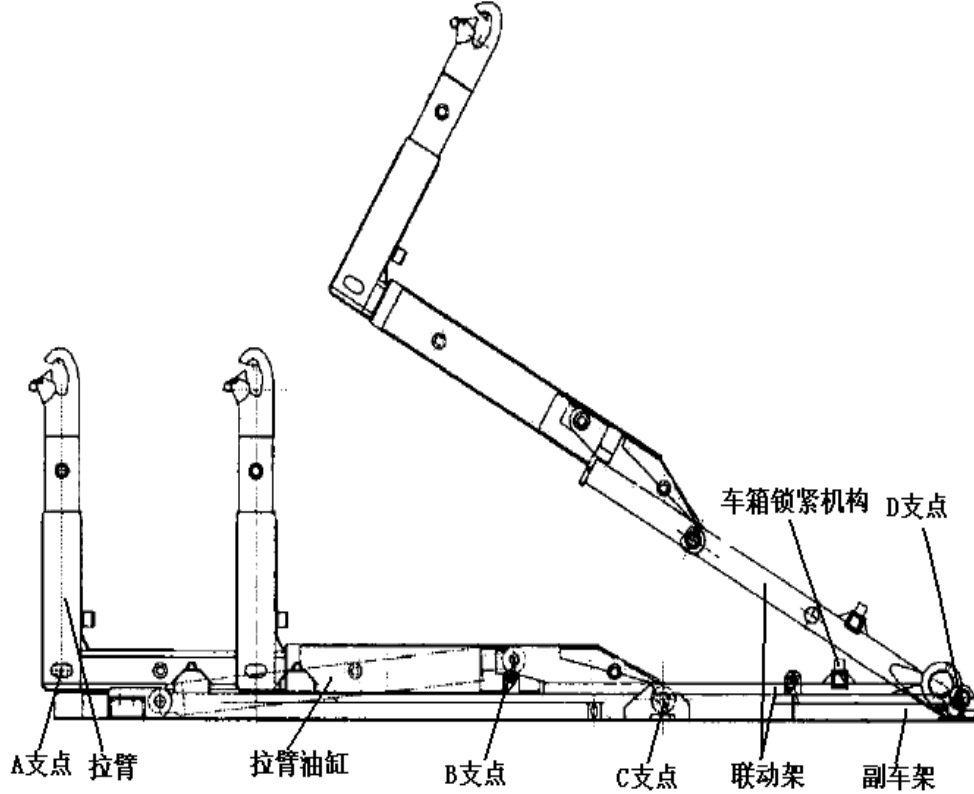


图 2-12 拉臂架装置结构布置示意图

(1) 拉臂架的受力分析 拉臂架换箱与卸货动作的受力情况不同，这是由于两种状态下装置的回转轴心不一样，换箱时拉臂油缸活塞杆回转半径 CB 要比卸货时活塞杆回转半径 DB 小，所以装置在换箱动作时所需的油缸作用力要比卸货动作时油缸的推力大。

(2) 拉臂的受力分析 拉臂在换箱状态下受力如图 2-13 所示^{[3]41}，图中坐标系坐标原点是拉臂回转轴心 C ，副车架和拉臂油缸铰接于点 A ；拉臂和拉臂油缸铰接于点 B ；拉臂油缸作用力 F_b 的大小和方向随拉臂位置的变化而变化；吊环位于拉臂钩的轴心，即点 E 是车箱的吊环轴心；车箱刚刚从副车架上被吊卸时车箱吊环轴心位置是点 E_0 ；车厢刚刚从地面被吊起时车箱吊环的轴心位置是点 E_1 ；油缸轴线与 X 轴的正向夹角是 γ ；拉臂回转半径 R_c 是拉臂回转轴点 C 到车箱吊环轴心点 E 的距离；角 β 是点 C 与点 E 连线 CE 与 Y 轴的正向夹角；拉臂油缸活塞杆端轴心的回转半径 R_b 是点 C 与点 B 的距离；角 α 是连线 CE 和 CB 的夹角。

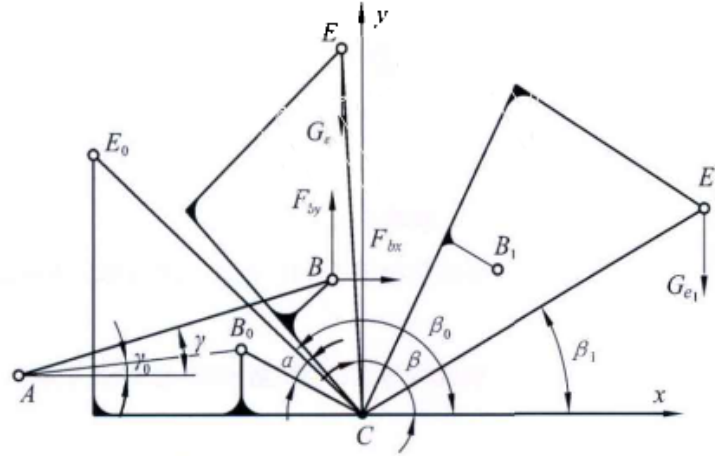


图 2-13 换箱工况拉臂受力图

换箱时，拉臂受力有两个典型状态：E点在E₁位置，是满载车箱被拉臂从地面上吊装的起始工况；E点在E₀位置，是车箱被拉臂从副车架上吊卸的起始工况，也可能是满载车箱被拉臂卸货时，保险钩还没起作用，车厢没卸货动作，但是拉臂却绕C点旋转，使车箱滑动（非正常状态）的工况。为了分析，拉臂吊卸车箱时，把拉臂当作为分离体，它的平衡方程是：

$$\sum M_e = 0 \quad (2-1)$$

$$F_{bx}B_x - F_{by}B_y + G_eE_x = 0 \quad (2-2)$$

式中： F_{bx} 、 F_{by} 是拉臂油缸作用力 F_b 在X轴和Y轴产生的投影； B_x 、 B_y 是油缸铰支点B在X和Y的坐标值；吊装的重力 G_e 在拉臂的位置改变时， G_e 随着变化； E_x 是点E在X轴的坐标值。

由图 3-13 得到： $F_{bx} = F_b \cos \gamma$ ； $F_{by} = F_b \sin \gamma$ ； $B_x = R_b \cos (\alpha + \beta)$ ；

$B_y = R_b \sin (\alpha + \beta)$ ； $E_x = R_e \cos \beta$ 。

代入式（2-2）整理得：

$$\begin{aligned} F_b &= \frac{G_e R_e \cos \beta}{R_b [\sin \gamma \cos (\alpha + \beta) - \cos \gamma \sin (\alpha + \beta)]} \\ &= \frac{G_e R_e \cos \beta}{R_b \sin (\gamma - \alpha - \beta)} \end{aligned} \quad (2-3)$$

由式（2-3）可计算得出拉臂各位置受到的油缸作用力 F_b 。

当E点位于E₀， $\beta = \beta_0$ ， $\gamma = \gamma_0$ 时，代入式（2-3）得到拉臂从副车架吊卸车箱初始状态所需的拉臂油缸作用力 $F_{B\beta_0}$ 的值：

$$F_{b\beta_0} = \frac{G_{e0} R_e \cos \beta}{R_b \sin(\gamma_0 - \alpha - \beta_0)} \quad (2-4)$$

在拉臂从地面吊装车厢初始状态，当点E位于E₁点， $\beta = \beta_1$ ， $\gamma = \gamma_1$ 时，其平衡方程为：

$$F_{bx} B_b - F_{by} B_b - G_{e1} E_b = 0 \quad (2-5)$$

根据上述分析同理可得：

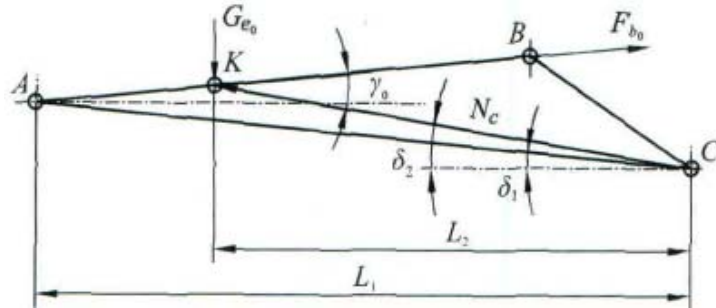
$$F_{b\beta_1} = \frac{G_{e1} R_e \cos \beta_1}{R_b \sin(\alpha + \beta_1 - \gamma_1)} \quad (2-6)$$

用式(2-4)和式(2-6)可分别计算出 $\beta = \beta_1$ ， $\beta = \beta_0$ 时拉臂油缸所受的推力和拉力。

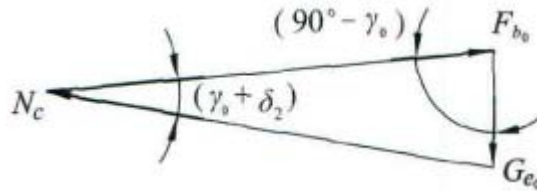
式(2-3)中的几个参数 γ 、 α 、 R_b 、 R_e 是拉臂架装置的几何尺寸。

根据式(2-4)和式(2-6)：在满足使用要求的前提下，只有当 R_b 增大， $F_{b\beta_0}$ 才能减小， R_e 减小， γ_0 增大；只有当 R_b 增大， $F_{b\beta_1}$ 才能减小， R_e 减小， γ_0 减小。

吊卸初始状态时拉臂受力如图 2-14 所示。



(1) 拉臂换箱初始状态受力分析图



(2) 拉臂换箱初始状态受力图

图 2-14 吊卸初始状态拉臂受力图

图 2-14 中，在拉臂从副车架上开始换箱的起始工况下，把拉臂作为研究体，其受力如图 2-14 (1) 所示：有拉臂油缸推力 F_{b0} 、吊装重力 G_{e0} 。在回转铰支点 C 处，拉臂受到力 N_c 的作用，在三个力的作用下，刚刚开始换箱时

拉臂处于平衡。根据三力平衡汇交定理，三个力构成一平面汇交力系汇交于一点 K。

受力如图 2-14 (2) 所示，三个力构成了一个自行封闭的三角形（依照平面汇交力系平衡的几何条件得到）。图 2-14 (1) 中， σ_1 是水平线和连线 CA 的夹角； σ_2 是水平线和连线 CK 的夹角；A、C 两点轴线的水平距离是 L_1 ；K 点轴线就是车箱吊环位于拉臂钩轴心的轴线，C、K 两点轴线的水平距离为 L_2 。

根据正弦定理可得：

$$N_e = Ge_0 \cos \gamma_0 / \sin(\sigma_2 + \gamma_0) \quad (2-7)$$

由式 (2-7) 分析可知， σ_2 增大， N_e 减小。

根据图 2-14 的受力情况，当 $\sigma_2 \geq 0$ ，也就是点 K 高于拉臂回转铰支点 C 的水平轴线时，拉臂受到斜向上方的作用力 N_e ，那么连动架在铰支点 C 受斜向下方的反作用力 N'_e 。如此就使拉臂从副车架换箱起始工况下，联动架不会绕铰支点 D 顺时针抬起，它受到的对铰支点 D 的回转力矩为逆时针方向，就避免了换箱初始状态下由于联动架随拉臂的抬起，产生不当的误动作。所以，拉臂架结构尺寸必须 $\sigma_2 \geq 0$ 才能满足拉臂车的工作性能要求。

根据图 2-14 的受力情况，当 $\sigma_1 \geq 0$ ，那么联动架和拉臂的铰支点 C 低于拉臂油缸缸头的位置点 A；当 $L_2 \leq L_1$ ，也就是动作刚开始拉臂钩轴心的垂直轴线位于两个铰支点 A 与 C 之间时，必定有 $\sigma_2 \geq 0$ ，拉臂车的工作性能得到满足。

(3) 选用拉臂装置结构参数 拉臂装置主要结构几何尺寸与各铰支点的布置参照以下几点：

① 要求拉臂车具备卸货功能，因此 14 吨拉臂车底盘首先选取具有自卸功能的，然后依照其底盘尺寸，确定副车架的总长度。考虑到拉臂车工作时底盘的承受力，那么，回转铰支点 D 的轴线位置(拉臂完成卸货动作时所在的位置)应设计在距底盘后轮弹簧钢板后支座轴线的后部位置，其间距大概是 0~100mm。

② 首先以铰支点 D 初步选择拉臂换箱时回转铰支点 C 的轴线位置。以前在 14 吨拉臂车的设计生产时，发生过在换箱动作起始工况时车箱虽然能被拉臂举升，但是拉臂随联动架绕铰支点 D 转动却不能绕铰支点 C 转动，导致车箱没有下滑动作；当箱体被举升适当高度的时候，车箱自身重力使铰支点 C 会忽然下落，出现误动作，继而导致拉臂、车箱及联动架忽然落下，出现

有很大安全隐患的误动作。所以必须准确定位铰支点 C 的轴线位置，彻底解决这个问题。那么，根据需要，铰支点 D 的水平轴线位置要高于铰支点 C 的水平轴线，从铰支点 C 受力状态可知，拉臂油缸缸头铰支点 A 的水平轴线同时必须高于铰支点 C 的水平轴线，而且动作开始时拉臂钩垂直轴线一定要在铰支点 A 与 C 之间位置。

③ 几个比较重要的拉臂几何参数分别是：拉臂油缸活塞杆端回转半径 R_b 、换箱回转半径 R_c 、两回转半径之间的夹角 α 。根据前面知道： R_c 越小，则 R_b 越大，拉臂油缸所需的作用力越小。所以如果达到了要求， R_c 越小越好，与其相反， R_b 越大越好，如此设计可减小作业空间，优化拉臂的结构，准确选用拉臂油缸的规格和确定油缸安装角 γ_a 的取值范围。

根据以下因素选用拉臂油缸和确定油缸安装角 γ_a 的取值范围：

① 首先应用解析法或作图法分析确定拉臂等构件的几何尺寸和各铰支点的位置，进而初步确定拉臂油缸的安装距和最大行程。把用作图法的分析结论代入式 (2-3) 和 (2-5)，得到油缸作用力 $F_{b\beta 0}$ 和 $F_{b\beta 1}$ ，依据计算出的油缸负载量，油缸缸径尺寸就确定了。

② 拉臂架装置重要的结构参数：拉臂油缸安装角 γ_a 。

从前面得知，拉臂架装置在进行换箱或卸货动作时，根据工况需要，拉臂油缸都需克服车箱满载时的最大阻力矩（由车厢重力产生），这个最大的阻力矩是在用拉臂吊装或吊卸车箱的初始工况下所产生的，在吊装启动时刻，拉臂架装置各铰支点的惯性阻力矩和静摩擦阻力矩达到极值，所以拉臂油缸安装角 γ_0 必须满足条件 $\gamma_a \geq \gamma_0$ 。从前述得到， γ_0 角度值越大，需要的拉臂油缸最大推力就越小，那么油缸缸径的值就可选得越小些，这是理想的状态。

拉臂油缸的安装角取值范围非常小，这是由于拉臂油缸安装在车箱底板与副车架之间位置，造成了油缸安装空间受到限制。通常安装角应该较大才合理，并且应该选择合理的拉臂油缸缸径以发挥拉臂车的功能，减小油缸的重量和成本，同时易于安装维修。通过分析比较国内一些企业设计生产拉臂车的经验，一般拉臂油缸安装角 γ_a 取值范围应在 $3^\circ \sim 5^\circ$ 之间。

2.4.3 固定座设计

固定座将拉臂与联动架连接，其内部装有伸缩油缸。固定座前端与联动架铰接在一起，形成了拉臂车换箱时的回转中心。固定座工程图如图 2-15 所示。

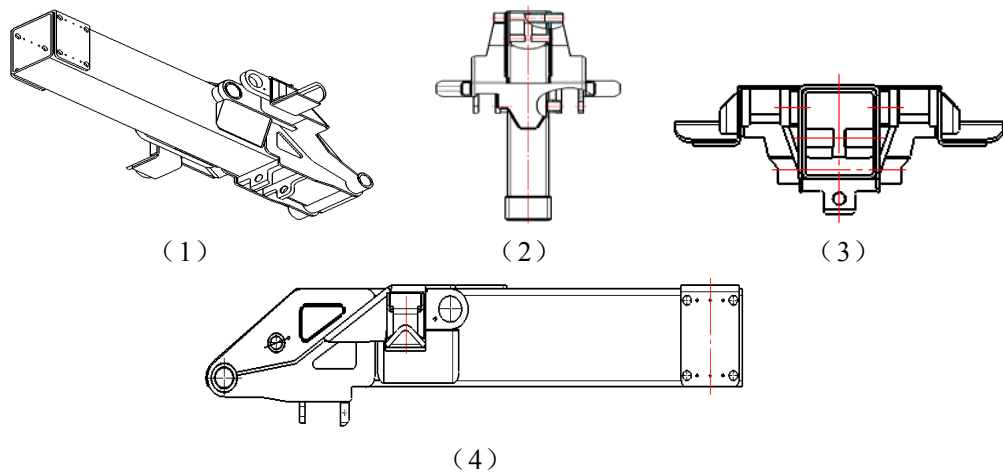


图 2-15 固定座工程图

2.5 其他部件的设计

2.5.1 副车架设计

副车架是为了改善主车架的承载情况，避免集中载荷，同时也是为了保持主车架的结构完整而采取的过渡设计。副车架工程图如图 2-16 所示。

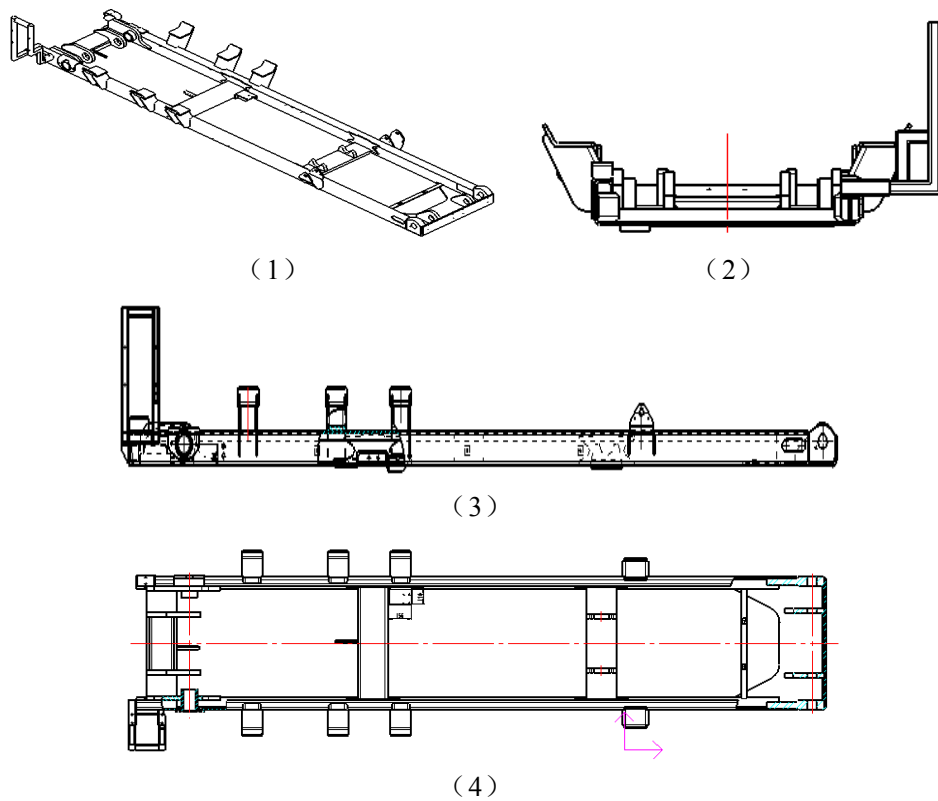


图 2-16 副车架工程图

副车架与主车架之间采用止推连接板与连接支架连接，其中，止推连接

板可以承受较大的水平载荷，防止副车架与主车架纵梁产生水平位移。此处副车架首尾固定采用止推连接板，中部固定采用连接支架。

止推连接板上端通过焊接与副车架固定，下端则利用螺栓与主车架纵梁腹板相连接。

连接支架由相互独立的上下托架组成，上下托架均通过螺栓分别与副车架和主车架纵梁的腹板相固定，然后再用螺栓将上下托架相连接，由于其上下托板之间有间隙，所以连接支架可以承受的水平载荷较小。

2.5.2 联动架设计

联动架是连接拉臂与副车架的部分，其一端与拉臂部分铰接形成拉臂车换箱时的回转中心，另一端与副车架铰接形成了拉臂车卸货时的回转中心。

联动架工程图如图 2-17 所示。

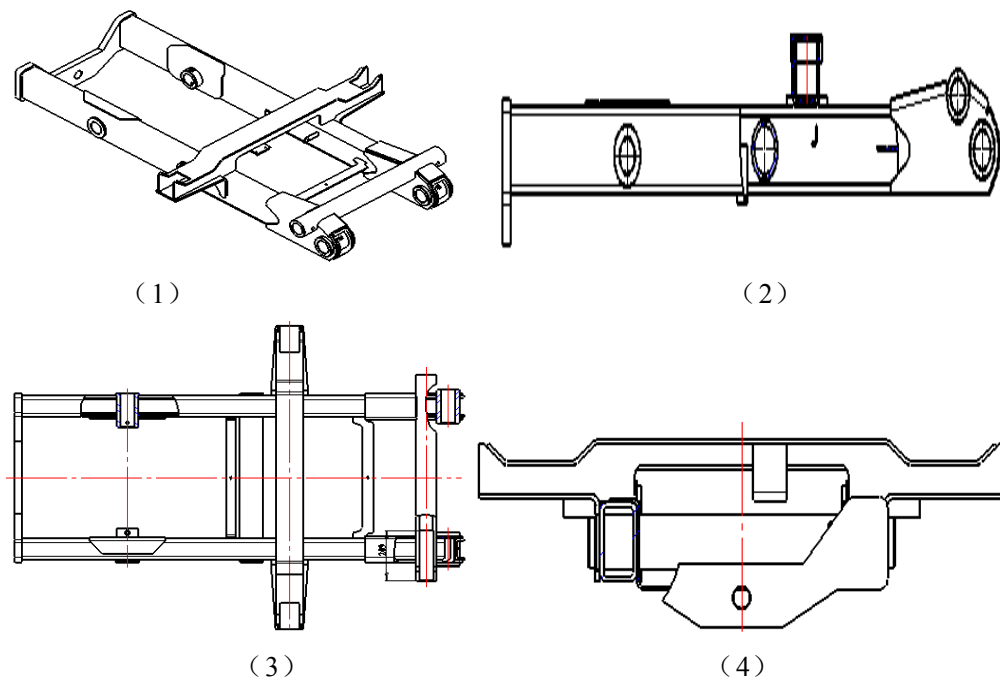


图 2-17 联动架工程图

2.5.3 支撑轮架设计

支撑轮架位于底盘尾部，当拉臂车换箱或倾卸垃圾时，支撑轮在液压油缸的作用下动作，支撑车体，保证工作的平稳与安全。

支撑轮架的工程图如图 2-18 所示。

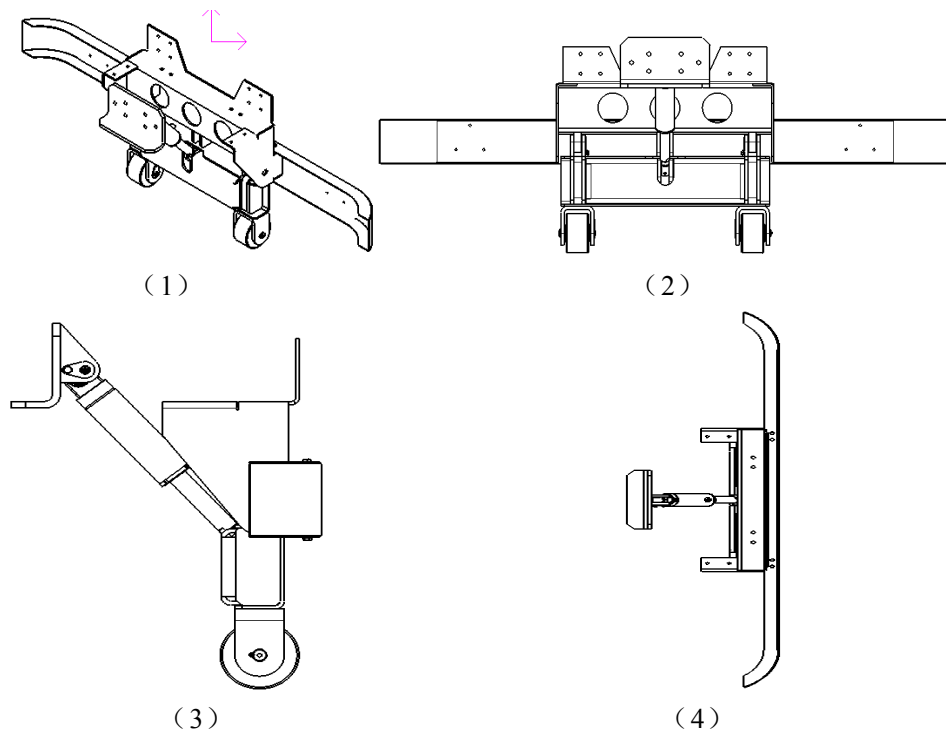


图 2-18 支撑轮架工程图

除了上述部分之外，拉臂式垃圾车还有很重要的液压部分，因为本文主要进行拉臂车机械部分的设计，所以液压部分不做详细介绍。

2.6 本章小结

本章利用AutoCAD软件完成了拉臂式垃圾车的二维图设计，确定其工作模式，完成了拉臂式垃圾运输车总成设计、拉臂总成设计和其它关键部件的设计；校核了主要零部件的强度和刚度；用AutoCAD完成了零件图的绘制。

第3章 拉臂车工作仿真分析

近几年来，仿真分析技术发展迅猛，在研究机械系统性能或工程设计时虚拟样机技术的应用越来越广泛。数字化虚拟样机技术的重要特点之一是弥补了传统物理样机开发模式的缺陷，产品开发速度明显提高，研发成本极大降低，能非常方便有效地进行机—液复合系统设计、产品复合性能评价^[37]。设计人员使用这种手段，可以在试制样机之前，使用虚拟技术制作虚拟样机模型，对设备系统的动力与运动特性按照现实环境进行仿真模拟，然后依照仿真结果快速优化对比各种设计方案，预测产品的系统性能，从而确定关键的设计参数，这样就大大缩短了设计周期，节省了设计、试验与试制费用，达到优化产品系统性能，提高产品质量的目的^[38]。

本文根据烟台海德专用汽车厂提出的 14t级拉臂车设计要求，利用机械系统动力学仿真分析软件ADAMS建立拉臂车工作系统虚拟样机模型，对工作系统作业过程进行联合仿真分析，求出相关特征部位的力和位移变化特性，为利用ANSYS进行的拉臂车零部件的强度、刚度分析提供依据^[5]。

3.1 拉臂车工作系统虚拟样机模型的建立

图 3-1 为拉臂车工作仿真图，按实际工况，其工作过程分为垃圾倾卸作业与箱体集装箱装卸作业。

如图 3-2 所示，是拉臂车工作系统简图，整个系统的构成包括：拉臂、举升油缸、伸缩油缸、联动架、锁紧架及副车架等^[20]。

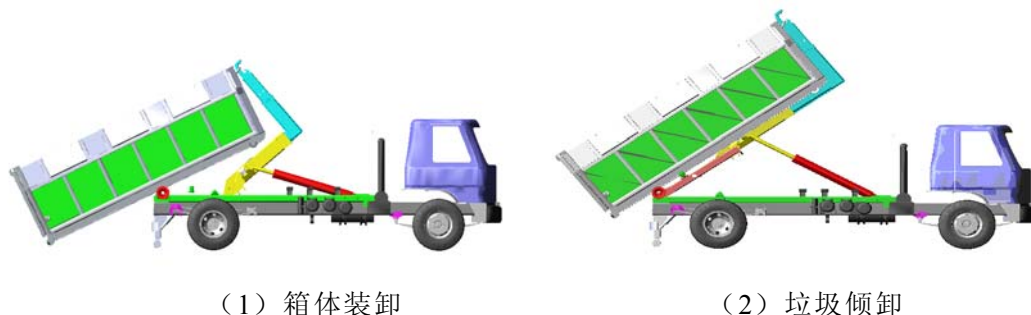


图 3-1 拉臂式垃圾车作业工况

拉臂车在整箱装卸作业时，工作流程是：先回缩油缸，拉升箱体到副车架水平处，接着伸缩油缸启动伸出活塞杆，平移箱体，使箱体完全落到副车架，装箱完毕；卸箱作业工作流程是：伸缩油缸启动，缩回活塞杆，向后拖

拉箱体，接着举升油缸启动，活塞杆伸出，举起箱体并倾斜，把箱体卸下至地面，卸箱完毕。

垃圾倾卸工作流程是：联动架与拉臂连接，启动举升油缸，活塞杆伸出，举起箱体倾斜，把箱内垃圾倾卸。

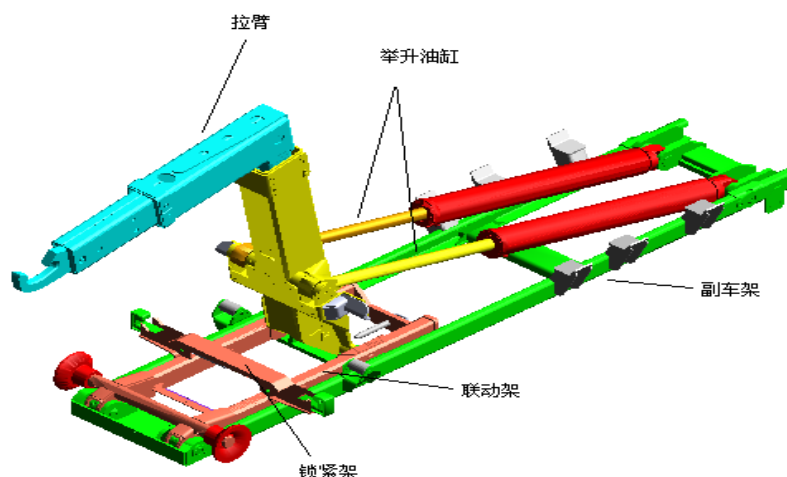


图 3-2 工作系统简图

拉臂式垃圾车工作系统虚拟样机模型假设：

（1）装卸作业时，专门研究箱内货物与运动构件对系统性能的关系，风力等的外在因素不考虑；

（2）假设拉臂车底盘车架与副车架为刚性连接，其他不做考虑。

机械系统建模：

ADAMS是三维几何建模工具的一种，和其它同类软件相比，使用功能相对低些，如果用它做复杂三维模型建模耗时就相对多，而且模型的装配精度和尺寸精度得不到保证。本文依照烟台海德专用汽车厂的要求，首先使用SolidWorks来进行系统三维实体建模工作，再将SolidWorks完成的三维模型导入ADAMS/View软件，然后利用它添加约束等参数。图 3-1 两种工况的机械系统虚拟样机模型就是用ADAMS/View建立的箱体装卸作业和垃圾倾卸作业模型^[41]。

液压系统建模：

ADAMS/Hydraulics液压系统模块是ADAMS的扩充模块，液压系统模型可以方便地用ADAMS/Hydraulics模块建立。先用液压缸连接机械系统和液压系统，把机械系统和液压系统模型用参数关联，则可虚拟地结合两个模型，然后联合仿真分析工作系统的动态特性^[6]。

对于拉臂车的液压系统，虽然看起来复杂，但是其工作原理大部分是相

同的，每个工作回路，只是执行元件--液压缸不同而已。根据需要适当简化了液压油路，而且根据功能特性划分成 4 个工作回路：起吊箱体、箱体平移、举升卸载、卸下箱体，它们的结构相似。

起吊箱体时的液压回路如图 3-3 所示，是液压缸为执行元件的典型简化液压回路，另外几个和它基本相似。

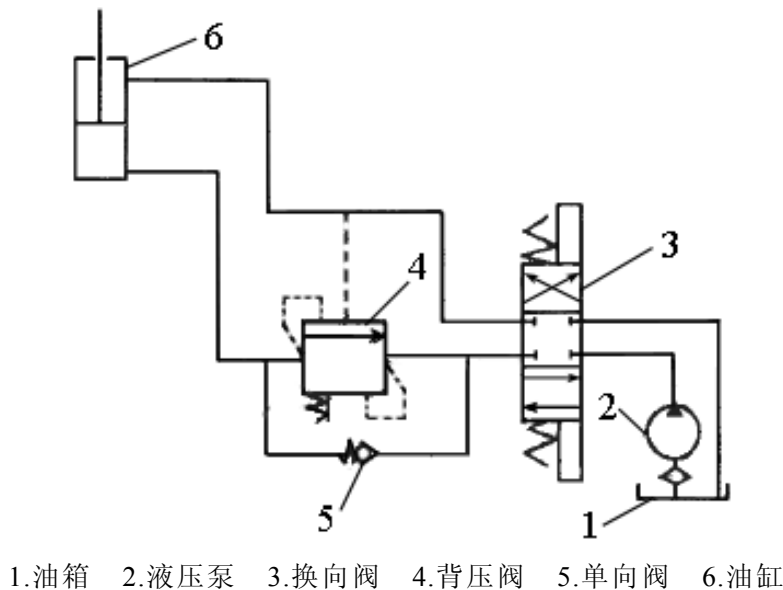


图 3-3 起吊装箱液压回路模型

3.2 仿真分析

本设计为额定装载量为 14t 的拉臂车，该拉臂车的液压系统最大压力 $p=17\text{MPa}$ ，液压缸活塞直径 $D=160\text{mm}$ ，活塞杆直径 $d=80\text{mm}$ 。根据这些参数进行计算得到，无活塞杆的 A 缸最大提升力为 683.61kN，有活塞杆的 B 缸最大提升力为 512.71kN。

本文按照液压系统的参数和设计图，用 ADAMS/View 软件对系统做了模拟仿真，准确显示出系统的载荷量级：在箱体装卸作业时，可满足 15 吨的最大荷载；在垃圾倾卸作业时，可卸 16t 的最大荷载。基于此，本文研究箱体重量为 15t 时的工作状态，模拟分析三种工况：装箱、卸箱和卸货。

本文为了方便分析，定义了拉臂转角和举升角：拉臂转角是装箱、卸箱工作过程中拉臂相对于副车架的转角，定义装箱结束时，拉臂转角为 180° 。卸货作业时联动架相对于副车架的转角定义为举升角，使箱体在水平位置的初始举升角是 0° 位置，装箱作业完成时举副车架和升油缸之间的倾角经测定为 6.3° 。

3.2.1 装箱过程的仿真模拟结果

(1) 油缸作用力分析 图 3-4 为装箱过程中两个举升油缸作用力合力的变化曲线，假设两个举升油缸作用力相同。在起吊过程中，机构的动作是举升油缸活塞杆收缩，在起吊箱体瞬间油缸作用力迅速增大。经测定，拉臂转角 55.2° 时箱体前轮离地，液压缸作用力达到最大值 509.44kN 。当箱体被吊离开地面时，油缸作用力降了下来；当箱体被吊碰到车上滚轮，拉臂转角在 134.5° 位置时，油缸作用力突然增加；当继续增加到 136.8° 时，箱体后轮离地，油缸作用力增加到极大值，然后又开始下降；当拉臂转角到 160° 时，油缸作用力方向在箱体重力作用下出现改变，力的大小增大到另一个峰值。

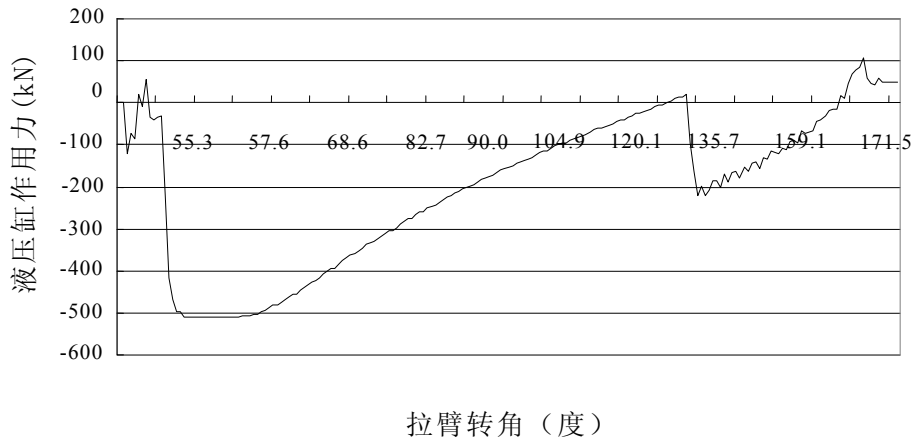


图 3-4 油缸作用力变化曲线

(2) 固定座与联动架连接销作用力 如图 3-5 所示，固定座与联动架连接销作用力的变化趋势与液压缸的作用力变化相类似。液压缸作用力增加时，固定座与联动架连接销上的作用力也增加；反之，降低。

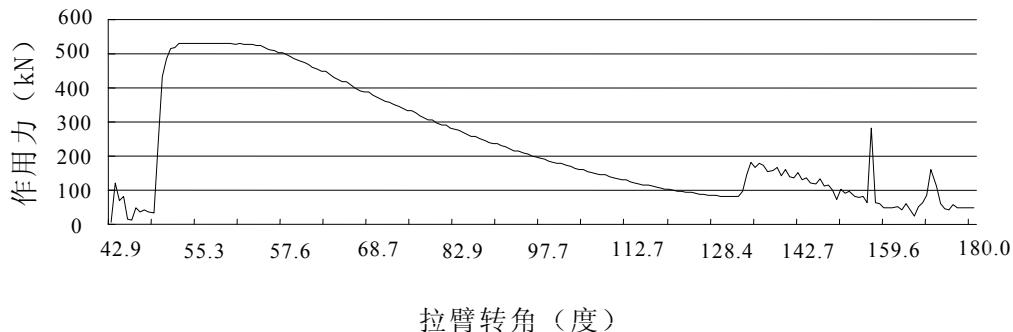


图 3-5 固定座与联动架连接销作用力

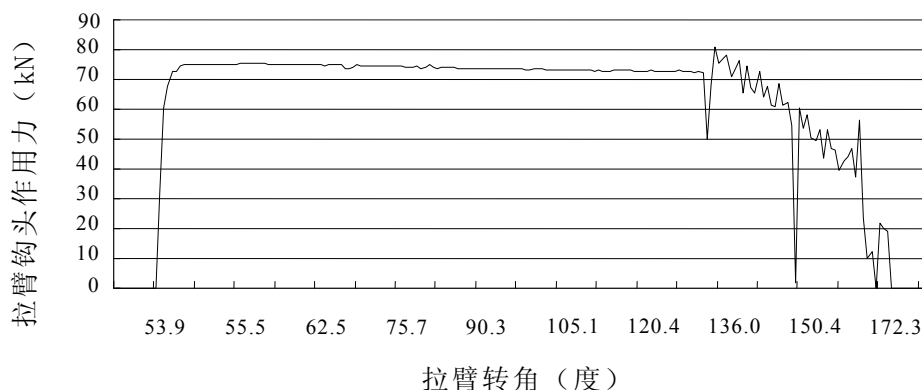


图 3-6 起吊时拉臂钩头作用力与拉臂转角的关系

(3) 拉臂钩作用力分析 图 3-6 所示为起吊过程中拉臂钩头的作用力曲线。经测定，拉臂转角 54° 时，拉臂钩头与箱体拉钩接触，拉臂钩头的作用力迅速增大；当拉臂转角达到 55.2° 时，箱体的前轮脱离地面，拉臂钩头作用力达到极大值 75kN 。之后，拉臂钩头的作用力随拉臂转角的增大而逐渐减小；当箱体被吊至拉臂转角 134.5° 时与车上滚轮相接触时，滚轮和箱体之间产生接触冲击现象，拉臂钩头的作用力出现震动。拉臂转角为 135.7° 时，拉臂钩头的作用力达到最大值 80.85kN ，拉臂转角为 136.8° 时，箱体后支撑轮脱离地面。之后，随着拉臂转角的增大，拉臂钩头的作用力逐渐减小，但因为箱体与滚轮之间的冲击及箱体的振动等原因，对拉臂钩头产生冲击载荷，作用力产生波动。

(4) 滚轮上的作用力 装箱过程中滚轮上作用力变化曲线如图 3-7 所示。拉臂转角达到 134.5° 时，箱体和滚轮接触。装箱过程中箱体的晃动和振动，导致滚轮上的作用力产生很大的波动和冲击。

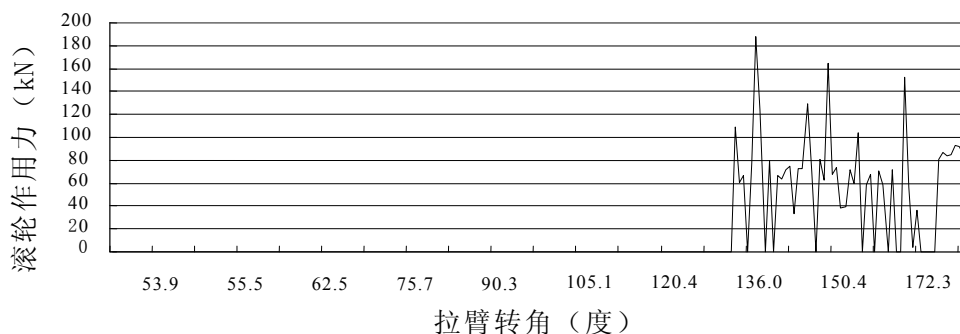


图 3-7 滚轮上作用的力

3.2.2 卸箱过程的仿真模拟结果

(1) 油缸作用力分析 图 3-8 为卸箱过程中两个举升油缸作用力合力变化的曲线。举升阶段，油缸作用力在起吊箱体瞬间迅速增大。经测定，拉臂转角 180° 时液压缸作用力达到最大值 622.12kN ，然后随着箱体举升油缸作用力开始下降；当箱体被举升，拉臂转角为 164° 时，在箱体重量的作用下油缸作用力方向发生变化，箱体靠重力卸箱。当拉臂转角减小到 136.8° 时，箱体的后支撑轮着地，因地面对支撑轮的摩擦，液压缸的作用力反向为正值，当拉臂转角变化到 134.5° 时，箱体离开后滚轮，油缸作用力陡增，出现波峰。之后拉臂转角逐渐减小，液压缸作用力方向由于箱体自量的影响发生变化，在背压阀作用下油缸的负压增加，当拉臂转角减小到 56° 时，液压缸的作用力达到极大值 -497kN ，液压缸上作用力的力为拉力。当拉臂转角减小到 55.2° 时，箱体前滚轮着地，液压缸作用力急速下降。

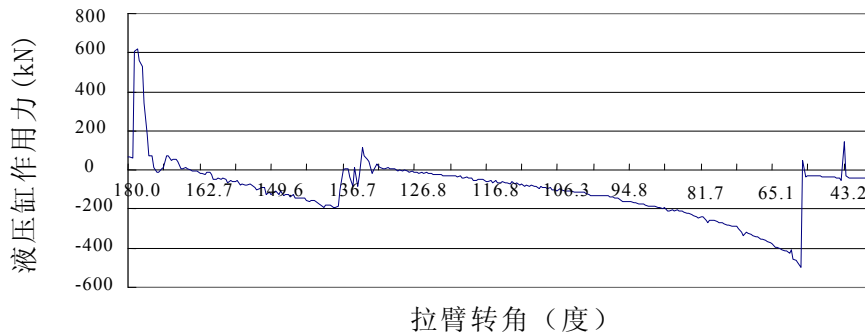


图 3-8 油缸作用力变化的曲线

(2) 固定座与联动架连接销作用力 固定座与联动架连接销作用力的变化趋势与液压缸的作用力变化相类似，如图 3-9 所示。液压缸作用力增加时，固定座与联动架连接销上的作用力也增加；反之，降低。

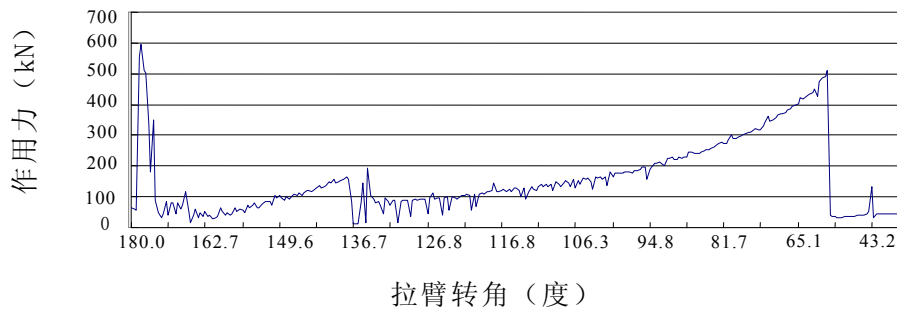


图 3-9 固定座与联动架连接销作用力

(3) **拉臂钩作用力分析** 图 3-10 所示为卸箱过程中拉臂钩头的作用力曲线。卸箱过程中除了前段举升过程之外，大部分过程都是在箱体重量作用下卸箱，拉臂钩上作用的力是被动力，卸箱过程很不稳定，拉臂钩头上作用很大的冲击载荷。拉臂转角为 136.8° 时，箱体后支撑轮着地，拉臂钩上产生很大的冲击载荷，当拉臂转角达到 134.5° ，箱体离开后滚轮后，作用在拉臂钩头上的作用力极大值基本稳定在 80kN ，但因箱体重量作用下的不稳定的卸箱工作过程，加上地面对箱体支撑轮的作用下，作用在拉臂钩头上的力产生很大的波动，直到拉臂转角达到 55.2° 时，箱体的前支撑轮着地，卸箱过程结束。

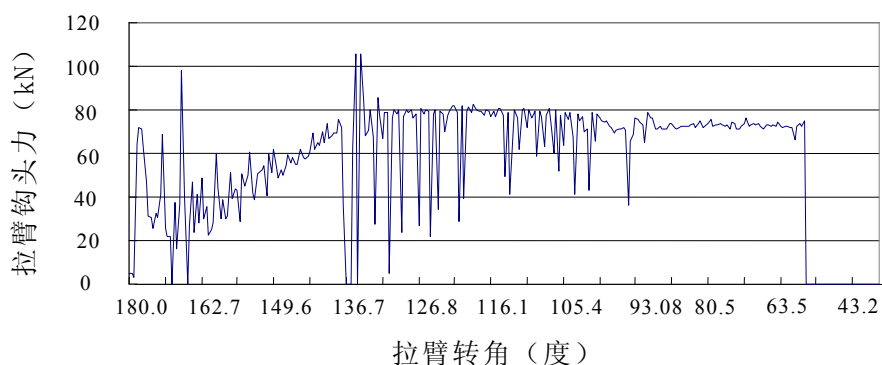


图 3-10 起吊时拉臂钩头作用力与拉臂转角的关系

(4) **滚轮上的作用力** 卸箱过程中滚轮上作用力变化曲线如图 3-11 所示。拉臂转角减小到 136.8° 时，箱体后支撑轮着地，滚轮上的作用力急剧减少，当拉臂转角达到 134.5° 时，箱体和滚轮脱离，滚轮上的作用力变为零。卸箱过程中箱体的运动很不稳定，导致滚轮上的作用力产生很大的波动和冲击。

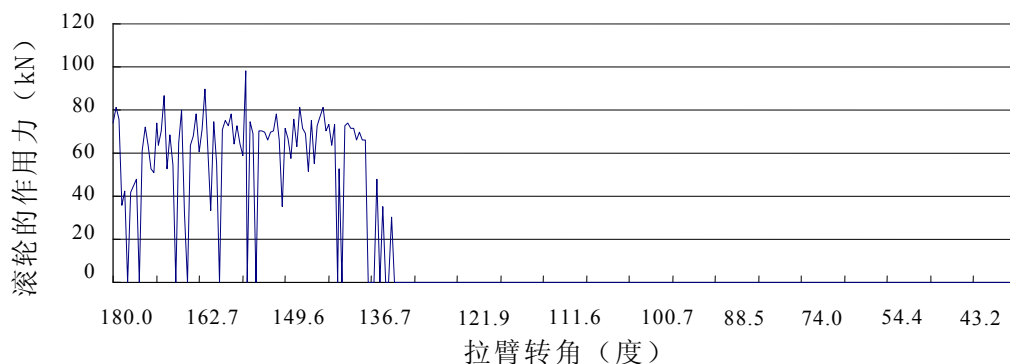


图 3-11 滚轮的作用力

3.2.3 卸货过程的仿真模拟结果

装置在卸货工况时，只有举升角不断增大到大于车厢板与垃圾之间的摩擦角并远远大于垃圾的堆积角，垃圾才从货箱滑落，完成卸载。现在 ADAMS/View 还不能对垃圾等散粒体滑落进行模拟仿真，因此本文在仿真模拟拉臂车卸货工况时，首先定义车厢垃圾体积和重量保持不变，在这种假设下分析拉臂车各个部件的位移和受力情况。实验表明：在这种情况下，仿真模拟结论与实际工况存差异很大。然而如果举升角较小，发现模拟仿真的结果还很真实，符合实际工况。而且，模拟后发现，如果工作时举升角较小，液压缸的举升力会变得很大，而举升角继续不断增大以后，忽然出现液压缸举升力大幅减少的情况。综合考虑之后，本项目中只提供举升角小于 25° 时的仿真模拟结果，并把这个结果应用于有限元分析。

(1) 油缸、联动架和副车架连接销、固定座和联动架连接销的作用力分析 油缸、联动架和副车架连接销、固定座和联动架连接销的作用力状况分别如图 3-12、图 3-13、图 3-14 所示。拉臂车举升卸货工况时，油缸、联动架和副车架连接销、固定座和联动架连接销的作用力变化情况一样：当换向阀芯打开的瞬间，作用力马上增大到 659kN，速度很快。但慢慢举起箱体以后，作用力出现下降。主要原因是当拉臂开始举升，液压缸的作用力方向与副车架角度较小，只有 6.3° 。但举升角逐渐增大以后，在液压缸作用力一样时，作用在箱体上的力矩不断地增加，因此举升角不断增加时，出现液压缸的作用力迅速减小的现象。根据拉臂车结构发现，箱体的自重如果保持不变，而增大液压缸的作用力，那么，副车架和联动架连接销、联动架和固定座连接销上的作用力也会变大，相反，则减小。

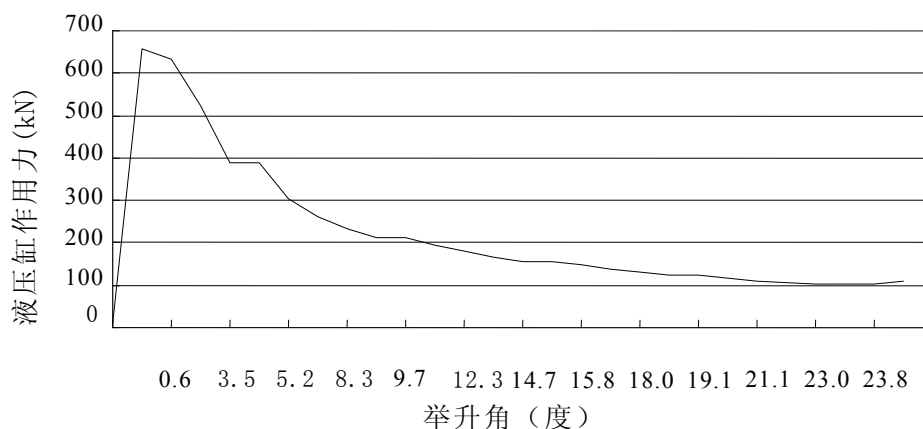


图 3-12 液压缸作用力

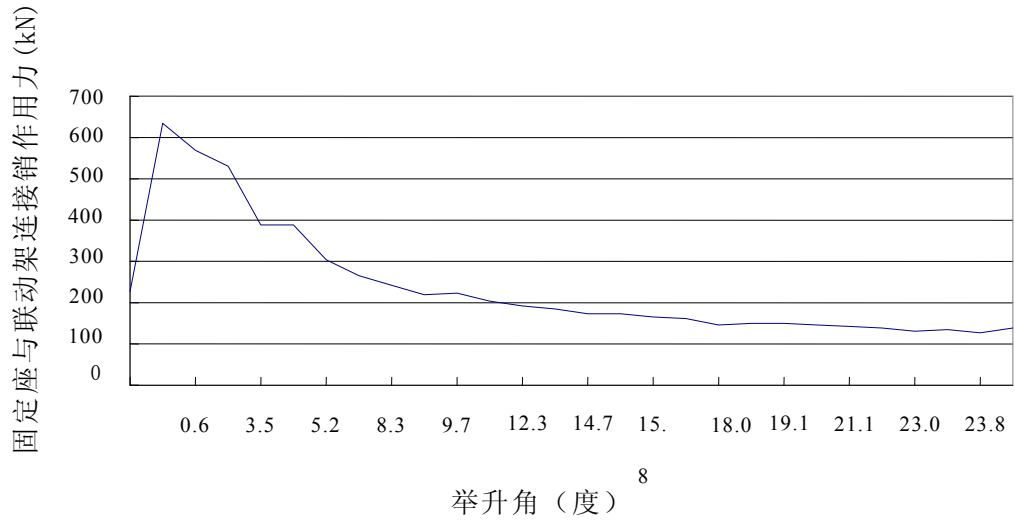


图 3-13 固定座与联动架连接销的作用力

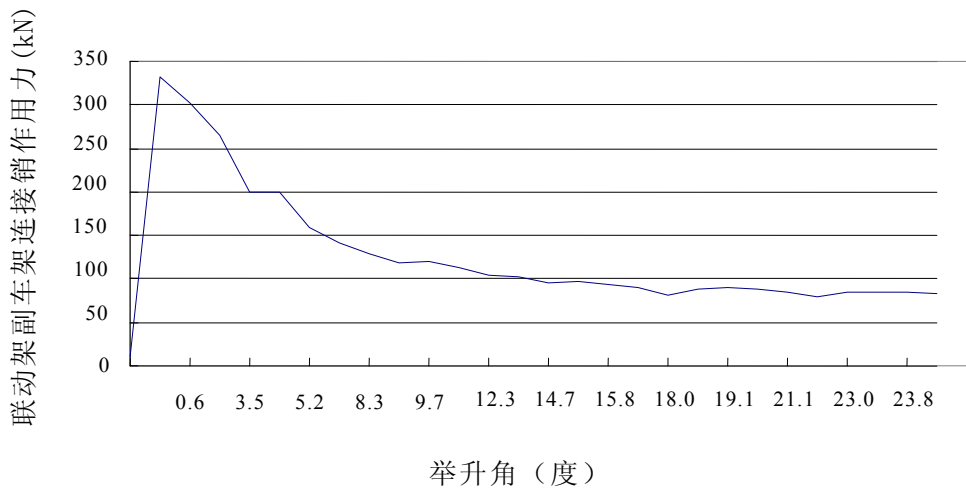


图 3-14 联动架与副车架连接销作用力

(2) 拉臂钩头的作用力 图 3-15 是拉臂钩头在卸货工况时作用力变化曲线图。拉臂钩头在举升时作用力会急剧增大到 69.68kN 的最大值，然后又下降到 19.72kN 的最小值，原因为：在举升起始工况时拉臂要克服箱体的惯性力。慢慢地，拉臂钩的作用力增大，直到固定座吊耳的支撑力消失，拉臂钩的作用力为 41kN。根据模拟仿真结果与装置的工作原理得出，和装箱、卸箱工况相比，卸货工况时拉臂钩的作用力较稳定，要小些。

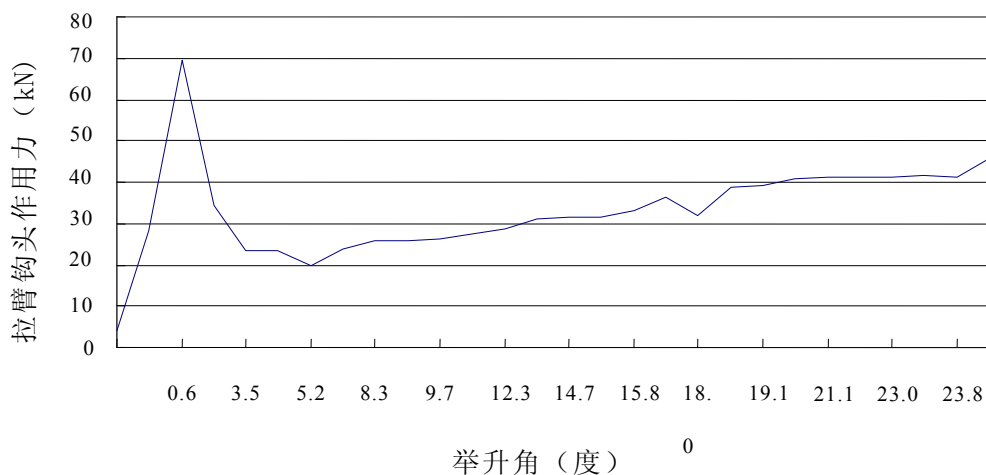


图 3-15 拉臂钩头上作用的力

(3) 后滚轮上的作用力 后滚轮上的作用力变化曲线如图 3-16 所示。开始举升时产生 76.10kN 的峰值，这主要是与开始举升阶段的箱体的颠簸有关。当固定座的吊耳起到支撑作用时，滚轮上的力基本保持在 40-50kN 范围变化。可知卸货过程中两个后滚轮但部分时间段承担 8t 到 10t 的重量。

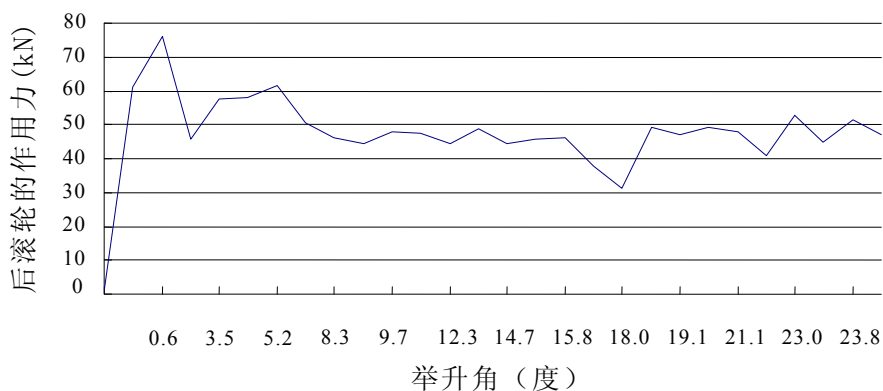


图 3-16 后滚轮上作用的力

(4) 固定座吊耳上的作用力 卸货工作过程中固定座吊耳作用力变化曲线如图 3-17 所示。由于结构上的原因，固定座与箱体在举升角 5.26° 时接触，固定座吊耳的作用力急剧增加。举升角增加到 21.25° 时，固定座吊耳与箱体又脱离接触。研究表明，举升角增达到 21.15° 以后，因联动架在举升过程中发生了弯曲变形，导致固定座吊耳与箱体脱离接触，固定座吊耳作用力变为零。

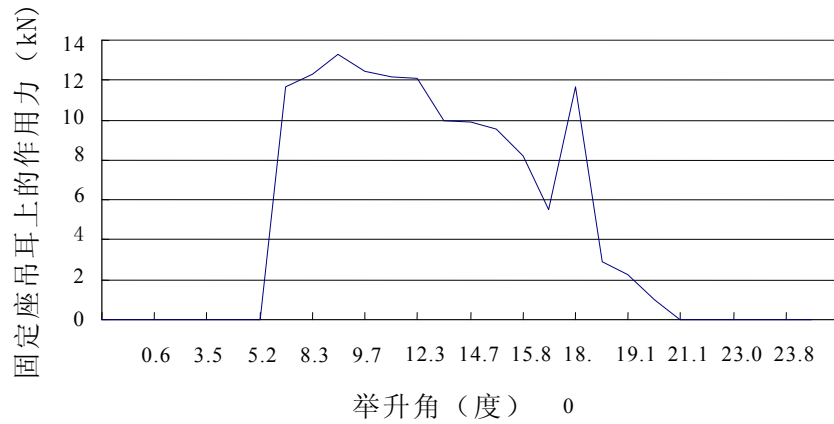


图 4-17 固定座吊耳上的作用力

3.3 本章小结

本章建立了拉臂车工作系统虚拟样机模型，把液压系统和机械系统用参数有机关联起来，完成了机—液复合系统的联合动态仿真分析工作，给 ANSYS 做的拉臂车零部件刚度分析与强度分析提供了可靠有效的依据。纵观拉臂车的仿真模拟结果，认为装箱、卸箱、卸货 3 个工作过程中，装箱和卸箱过程中拉臂车零部件受到的力和位移基本上是相类似的过程。

为了验证仿真结果的正确性，本文将理论计算的举升油缸的举升力和收缩力与仿真中的数据进行比较，结果表明，两者基本吻合，仿真数据没有超出理论最大值。

第4章 拉臂结构有限元分析

4.1 拉臂机构几何模型的建立

根据拉臂车在工作过程中的受力情况，在整车受力方面，比较车箱、车架和拉臂机构的受力情况，发现拉臂机构结构最复杂而且最容易在工作过程中发生强度方面问题，因此本文只对拉臂机构进行有限元分析。拉臂机构主要由一些经过折弯的钢板焊接或铆接在一起，模型比较复杂，而且尺寸变化比较大，虽然ANSYS Workbench中有建模单元（Geometry），但是与专业的三维绘图软相比还是不够方便，所以本文利用SolidWorks建立三维模型，以x_t格式保存，然后利用他们之间的接口，将x_t格式的模型利用ANSYS Workbench中Simulation模块Geometry命令导入^[42]。如图 4-1 所示。

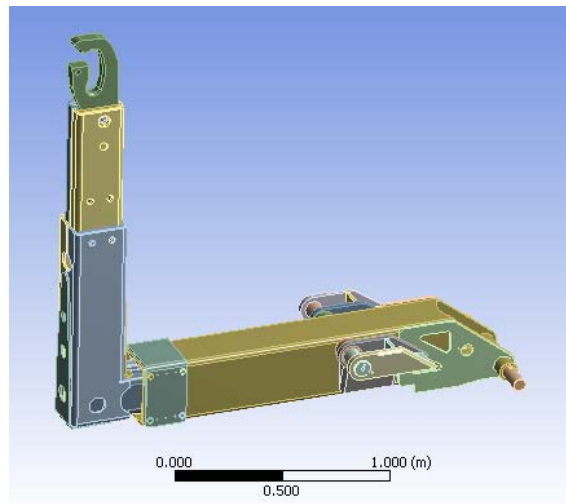


图 4-1 将模型导入 ANSYSWorkbench

4.2 建立有限元模型

4.2.1 单元类型的确定

ANSYS Workbench对各种物理场进行统一模型划分和单元的选择。确定拉臂车三维实体模型要选择体单元，ANSYS常用的体单元有SOLID45、SOLID186、SOLID187、SOLID95、SOLID189 等^[35]。SOLID45 单元用于 3-D 实体模型，由 8 个节点组成，每个节点有三个自由度：X、Y、Z方向上的移动，模型如图 4-2 所示。该单元具有塑性、蠕变、大变形、大应变的能力，但是它网格划分时形成的节点较少，不能自动生成四面体和六面体之间的过

渡单元，造成单元的不连续影响计算精度。SOLID186 是一种高阶 3-D，而且

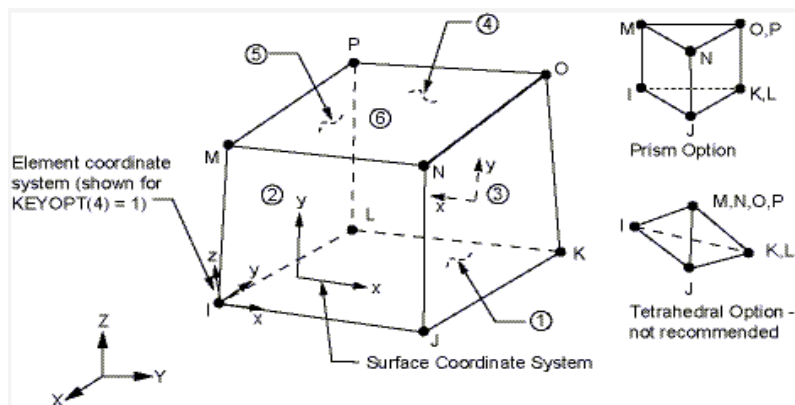


图 4-2 SOLID45 的几何结构模型

是具有 20 节点的实体单元类型，几何结构模型如图 4-3 所示，可以用来描述二阶位移特性，每个节点有三个自由度：X、Y、Z 方向的移动，它支持弹性、塑性、蠕变、大变形、大应变等分析功能。SOLID186 非常适合构建复杂模型的网格划分。SOLID187 也是一种高阶的 3-D 实体单元，每个单元有 10 个节点，如图 4-4 所示，每个节点有三个自由度：X、Y、Z 方向上的移动，适合大变形、大应变、塑性、弹性等分析，与 SOLID186 类似，适合对各种复杂模型进行网格划分，尤其是来自于各种 CAD 和 CAM 系统的模型。所以，对于模型相对复杂的拉臂构建进行网格划分系统选用了 SOLID186 和 SOLID187 两种实体模型^[36]。

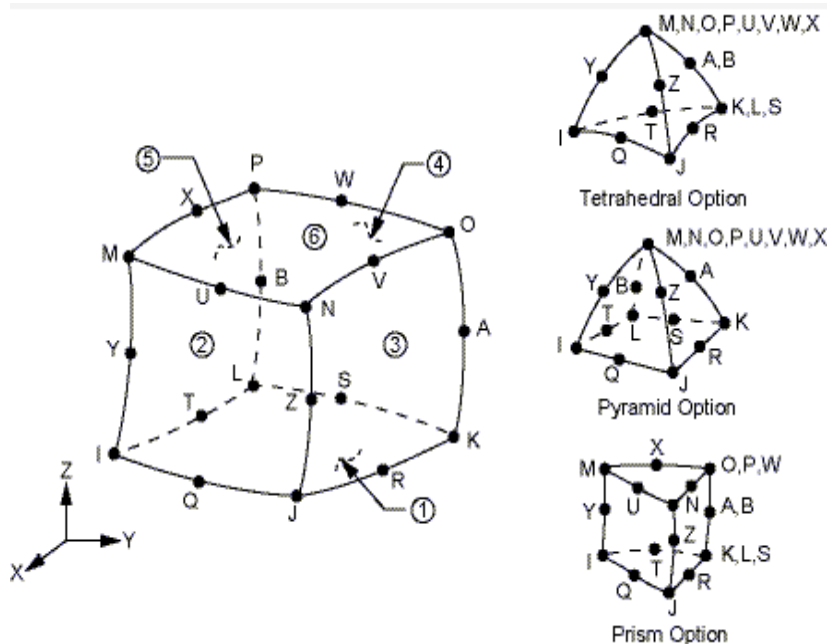


图 4-3 SOLID186 几何结构模型

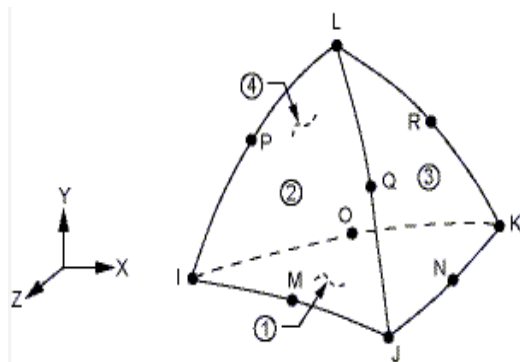


图 4-4 SOLID187 几何模型结构模型

一些单元的补充几何特性，如梁单元的横截面积和惯性矩、壳单元的厚度等，对于拉臂机构选择的SOLID186 和SOLID187 单元来说没必要进行实常数的设定^[43]。

4.2.2 定义材料属性

对材料属性的定义，一般包括杨氏模量、密度、泊松比等参数，若进行热分析还要设置热传导系数，磁场分析要设置磁导率系数。本文研究的拉臂机构主要是由钢板经过焊接或铆接而成，各种钢板材料特性如：泊松比、杨氏模量、密度等参数基本一致，因此统一设置它们的材料特性：杨氏模量 $=2.0 \times 10^{11} \text{Pa}$ 、泊松比 $=0.3$ 、密度 $=7850 \text{kg/m}^3$ 。一些别的设置如图 4-5 所示。

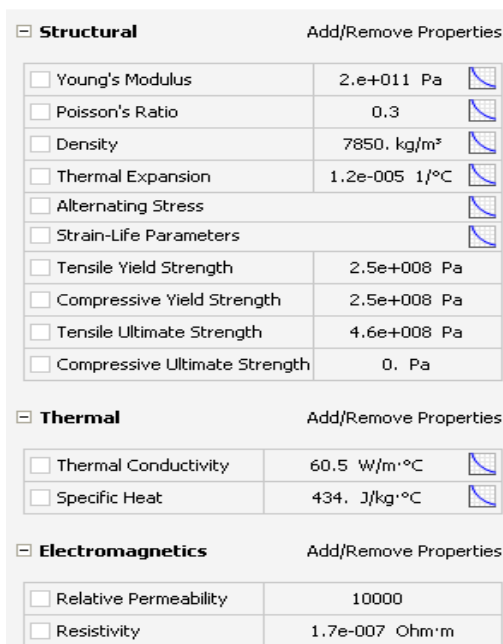


图 4-5 材料参数的设定

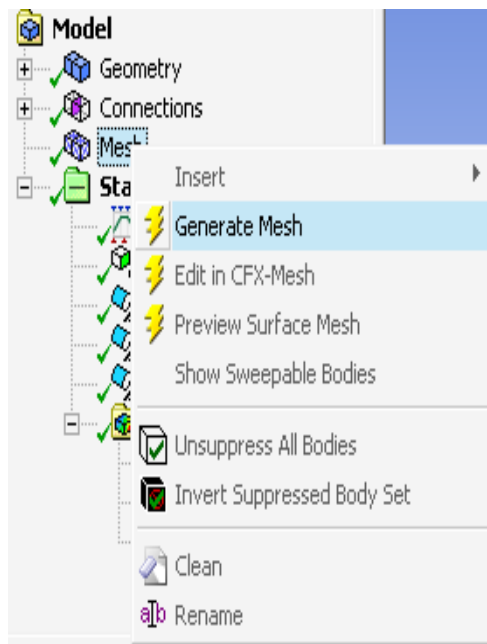


图 4-6 Mesh 命令

4.2.3 划分网格

ANSYS 有三种网格划分方式：自由网格划分、映射网格划分、体扫掠。在 ANSYS Workbench 中，采用统一的网格划分方式，右键点击它的 Mesh 命令弹出如下图 4-6 所示的命令，选择 **Generate Mesh** 进行普通网格划分，当然如果效果不理想还可以在 **Insert** 中进行进一步精细划分。最终网格划分结果节点与单元数目统计如表 4-1 所示，节点数目有 160862 个，接触单元数目有 42992 个，弹性单元有 1272 个，实体单元数目有 71462 个，总的单元数目有 115726 个，最终的网格划分结果如图 4-7 所示。

表 4-1 节点和单元数目统计

Type	Number
Total nodes	160862
Contact elements	42992
Spring elements	1272
Solid elements	71462
Total elements	115726

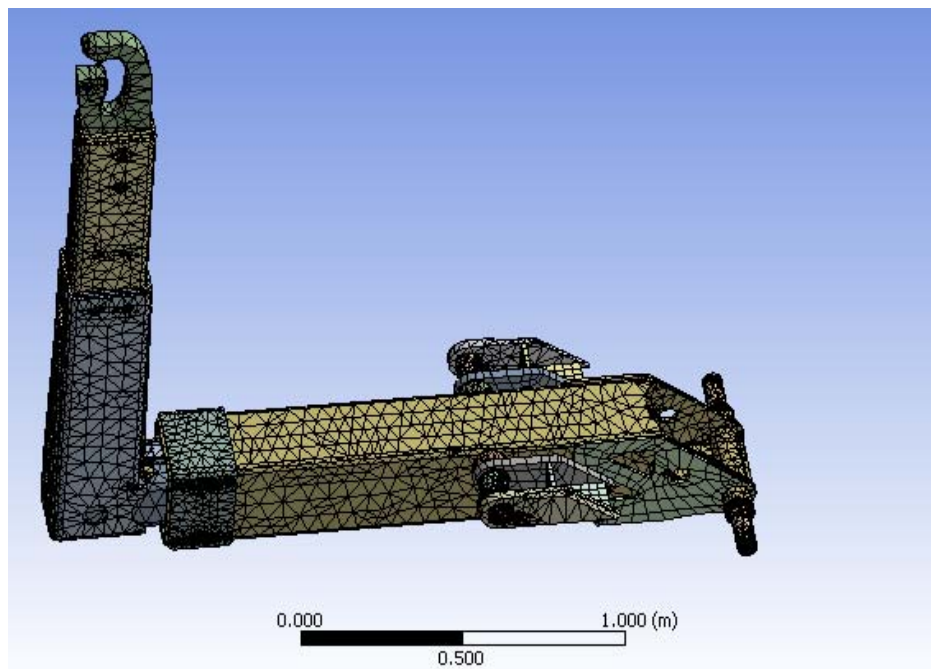


图 4-7 拉臂车网格划分情况

4.2.4 约束条件的设置

准确地施加边界约束条件可以确保构件按照设计者要求的轨迹工作，同样在有限元分析中，约束条件的设置是很重要的，不恰当的边界约束会影响矩阵的求解，产生运行错误，影响计算准确性。本文分析拉臂车三种工作状态：装箱、卸箱和卸货，在这些工作过程中，拉臂机构主要受到三个力的作用，它们是：车箱对拉臂钩手处的拉力、举升油缸对外耳轴的拉力和推力、为整个拉臂结构提供支撑的主旋转轴。因此主要对这三个部位施加约束和受力，同时还要指出，伸缩筒壁与固定座筒之间的 6 块滑块的约束情况，在实际的工作工程中，它们与伸缩筒壁和固定座筒之间存在面与面的接触，而且伸缩筒在伸缩过程中固定在固定座筒壁上的滑块与伸缩筒之间存在滑动摩擦，另外的滑块则与固定座筒之间存在滑动摩擦，如图 4-8 所示，所以要对滑块的边界约束情况进行设置。

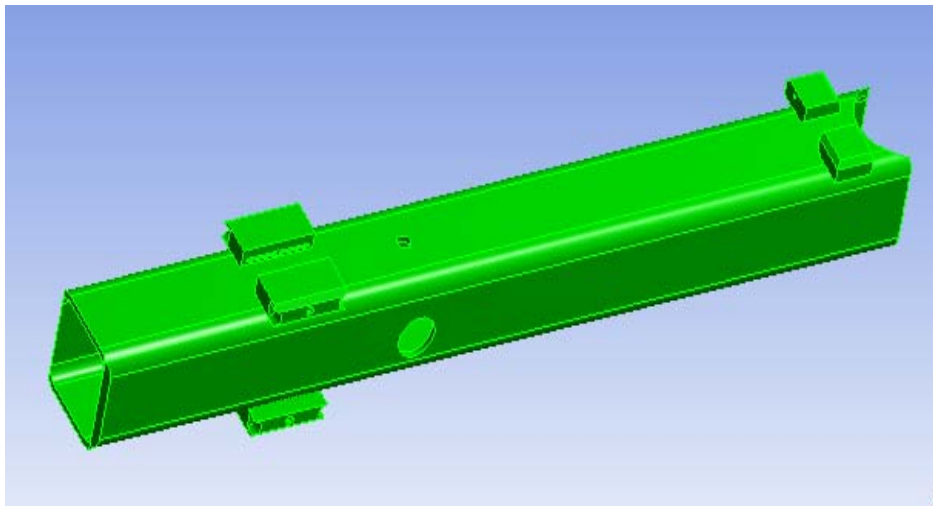


图 4-8 滑块的位置

由于从 SolidWorks 中导入 X_T 格式的模型后，在 ANSYS Workbench 中自动生成他们之间的连接约束（Connections）。但是系统没有设置它们的一些参数和连接形式，因此需要加以修改，系统自带的连接方式是 Bonded（粘结的），我们需要对这几个滑块的约束面设置为 Frictional（摩擦的），而且在 Friction Coefficient（摩擦系数）栏设置为 0.5（钢铁与钢铁的摩擦系数）。对滑块 Connections 修改前后如图 4-9 所示。对滑块设置完之后，需要对其他三个主要的部位进行约束（supports）设置。将整个拉臂机构作为一个整体来看，在这三个力作用下处于平衡状态，如果将拉臂钩手处的作用力视为主动力，则其他两个作用力举升油缸对外耳轴的拉力或推力和主旋转轴对拉臂的支撑

力可视为被动力或者约束来设置。

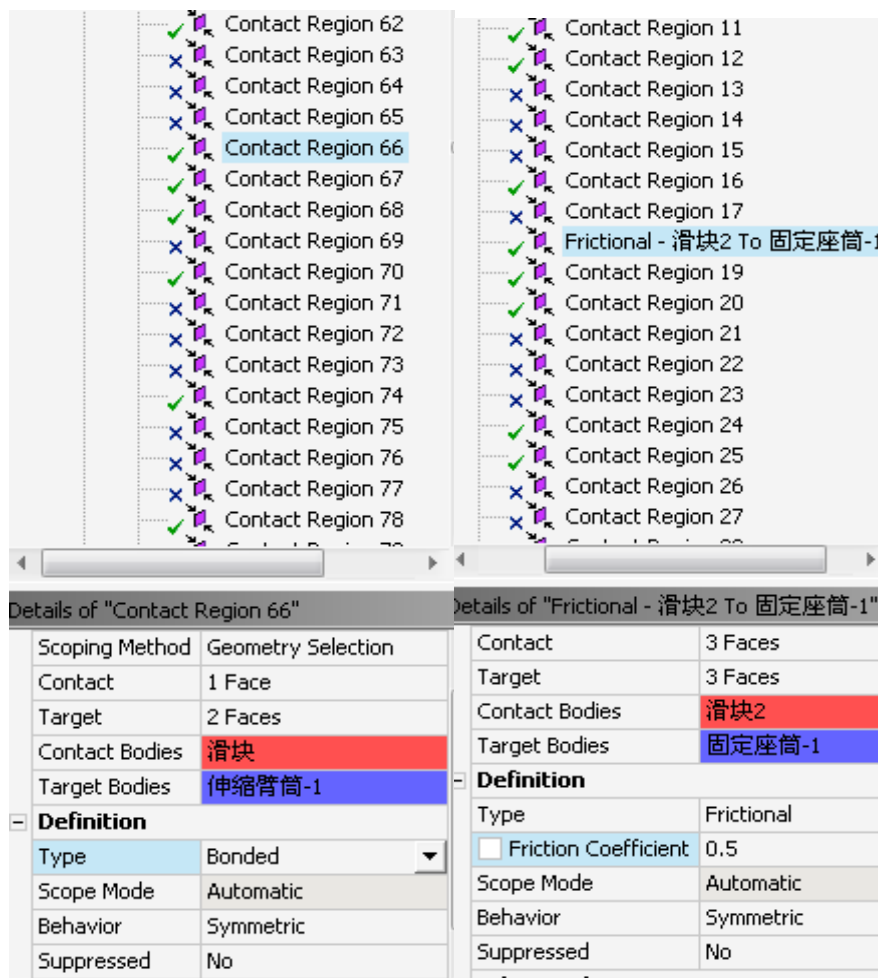


图 4-9 对滑块 Connections 修改前后

4.3 拉臂机构有限元分析

4.3.1 装箱过程有限元分析

装箱过程的动态仿真在第三章已经给出，通过分析钩手、举升油缸对外耳轴的拉力和主旋转轴的支撑力，可知在装箱起始阶段拉臂机构处于最大的受力状态，此时应力也最大。所以要对此时拉臂整体应力应变情况进行有限元分析。

(1) 装箱过程约束条件和载荷的施加 网格的划分都和前面类似，不同点在于各个工况约束条件的设置和载荷的施加。对钩手处施加拉力，其它两处施加约束，由于它们都是围绕轴旋转的，故设定为Cylindrical Support(圆柱约束)。钩手处拉力根据上章ADAMS对装箱过程的动态分析来进行加载。根据动态分析数据如图 3-6 所示，当拉臂转角为 55.2° 时钩手受力达到极大值

75kN，虽然在拉臂转角为 135.7° 时，拉臂钩头的作用力达到最大值 80.85kN，但是极不稳定，波动比较大，故采用前一个稳定时的受力状态。而且由于在建立拉臂车有限元模型的时候，坐标系统是按照导入模型时的位置状态，如图 4-10 所示，坐标轴的Y方向与挂钩所在的前臂平行，Z轴方向与固定座筒壁方向平行，在施加钩手处的拉力时要沿着图示坐标进行分解。根据图 4-11 装箱起始过程拉臂机构空间位置及受力方向，可知此时钩手合力 F_1 分解为沿Y和Z方向上的分力 F_x 、 F_y 、 F_z 。

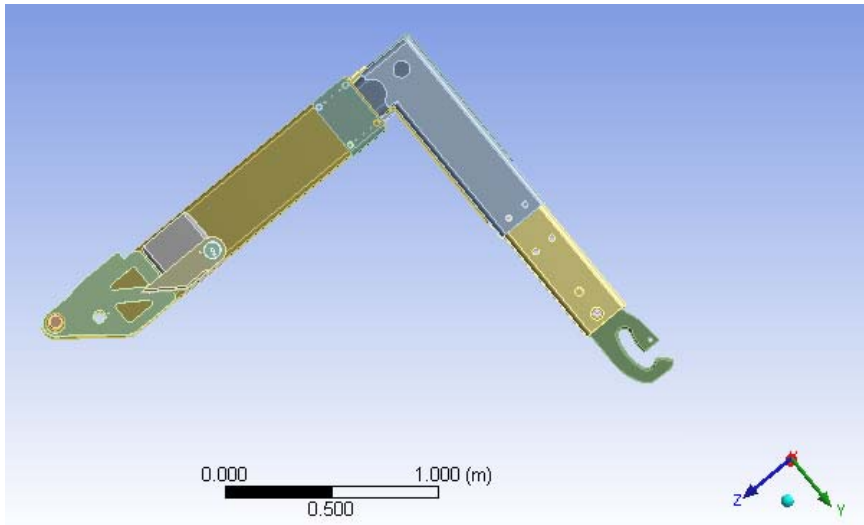


图 4-10 拉臂机构在 Workbench 中的坐标位置

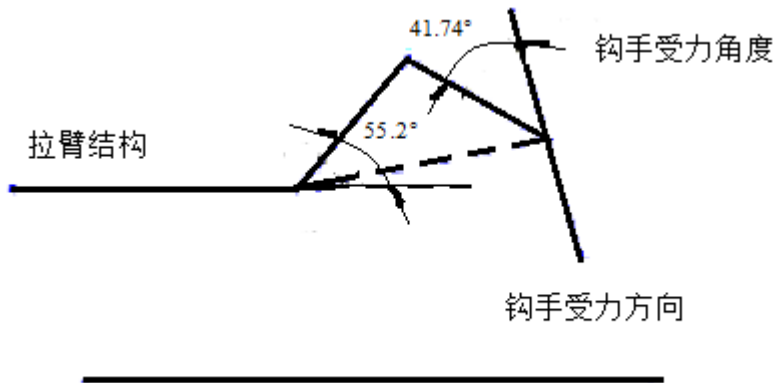


图 4-11 装箱起始过程拉臂机构空间位置及受力方向

$$F_x = 0$$

$$F_y = F_1 \times \cos 41.74 = 56 \text{ kN} \quad (4-1)$$

$$F_z = F_1 \times \sin 41.74 = 50 \text{ kN} \quad (4-2)$$

钩手处力的设置如图 4-12 所示。

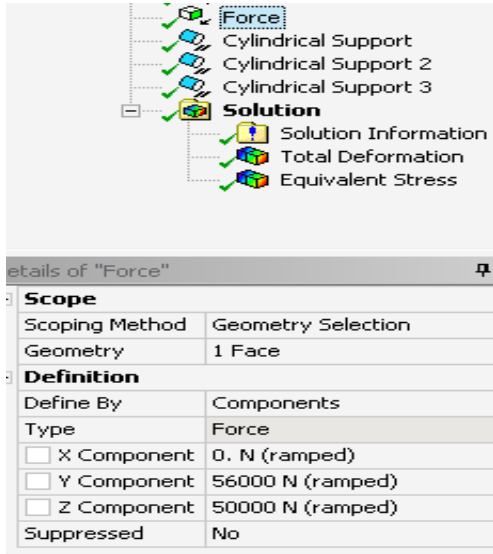


图 4-12 钩手处力的设置

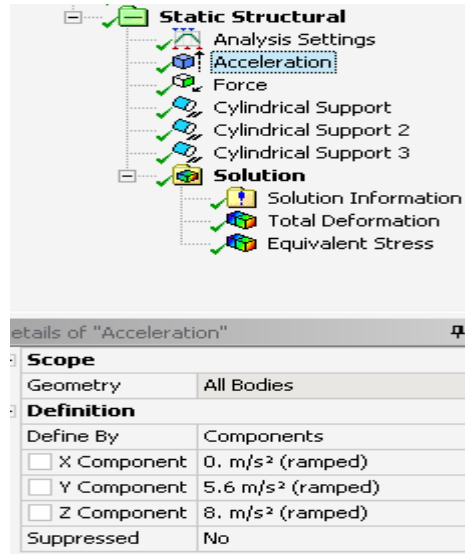


图 4-13 重力加速度的设置

同样对重力加速度也要进行分解，并按照图 4-10 将垂直向下的重力加速度 G 分解到图中的坐标轴上。此时与固定座筒平行的 Z 轴与水平地面夹角为 55.2° （拉臂转角）。

$$G_x = 0 \quad (4-3)$$

$$G_y = G \times \cos 55.20 = 5.6 \text{ m/s}^2 \quad (4-4)$$

$$G_z = G \times \sin 55.20 = 8 \text{ m/s}^2 \quad (4-5)$$

重力加速度施加如图 4-13 所示。最终约束与载荷的加载如图 4-14 所示。

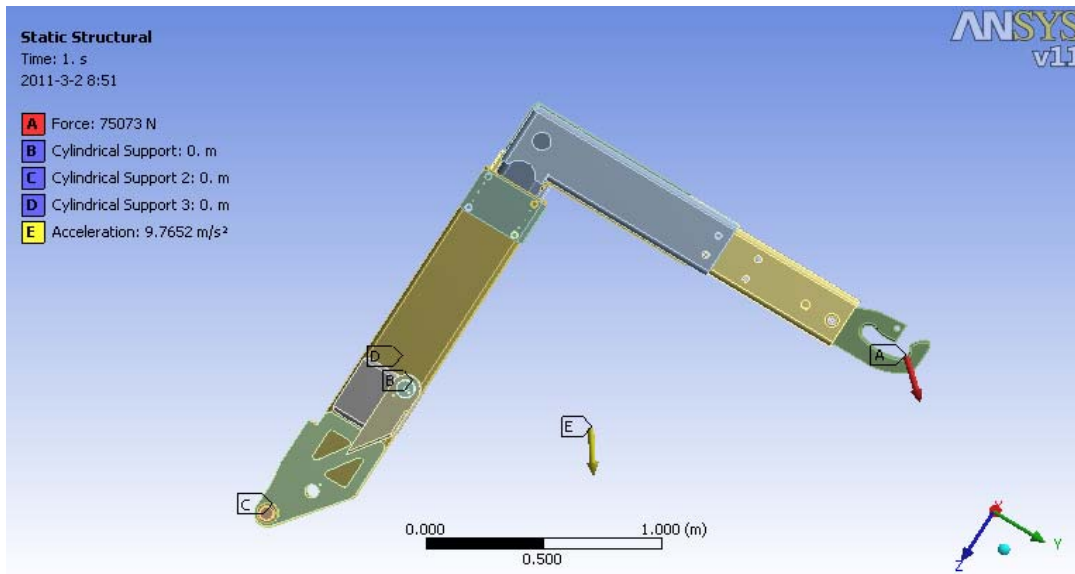


图 4-14 装箱过程约束与载荷的加载情况

(2) 有限元分析结果 利用 Workbench 的 Solve 命令，求解拉臂模型的应力和变形情况。通过分析软件便捷的结果后处理功能，可以直观地发现拉臂系统整体的应力、应变分布情况，而且也可以对某个零件进行单独显示。本文先对整体进行评判，然后对某些受力比较大的部件进行单独评判。

图 4-15 是拉臂机构整体应力分布情况，单位是 Pa，最大应力值为 566.3MPa，在钩手销轴 2 处，如图 4-16 所示。

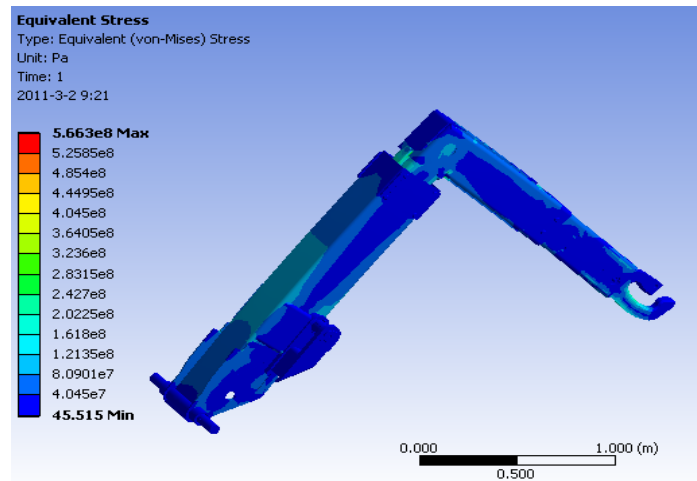


图 4-15 拉臂机构总体应力分布情况

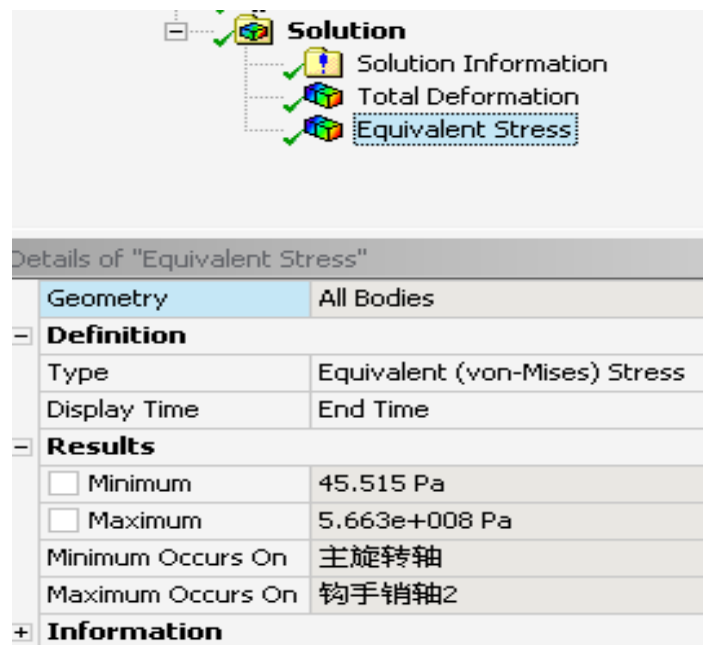


图 4-16 应力最大值与最小值的位置

从整体来看，较大的应力值主要集中在伸缩筒L形折弯处、钩手和钩手的联接部件。因此下一步要对单个部件进行分析判断。如图 4-17 所示折弯处

的应力最大能达到 242.7MPa，这是由于在装箱过程中，钩手受到的拉力对此处弯矩比较大所致。

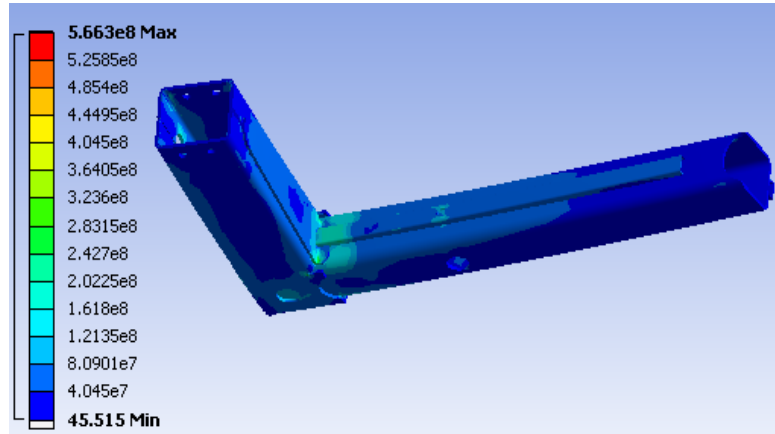


图 4-17 伸缩筒体应力分布

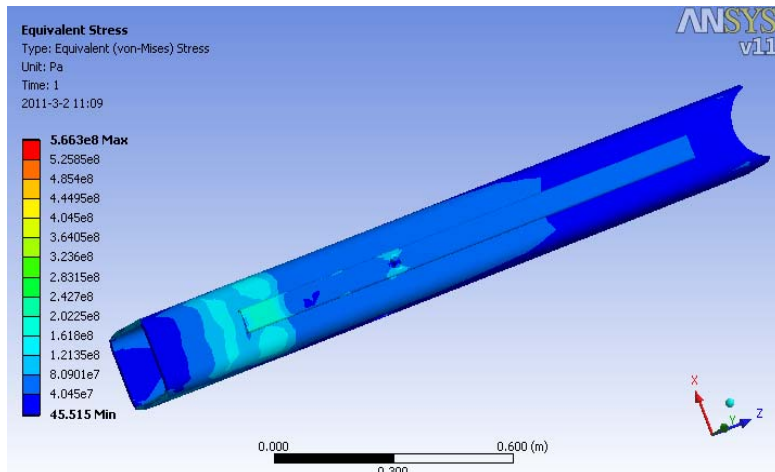


图 4-18 伸缩臂筒和伸缩方管的应力分布情况

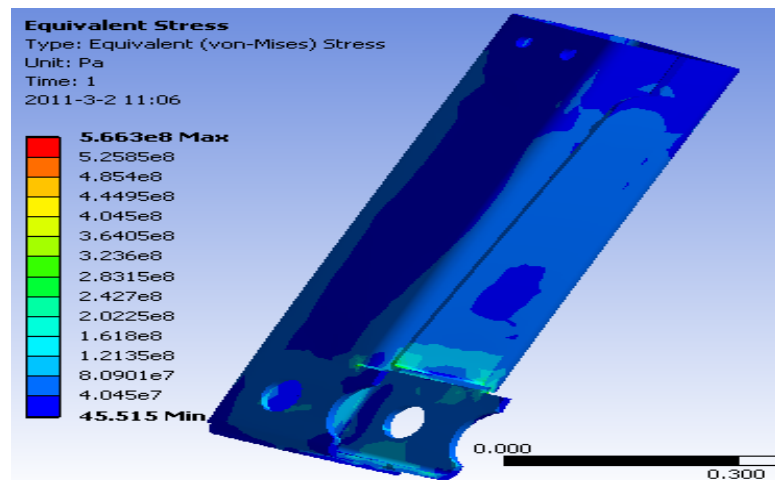


图 4-19 拉臂竖槽和加强板的应力分布情况

从图 4-18 中可以很明显的看出，钩手拉力产生的力矩在伸缩臂管前端产生的应力集中现象。从图 4-19 中也可以看出，由于拉臂竖槽在 L 形的折弯处，形状变化比较剧烈，引起应力集中。

对固定座筒进行单独分析如 4-20 图，很显然，固定座筒产生的最大应力为 121.35MPa，相对来讲比较安全。而且它的形状突变不明显，受到的力矩也不是很大，故整体应力比较小。

对钩手及其联接部件进行单独分析如图 4-21 所示，可以很明显的看出在钩手内与垃圾箱钩环接触的内侧应力值比较大，达到 242.7MPa，而且其下端与钩手销轴联接的 U 字形开口处也出现了应力集中现象，因为此处钩手变形比较大，其边缘容易和钩手销轴接触面积变小，甚至出现线与线的接触。钩手处的加强板也有较大的应力产生，最大可到达 323.6MPa，但只在边缘的一小块区域，边缘主体在 202.25MPa 左右，同样此处应力集中也是由于钩手变形比较大，导致钩手筋板与钩臂竖槽接触面积减小，出现线与线接触情况。

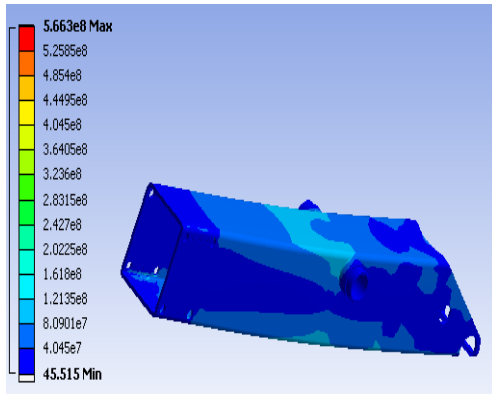


图 4-20 固定座筒应力分布情况

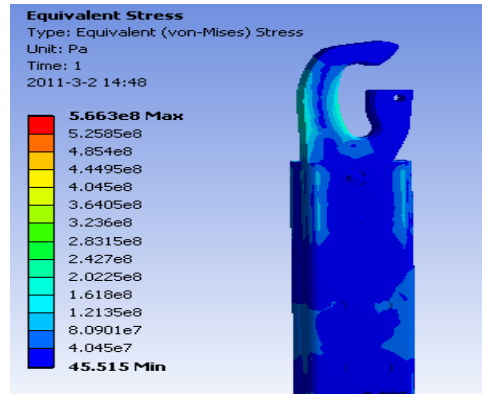


图 4-21 钩手及联接部件应力分布情况

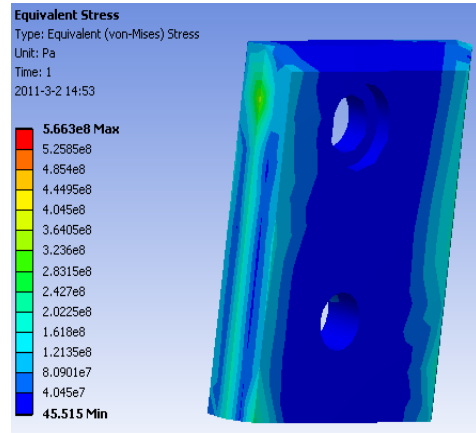
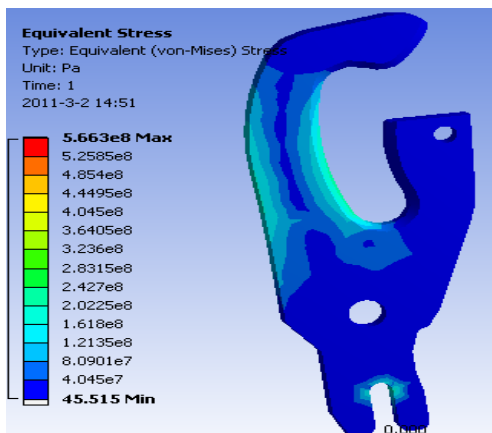


图 4-22 钩手和钩手筋板应力分布情况

对钩臂竖槽进行分析如图 4-23 所示，可以很明显的看到在其上端与钩手

加强板的接触区域应力较大，达到 242.7MPa，而且面积也不小。因此如果对此处进行改进，应加上加强板之类的紧固结构。

对整个拉臂结构产生最大应力的钩手销轴进行分析如图 4-24 所示。最大应力 566.3MPa，出现在钩手销轴切口边缘，此处主要是由于钩手的大变形导致与其接触的钩手销轴产生接触区域的改变，由开始钩手销轴切口的矩形面与钩手 U 形开口，变成矩形切口边缘线与钩手 U 形开口接触（线与面接触），必然会导致应力集中。

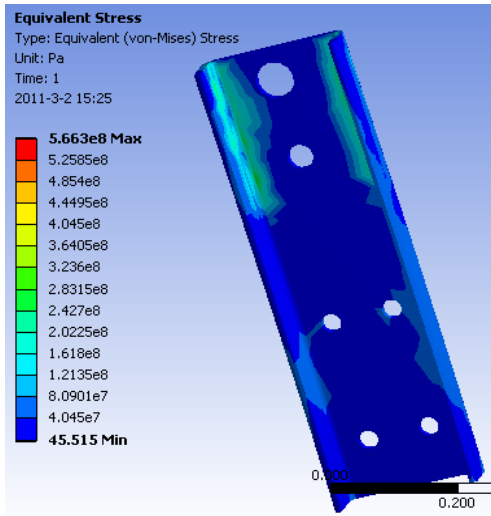


图 4-23 钩臂竖槽应力分布情况

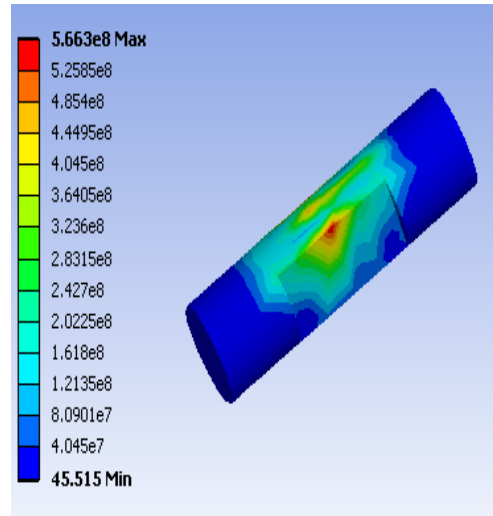


图 4-24 钩手销轴应力分布情况

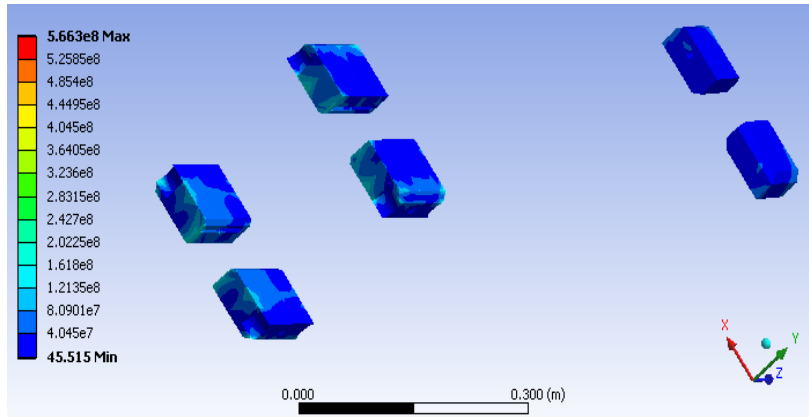


图 4-25 滑块应力分布情况

滑块起定位作用，所以前段的应力大一些。从图可以看出它们的最大应力为 202.25MPa，而且分布在容易发生应力集中的边缘处。在实际工作中，滑块收到伸缩筒和固定座筒的挤压，接触面积会增大，应力会变小。

总体来看，固定座筒和外耳轴处的应力较小，而拉臂 L 形折弯处和钩手联接部件处应力较大，具体情况如表 4-2 所示。

表 4-2 装箱过程拉臂应力分布情况

部件	应力最大位置	应力最大值 (MPa)
钩手	钩手与垃圾箱钩环接触位置	242.7
钩手筋板	筋板边缘与钩臂竖槽接触位置	323.6
钩臂竖槽	钩臂竖槽与加强板接触位置	242.7
钩手销轴	钩手销轴切口边缘	566.3
拉臂竖槽和加强板	L 形折弯处	242.7
伸缩筒臂与伸缩方管	前段与滑块接触区域	161.8
固定座筒	固定座筒与固定转套接触位置	121.35
滑块	与固定座筒前段接触区域	202.25

装箱过程拉臂机构应变分布情况如图 4-26 所示。应变 (strain) 与应力 (stress) 分布是一致的，因为根据虎克定理：当应力不超过材料的比例极限时，应力与应变成正比。可写成： $\sigma = E\varepsilon$ ，即应变与应力成正比，比例系数为弹性模量 E。

装箱过程位移分析结果如图 4-27 所示，整体分布非常有规律性，从钩手的最大值 15.195mm 到固定座筒 1.6912mm，可以看出位移量是一个累加的数值，与应力和应变不同。

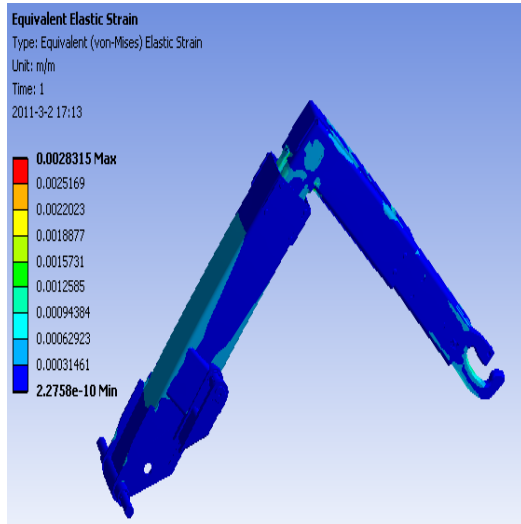


图 4-26 装箱过程拉臂机构应变分布

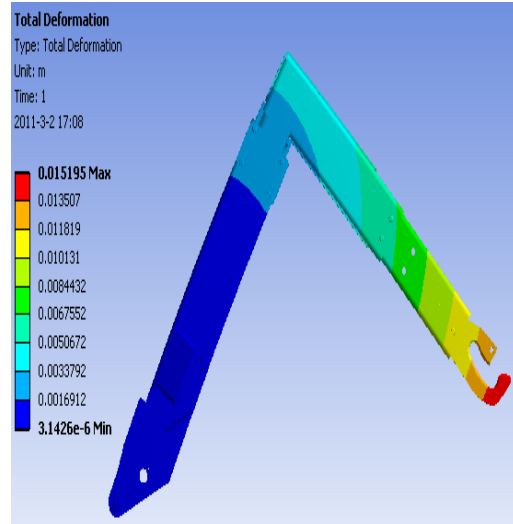


图 4-27 装箱过程拉臂结构位移分布

4.3.2 卸箱过程有限元分析

卸箱过程是装箱过程的逆过程，但是拉臂机构的受力状态却不同。根据第 3 章对卸箱过程的动态仿真结果，可以判定，当固定座筒与车架成 90°时，车箱处于悬空状态，对拉臂机构 L 形折弯处的弯矩最大，如图 4-28 而且此处与固定座筒相比尺寸变化比较明显，结构强度较低。因此对这种状态进行分

析，并取垃圾箱钩环对钩手的拉力为主动力，其他两处设置为约束。

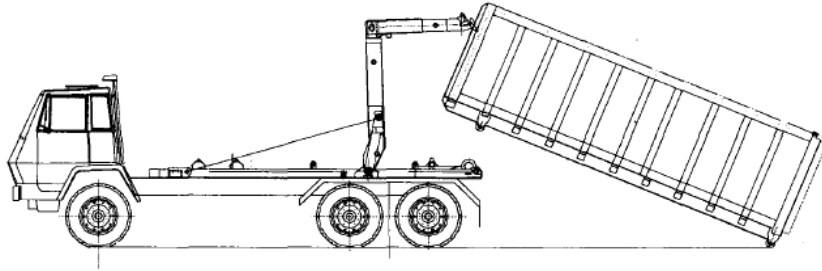


图 4-28 卸箱时固定座筒与车架垂直的状态

(1) 约束和载荷的施加 当固定座筒与车架成 90° 时，对拉臂结构进行有限元分析，约束条件的设置与装箱时类似。将举升油缸与外耳轴接触区域设置为 Cylindrical Support，主旋转轴与固定座筒接触区域设置为 Cylindrical Support，在钩手内测曲面上施加载荷，根据图 3-10 可知大小为 80kN ，即 $F_x=0$ 、 $F_y=0$ 、 $F_z=80\text{kN}$ 。

由于此时拉臂上臂水平，垃圾箱钩环对钩手地作用力竖直向下，故设置载荷的方向也是竖直向下，具体数值根据图。重力加速度的方向沿着固定座筒壁，与载荷方向一致，即 $G_x=0$ 、 $G_y=0$ 、 $G_z=9.8\text{ m/s}^2$ 。

最终约束和载荷的设置情况如下图 4-29 所示。

(2) 有限元分析结果 点击 Solve 按钮，软件自动分析，拉臂机构总体应力如图 4-30 所示。

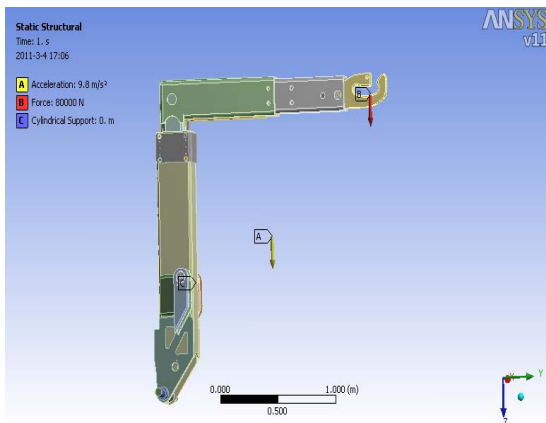


图 4-29 卸箱过程约束和载荷条件的施加

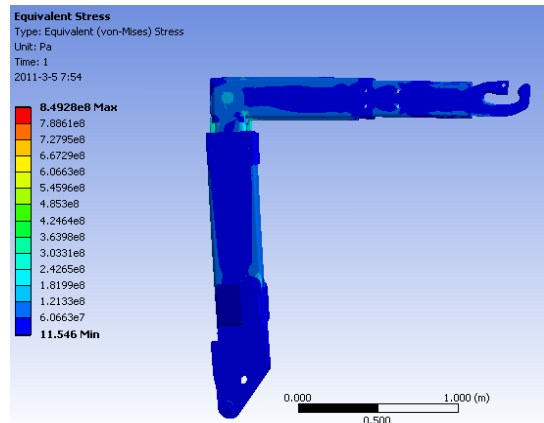


图 4-30 卸箱拉臂机构应力分布

从图可以看出在拉臂 L 形折弯处产生应力集中，最大应力为 849.28MPa 。因为在钩手内部施加的力方向完全沿着 Z 方向，对折弯处产生最大的弯矩，而且此处伸缩筒和固定座筒连接处，尺寸变化比较大，伸缩筒的强度明显低于固定座筒。对伸缩筒体进行分析如图 4-31 所示。

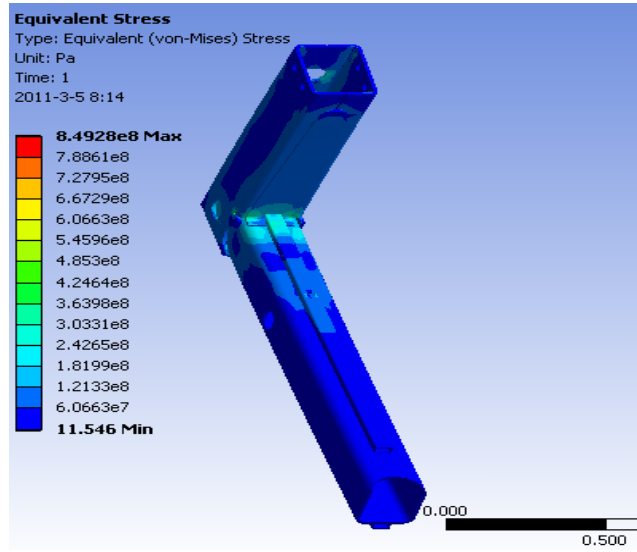


图 4-31 伸缩筒体应力分布

由图 4-32 所示，伸缩筒和伸缩方管在它们的前段应力较大，最大值为 357.66MPa，产生在伸缩方管最顶端，与伸缩筒连接的地方，显然此处由于尺寸变化比较大，产生应力集中。

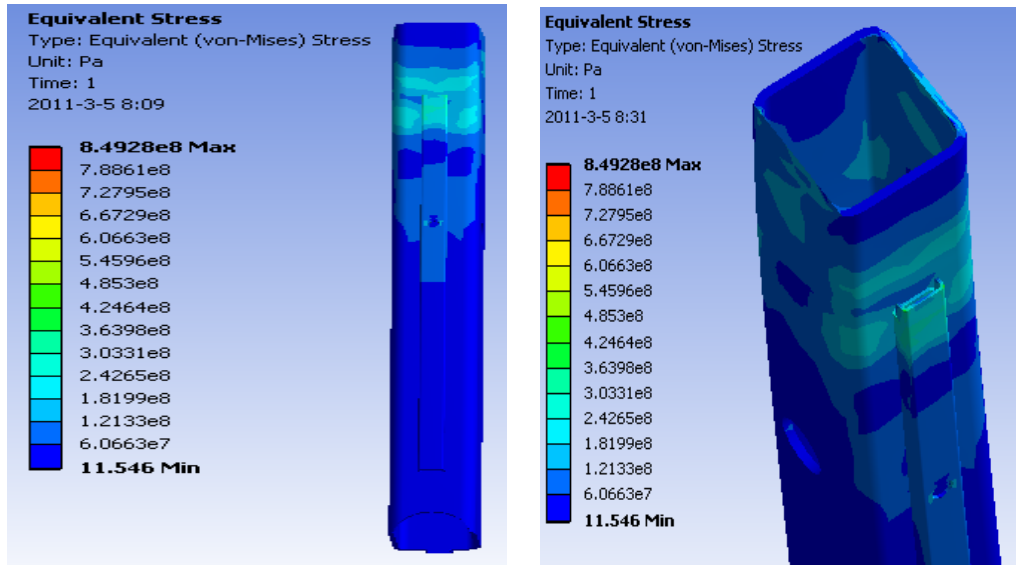


图 4-32 伸缩筒和伸缩方管应力分布及其局部放大情况

拉臂竖槽和拉臂加强板在与伸缩筒相连接的地方产生整个拉臂机构应力最大值 849.28MPa，具体如图 4-33、图 4-34 所示。从图 4-35 中可以很明显的看到，由于钢板要经过折弯、剪切处理，比较容易产生形状突变的应力集中区域（图中矩形框内）。

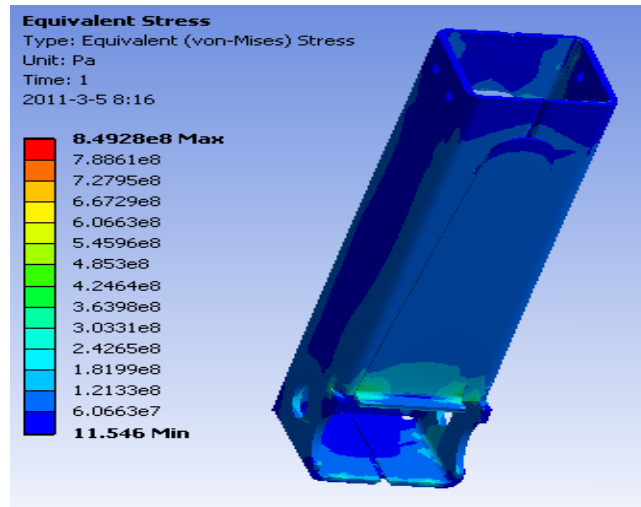


图 4-33 拉臂竖槽和拉臂加强板应力分布

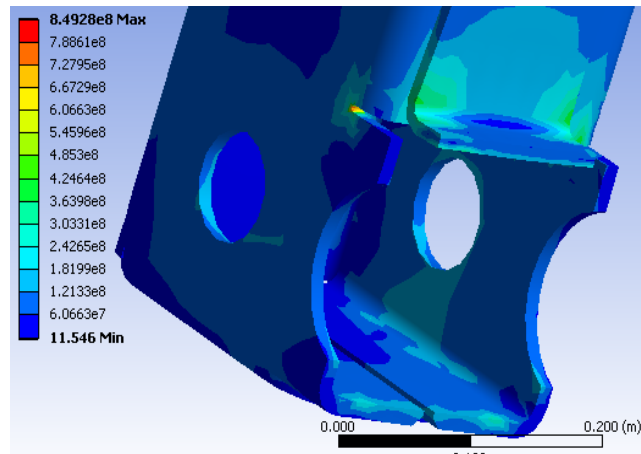


图 4-34 拉臂竖槽和拉臂加强板应力分布局部放大情况

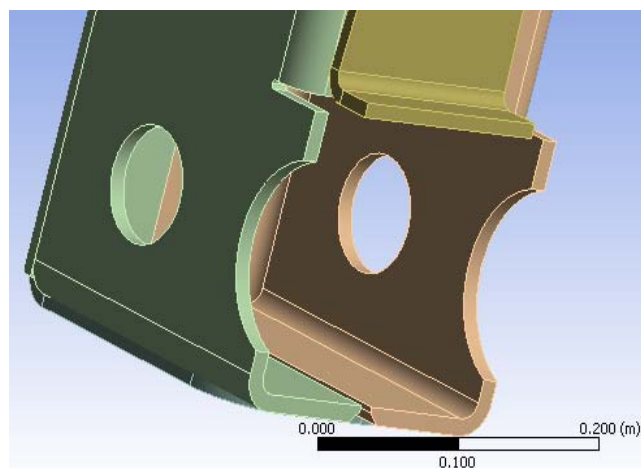


图 4-35 拉臂竖槽和拉臂加强板应力最大处结构模型

对固定座筒进行应力分析如图 4-36 所示。整体应力不大，最大值只有

180.5MPa，出现在固定座筒与外耳轴连接的地方，由于整体结构比较宽大，应力分布较均匀。

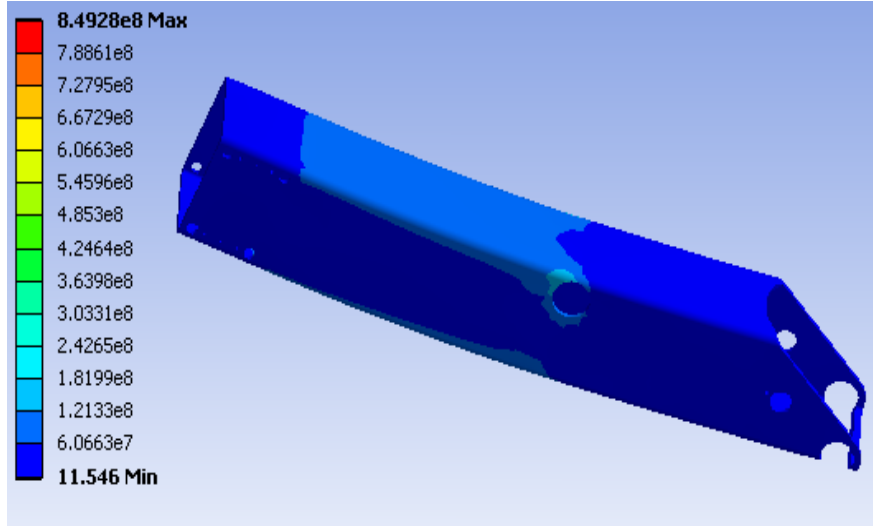


图 4-36 固定座筒应力分布

对钩手及其连接部分进行应力分析如图 4-37 所示。

对各个部分进行应力分析。图 4-38 为钩手处应力分布情况，在上节对装箱过程分析时，钩手销轴处产生很大应力，所以对其进行修改，由 U 形的开口变成了圆柱形，当然钩手销轴也进行了修改，由中间切槽的圆柱变为没有切槽的圆柱，这两处修改之后，应力变得很小。最大应力出现在钩手内部最内侧，由于此处受到的弯矩较大，而且宽度较窄，最大值为 134MPa。

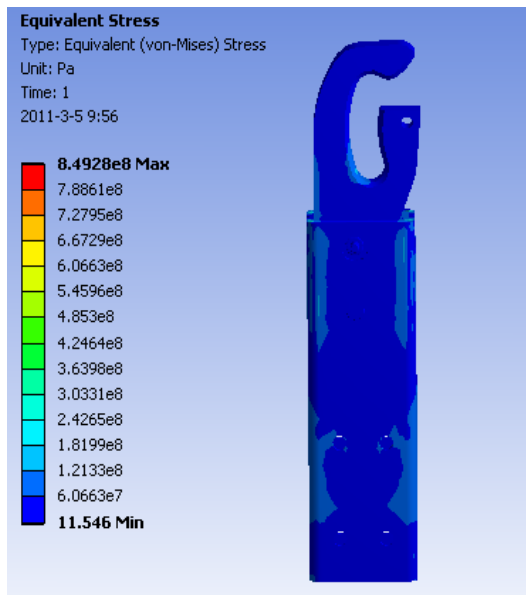


图 4-37 钩手及其连接部分应力分布情况

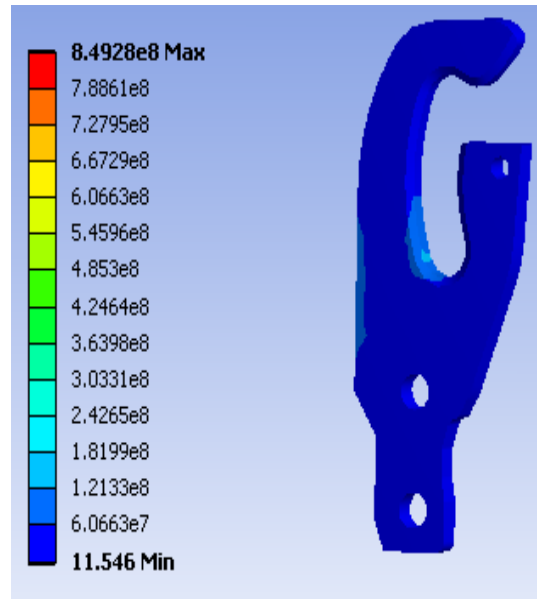


图 4-38 钩手处应力分布情况

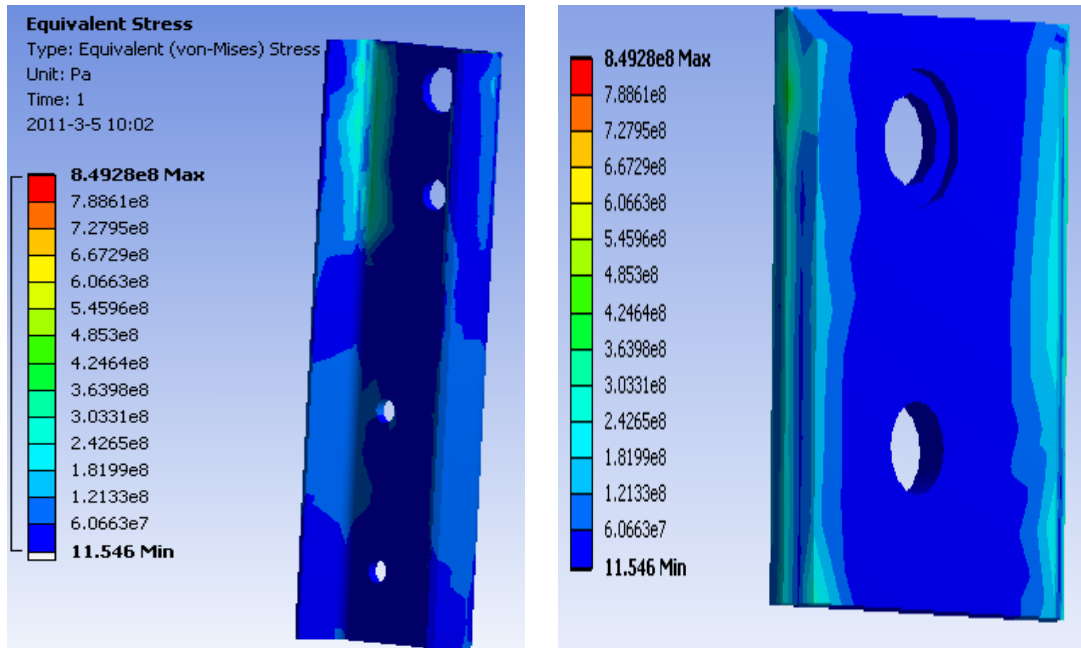


图 4-39 钩臂竖槽和钩臂筋板应力分布

由图 4-39 所示，竖槽在与筋板的连接处应力最大，筋板也在此处，最大值为：341.14MPa 和 420.6MPa。应力集中现象主要是由于筋板和竖槽接触面积较小。

对六块滑块进行分析如图 4-40 所示。与固定座筒前段接触的四个滑块应力较大，最大值为 283.53MPa，且分布在边缘，形状突变处；而后面两个滑块应力很小，且分布均匀。

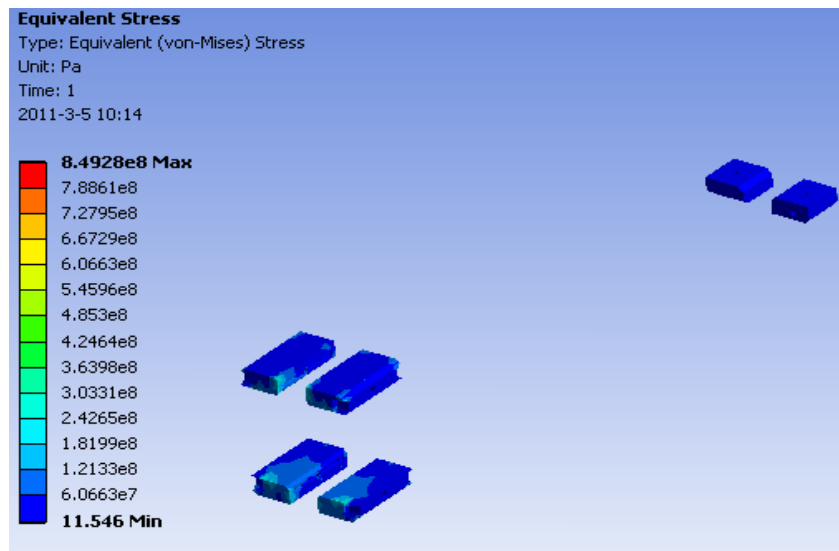


图 4-40 六块滑块应力分布

对卸箱过程应力分布情况进行总结，具体如表 4-3 所示。

表 4-3 卸箱过程应力分布情况

部件	应力最大位置	应力最大值 (MPa)
钩手	钩手与垃圾箱钩环接触位置	134
钩手筋板	筋板边缘与钩臂竖槽接触位置	420.6
钩臂竖槽	钩臂竖槽与加强板接触位置	341.14
拉臂竖槽和加强板	L 形折弯处	849.28
伸缩筒臂与伸缩方管	前段与滑块接触区域	357.66
固定座筒	固定座筒与固定转套接触位置	180.5
滑块	与固定座筒前段接触区域	283.53

(3) 拉臂结构局部修改 在卸箱过程中, 拉臂机构总体应力较大, 需要对模型进行一些修改。由于 L 形折弯处产生较大应力集中, 显示此处强度不够, 本文将添加两块筋板以增大结构的抗弯强度。修改模型如图 4-41 所示。

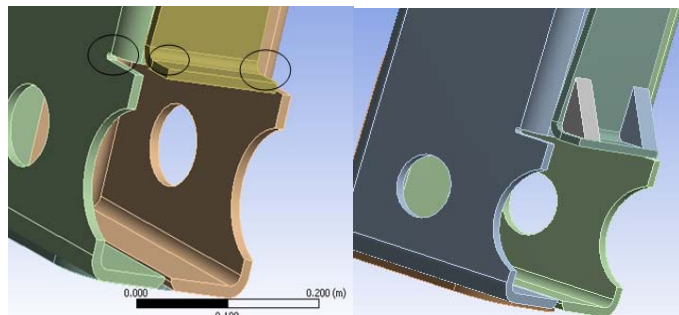


图 4-41 L 形接口处进行修改前后

修改前后此处应力变化情况如图 4-42 所示, 最大应力由 849.28MPa 减小到 575.29MPa, 减小幅度的 32%, 可见效果不错。

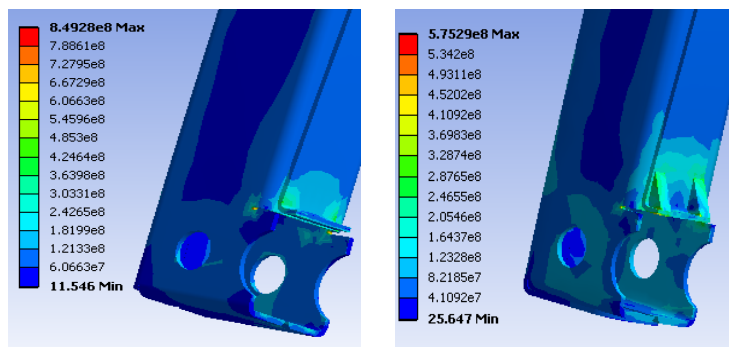


图 4-42 模型修改前后拉臂最大应力变化情况

同样对其他结构应力变化情况如表 4-4 所示。除了钩手应力变大以外, 别的部件最大应力值都减小, 而且减大幅度比较大, 应力分布更加合理, 可见模型修改的效果是可以肯定的。

表 4-4 拉臂部件在修改前后最大应力变化情况

部件	修改前部件最大应力 (MPa)	修改后部件最大应力 (MPa)	应力变化值 (MPa)
钩手	134	246.55	+112.55
钩手筋板	420.6	328.74	-91.86
钩臂竖槽	341.14	223.86	-117.28
拉臂竖槽和加强板	849.28	575.29	-273.99
伸缩筒臂与伸缩方管	357.66	227.15	-130.51
固定座筒	180.5	144.5	-36
滑块	283.53	167.97	-115.56

对卸箱过程应变分析如图 4-43 所示，与应力分布情况非常类似，因为它们成线性关系。

对卸箱过程位移分析如图 4-44 所示，从钩手开始一直到 L 形折弯处，位移从最大值 15.15mm 到 1.68mm。

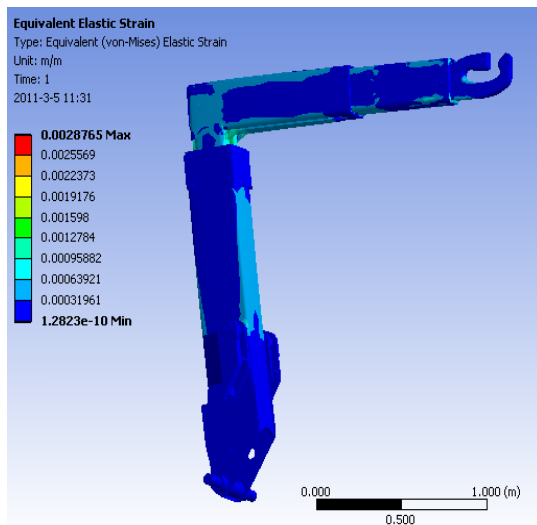


图 4-43 卸箱过程应变分布情况

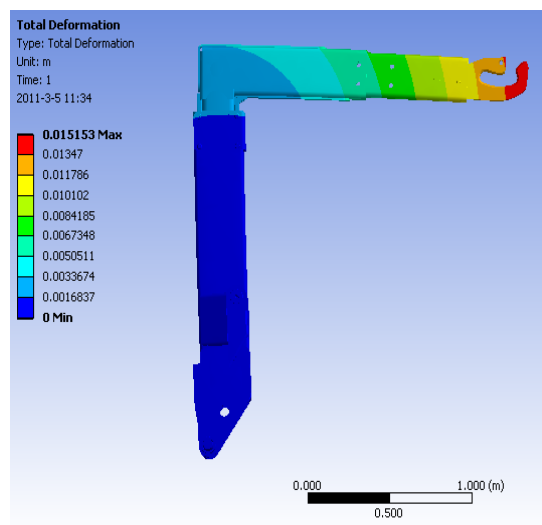


图 4-44 卸箱过程位移分布情况

4.3.3 卸货过程有限元分析

卸货过程开始前，在车架上的支撑垃圾箱的结构是副车架上的托板，和拉臂钩手内侧的凹槽以及联动架上的两个后滚轮，而拉臂机构的固定座筒上侧不与垃圾箱底部接触。卸货时，由于拉臂机构和副车架被锁座结构锁在一起，可以看成拉臂机构、车箱和联动架都绕着联动架与副车架铰接点旋转。但是在刚开始卸货的瞬间，举升油缸刚对拉臂固定座筒外耳施加推力的时候，

拉臂结构被稍微提升，拉臂钩手也会将垃圾箱瞬间举起以点，此时垃圾箱与副车架上的托板分离，支撑结构只有钩手内侧和联动架后滑轮，也就是在此时钩手处受到最大的拉力；随着举升角度的增大如图 4-45 所示，垃圾箱对副车架与联动架铰接处的力臂减小，钩手内侧对垃圾箱的支持力也会降低，变化曲线如图 3-15 所示。

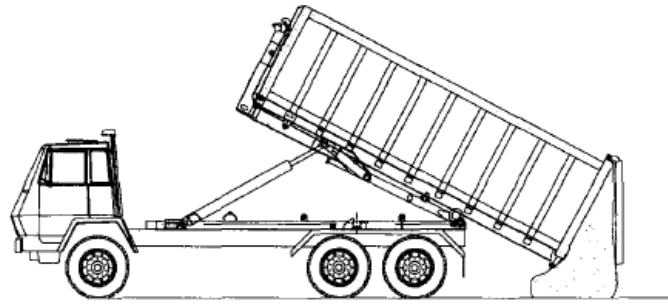


图 4-45 卸货过程示意图

(1) 约束和载荷的施加 由于刚开始举升的瞬间，举升油缸对外耳轴产生推力，拉臂机构对固定座筒与联动架的铰接处有很小的旋转，因此，对约束条件的设置和前两个工作状态一样。对外耳轴处和主旋轴处施加 Cylindrical Support 约束。在拉臂钩手内侧施加载荷。

钩手处的载荷根据图 3-15 所示，拉力为 69.68kN。

关于重力的施加，此时拉臂转角约等于 180° ，重力可以沿着固定座筒臂的方向竖直向下。载荷和约束情况如图 4-46 所示。

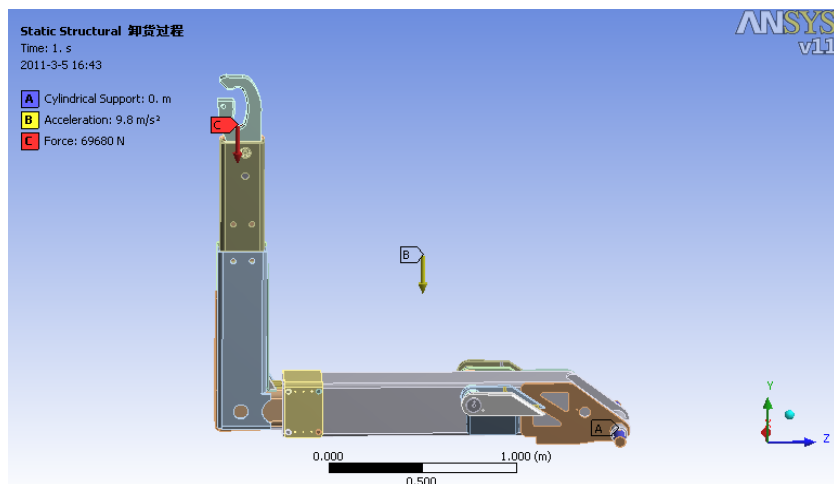


图 4-46 所示卸货过程约束和载荷的施加情况

(2) 有限元分析结果 点击 Solve 按钮，进行分析计算过程。如图 4-47 所示，最大应力为 188.19MPa，作用在固定座筒与外耳轴接触的固定座

转套上，因为钩手内侧的载荷对此处的力臂最大，其他部分应力较小。而且对 L 形折弯处增添筋板后，应力值不高。固定座筒及其附属结构应力分布如图 4-48 所示。

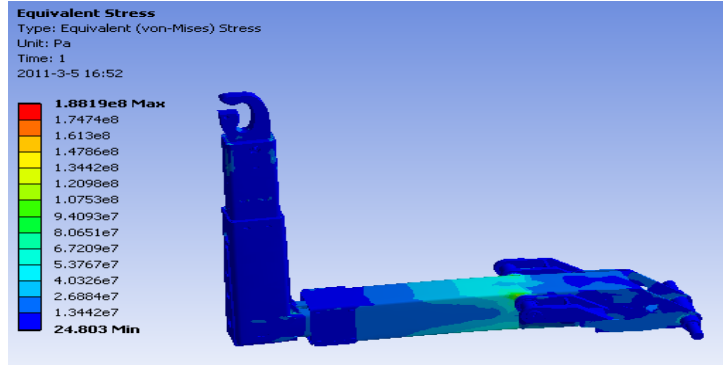


图 4-47 卸货过程应力分布情况

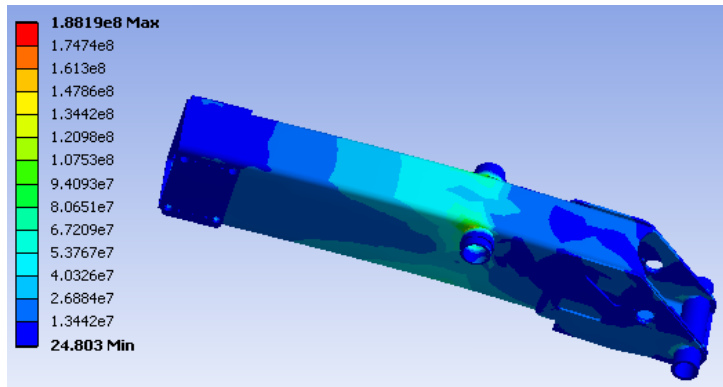


图 4-48 固定座筒及其附属机构应力分布

对固定座筒应力分析如图 4-49 所示。应力最大值为 122.88MPa，在与转套接触区域。

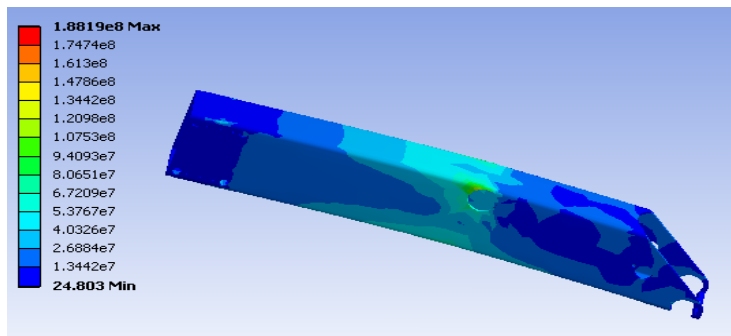


图 4-49 固定座筒应力分布情况

对固定座筒转套进行应力分析如图 4-50 所示，最大值为 188.19MPa，为拉臂机构最大的应力值。主要由于在卸货刚开始阶段，举升油缸对外耳轴的

推力瞬间增大，而且举升油缸与副车架夹角只有 6.3° ，分解到 Y 轴方向上的力很小，导致举升油缸产生比较大的应力如图 4-50 所示。

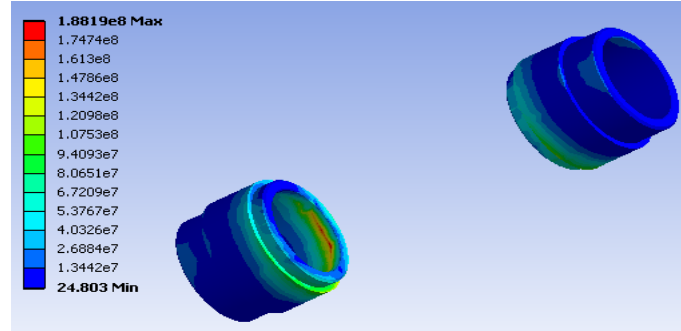


图 4-50 固定座筒转套应力分布情况

伸缩筒体应力分布情况如图 4-51 所示，最大应力 137.84MPa，在伸缩方管前段与伸缩筒接触区域。

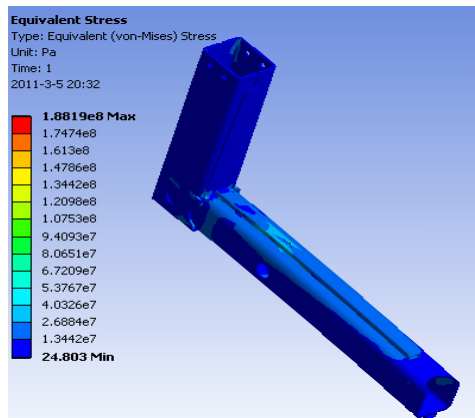


图 4-51 伸缩筒体应力分布

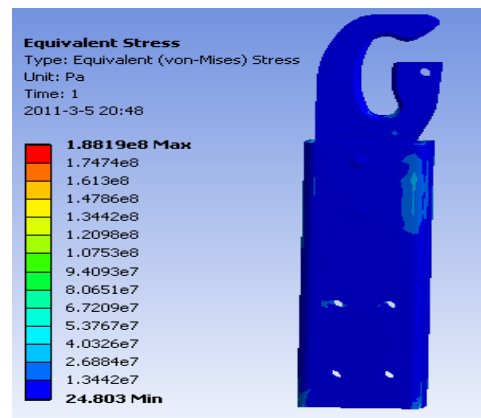


图 4-52 钩手及其连接部分应力分布

从图 4-52 可以看出，应力值比较小，且分布面积小，最大应力为 67.317MPa 产生在钩臂竖槽和钩臂筋板接触区域。

其他部分应力值都是很小的，不足以考虑。总结卸货时拉臂机构应力分布如表 4-5 所示。

表 4-5 卸货时拉臂机构应力分布情况

部件	最大应力位置	最大应力值 (MPa)
钩手及其连接部件	钩臂竖槽和钩臂筋板接触区域	67.317
伸缩筒体	伸缩方管前段与伸缩筒接触区域	137.84
固定座筒转套	固定座筒内侧壁	188.19
固定座筒	固定座筒与转套接触区域	122.88

卸货时拉臂机构应变分布情况如图 4-53 所示，应力与应变分布一致。

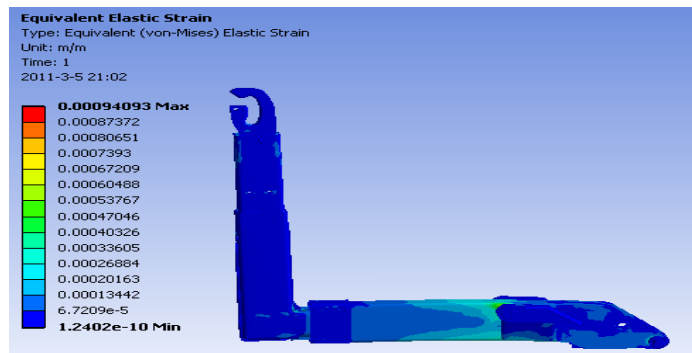


图 4-53 卸货过程应变分布

卸货过程位移分布情况如图 4-54 所示。从钩手到固定座筒，最后到外耳轴，位移由 3mm 到 0 变化，因为外耳轴处和主旋转轴都被设置为 Cylindrical Support 约束，位移值为零。

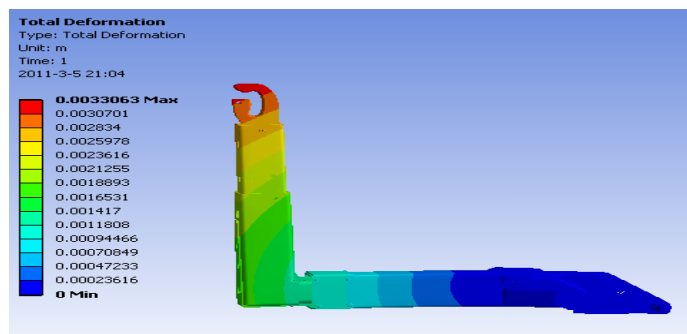


图 4-54 卸货过程位移分布

4.4 本章小结

本章通过对拉臂机构在三个工作状态的有限元分析，得到了它的应力、应变和位移数字特征。在每个工作状态，根据拉臂机构的实际运动轨迹和第 3 章 ADAMS 动态仿真的结果，选取其最危险的运动瞬间，进行载荷和约束施加，求解并对结果进行解释。在装箱和卸货两个工作过程，拉臂机构整体应力应变不大（尤其是在卸货过程），只是在局部有些由于几何形状突变引起的应力集中现象。在卸箱时，经过对此工作过程认真分析，发现当拉臂机构运动到拉臂转角为 90° 时，受力最危险，结果确实如此，最大应力有 849.28MPa。

本文根据具体的应力分布分析，结合所学知识，对局部（L 形折弯处）进行了修改，提高了抗弯曲强度；经过修改完善后，重新对其进行有限元分析，拉臂各个部件（除钩手处）应力值降低。

结 论

本文的主要工作是，绘制了拉臂式垃圾车的二维图，确定其工作模式，完成了拉臂式垃圾运输车的机械设计部分；利用三维绘图软件 SolidWorks 建立拉臂车整体模型，导入 ADAMS 中，进行动态仿真分析，模拟三个工作过程：装箱、卸箱和卸货，求得各个关键铰接点载荷数值，然后以此作为载荷条件，在 ANSYS Workbench 中进行有限元分析，根据分析得出的应力应变分布情况，对拉臂机构和车厢做了局部修改。

主要的研究成果有：

1. 本文完成了拉臂式垃圾车的二维图设计，建立了拉臂车动态仿真模型，并对三个工作状态进行仿真求解，获得了拉臂机构各铰接点载荷数值，为下一步进行有限元分析提供了载荷条件。

2. 从仿真结果看：装箱、卸箱、卸货 3 个工作过程中，装箱和卸箱过程是两个相逆的过程，所以拉臂车零部件受到的力和位移基本上类似；举升油缸的最大推力发生在卸货的时候，最大值为 659kN；举升油缸的最大拉力发生在装箱的时候，最大值为 509kN。

3. 通过对拉臂机构在三个工作状态的有限元分析，得到了它的应力、应变和位移数字特征；在装箱和卸货两个工作过程，拉臂机构整体应力应变不大（尤其是在卸货过程），只是在局部由于几何形状突变引起应力集中现象；在卸箱时，当拉臂机构运动到拉臂转角为 90° 时，受力最危险，最大应力有 849.28MPa；本文根据具体的应力分布，对局部（L 形折弯处）进行修改，提高其抗弯曲强度；修改完善后，重新对其进行有限元分析，结果拉臂各个部件（除钩手处）应力值都得到明显降低，如表 4-4 所示具有很明显的效果。这也充分显示虚拟仿真软件在产品的设计研发过程中起到的虚拟实验室的作用，极大地提高了产品设计质量，避免了一些不易被发现的缺陷。

对拉臂式垃圾车的展望：

1. 从拉臂车工作过程动态仿真结果可以看出，拉臂机构是力的主要承载部位，最有可能发生安全问题，所以要对其进行更加细致而全面的分析和优化，而且垃圾箱结构比较笨重，要对其进行轻量化优化。

2. 拉臂机构液压系统控制着拉臂机构的运动过程，结构合理的液压系统对提高工作效率和运动的平稳性有很大作用，因此，需要对液压系统做进一步研究。

参考文献

- [1] 付建丽, 李炳俊. 优化垃圾处理技术加快环卫循环经济发展[J]. 环境卫生工程, 2009, (4): 78-80.
- [2] 王永康. 城市垃圾困局及其逆向物流解决方案[J]. 生态经济, 2010, (10): 172.
- [3] 周敏. 拉臂式垃圾车拉臂架装置结构设计要点[J]. 专用汽车, 2007, (12): 40-41.
- [4] 王敏, 于英. 压缩式垃圾车技术综述[J]. 商用汽车, 2008, (5): 90.
- [5] 毕文斌. 伸缩式拉臂机构的结构参数优化设计[J]. 机械工程与自动化, 2009, (2): 191-193.
- [6] 王海峰, 周远, 屈渊波. 微型拉臂式垃圾车液压系统的设计[J]. 专用汽车, 2010, (5): 62-63.
- [7] 李芳, 凌道盛. 工程结构优化设计发展综述[J]. 工程设计学报, 2002, 9 (5): 229-235.
- [8] 孟祥德, 詹隽青, 李立顺. 自装卸系统虚拟样机设计与仿真分析[J]. 现代制造工程, 2007, (1): 47-49.
- [9] 梁光明. 拉臂式垃圾车拉臂机构动力学仿真分析与结构优化设计[D]. 广西大学, 2007: 78-81.
- [10] 王桂梅, 李江波, 李玉文等. 基于 ADAMS 的垃圾运送车拉臂系统优化设计[J]. 机械设计, 2007, 24(3): 48-50.
- [11] 陈焕明, 刘大维, 刁兵等. 基于虚拟样机的拉臂车工作装置动力学分析[J]. 河南科技大学学报 (自然科学版), 2009, 30(1): 10-13.
- [12] 盛金良, 李刚. 拉臂式垃圾车工作装置优化设计[J]. 工程机械, 2001, (1): 22-25.
- [13] Zhang JP, Gong SG, Huang YQ. Structural dynamic shape optimization and sensitivity analysis based on RKPM [J]. Structural and multidisciplinary optimization, March 2008, 36 (3): 158-166.
- [14] 陈树勋, 王海波, 应鸿烈. 拉臂式压缩垃圾车车厢结构的有限元分析与优化设计[J]. 装备制造技术, 2008, (4): 47-49.
- [15] 王学林, 胡于进, 李成刚. 基于物理的变形曲线在结构形状优化中的应用[J]. 计算力学学报, 2005, 22 (1): 124-128.

- [16] Alexandrov O, Santosa F. A topology-preserving level set method for shape optimization[J]. *Journal of Computational Physics*, 2005,204: 121-130.
- [17] 王晓, 黄宗益, 汪洪. 旋转式拉臂车性能研究[J]. *机械设计与研究*, 2003, 19 (05): 80-83.
- [18] 王晓, 黄宗益, 汪洪. 旋转式拉臂车优化设计[J]. *同济大学学报 (自然科学版)*, 2003, 31 (9): 1077-1081.
- [19] 毕文斌. 伸缩式拉臂机构的结构参数优化设计[J]. *机械工程与自动化*, 2009, (2): 191-192.
- [20] 刘大伟, 刁兵, 陈焕明等. 虚拟样机的拉臂车工作装置优化设计[J]. *现代制造工程*, 2009, (8): 135-139.
- [21] 应鸿烈. 拉臂式垃圾车车厢结构有限元分析与优化设计[D]. 西南大学, 2007: 80-85.
- [22] 周克民, 李俊峰, 李霞. 结构拓扑优化研究方法综述[J]. *力学进展*, 2005, 35 (1): 69-74.
- [23] 罗列. 扬州海沃: 产品品质与企业文化并重[J]. *专用汽车*, 2006, 10: 14-15.
- [24] Eschenauer HA, Olhoff N. Topology optimization of continuum structures: A review[J]. *Appl Mech Rev*, 2001, 54(4): 331-389.
- [25] Rozvany G I N, Zhou M, Birker T. Generalized shape optimization without homogenization[J]. *Struct.Optim*, 1992, 4: 250-252.
- [26] Bendsoe M P, Diaz A R, Kikuchi N. Topology and generalized layout optimization of elastic structures[J]. In: Bendsoe M P, Mota Soares C. A. Eds. *Topology Design of Structures*, Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1993: 159-205.
- [27] Bendsoe M P, Diaz A R, Kikuchi N. Topology and generalized layout optimization of elastic structures[J]. In: Bendsoe M P, Mota Soares C. A. Eds. *Topology Design of Structures*, Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1993: 159-205.
- [28] Bendsoe M P, Kikuchi N. Generating optimal topologies in structural design using homogenization method[J]. *Int. Meth. Appl. Mech. Engrg*, 1988, 71: 197-224.
- [29] Cheng G D, Olhoff N. An investigation concerning optimal design of solid elastic plates[J]. *Int. J. Solids & Struct*, 1981, 17: 305-323.
- [30] Bendsoe M P, Carlos A. Mota Soares. *Topology design of structures*[J]. Kluwer Academic Publishers, 1990: 278-285.

- [31] Zienkiewicz OC, Campbell JS. Shape optimization and sequential linear programming. Optimization Structural Design[J]. London: John Wiley & Sons, 1973: 123-128.
- [32] Braibant V and Fleury C. Shape optimal design using B-splines[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1984, 44: 247-267.
- [33] Shyy YK, Fleury C. Shape optimal design using high-order elements[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 1988, 71: 99-116.
- [34] Gutkowski Witold, Dems Krzysztof, Shape optimization of a 2D body subjected to several loading conditions[J]. Engineering Optimization, 1997: 293-311.
- [35] Rajan SD, Belegundu AD. Shape optimization design using fictitious loads[J]. AIAA Journal, 1989, 27(1): 102-107.
- [36] Gong SG, Huang YQ. The shape optimization of axisymmetric structures based on fictitious loads variable[J]. International Symposium on Computational & Applied PDEs, July 2001: 109-114.
- [37] 段楠. 自卸汽车拉臂系统的仿真与优化分析[J]. 机电工程技术, 2007, (7): 52-53.
- [38] 蒙艳玫, 李尚平, 刘正士. 虚拟样机技术及其在创新产品开发中的应用[J]. 广西科学, 2001, 8 (4): 256-259.
- [39] 杨先海. 城市生活垃圾压缩和分析技术及机械设备研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2004: 70-73.
- [40] Kazuhiro Ueta, Harumi Koizumi. Reducing waste: Japan learns from Germany environment[N]. Washington, Nov 2001: 199-204.
- [41] 刁兵, 刘大维, 陈焕明等. 拉臂车工作系统液压-机械联合仿真研究[J]. 青岛理工大学学报, 2008, (5): 111-112.
- [42] Chen Shuxun, YE Shanghui. A guide-weight criterion method for the optimal design of antenna structures [J]. Engineering optimization, 1986, 10(3): 199-216.
- [43] Zheng Jianyong, Shi Jinfei, Zhang Zhisheng. Kinematics and Dynamics Analysis of a 3-7R Paralell Decoupling Mechanism[J]. Journal of Southeast University(English Edision), 2008, 24(2): 183-187.

哈尔滨工业大学学位论文原创声明及使用授权说明

学位论文原创性声明

本人郑重声明：此处所提交的学位论文《拉臂式垃圾车结构设计及仿真分析》，是本人在导师指导下，在哈尔滨工业大学攻读学位期间独立进行研究工作所取得的成果。据本人所知，论文中除已注明部分外不包含他人已发表或撰写过的研究成果。对本文的研究工作做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式注明。本声明的法律结果将完全由本人承担。

作者签名： 日期：2011 年 6 月 26 日

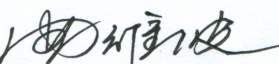
学位论文使用授权说明

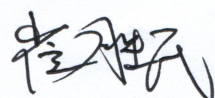
本人完全了解哈尔滨工业大学关于保存、使用学位论文的规定，即：

(1) 已获学位的研究生必须按学校规定提交学位论文；(2) 学校可以采用影印、缩印或其他复制手段保存研究生上交的学位论文；(3) 为教学和科研目的，学校可以将学位论文作为资料在图书馆及校园网上提供目录检索与阅览服务；(4) 根据相关要求，向国家图书馆报送学位论文。

保密论文在解密后遵守此规定。

本人保证遵守上述规定。

作者签名： 日期：2011 年 06 月 26 日

导师签名： 日期：2011 年 6 月 26 日

致 谢

值此拙作完成之际，我谨向所有关心、指导和帮助过我的老师和同学们致以最真诚的感谢。

衷心感谢我的导师崔胜民教授。本论文是在崔老师的亲切关怀和悉心指导下完成的，在论文选题、以及论文撰写、修改的全过程无不凝聚着崔老师的辛勤汗水。老师严谨的治学态度、为科学事业孜孜不倦的进取精神和平易近人的待人态度给我留下了深刻的印象。在做课题期间，掌握了大量的第一手资料，开阔了视野，这些都为我按时完成课题打下了基础。在此，对老师的辛勤培养和无私奉献表示衷心的感谢，并致以崇高的敬意。

感谢吴永根教授，给了我很多帮助和支持，从他身上我学到了很多有益的东西。

感谢我的父母和家人，是他们的支持和鼓励让我始终充满了信心和力量。最后，向百忙之中审阅本文的老师表示感谢，谢谢你们。

个人简历

1966 年 04 月 08 日出生于山东省烟台市牟平区宁海镇东系山村。

1986 年 09 月考入烟台大学机械系机械设计制造专业,1988 年 07 月专科毕业。

1996 年 10 月——1999 年 04 月,参加全国高等教育自学考试,在山东工业大学机械系学习机电一体化专业,本科毕业。

工作经历:

1988 年 07 月留校烟台大学做学生辅导员;

1990 年 09 月——1999 年 07 月在烟台大学机械系机械制造实验室做实验指导教师;

1999 年 07 月——至今月在烟台大学机电汽车工程学院力学实验室做实验指导教师,兼实验室主任。

拉臂式垃圾车结构与仿真分析

作者: [曲维波](#)
学位授予单位: [哈尔滨工业大学](#)

本文链接: http://d.wanfangdata.com.cn/Thesis_D260902.aspx