

三峡大学

# 毕业设计（论文）

题目 大剪式液压式汽车举升机的设计（液压式）

学生姓名 刘喜能 学号 2012105223

专业 机械设计制造及其自动化 班级 20121052

指导教师 谭宗柒

评阅教师

完成日期 2016 年 5 月 22 日

## 学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的论文是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的研究成果。除了文中特别加以标注引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。本人完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

作者签名：\_\_\_\_\_ 年 月 日

## 学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保障、使用学位论文的规定，同意学校保留并向有关学位论文管理部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权省级优秀学士学位论文评选机构将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

- 1、保密 ☐，在\_\_\_\_\_年解密后适用本授权书。
- 2、不保密 ☐。

（请在以上相应方框内打“√”）

作者签名：\_\_\_\_\_ 年 月 日

导师签名：\_\_\_\_\_ 年 月 日

# 目 录

摘要.....	1
前言.....	2
1 绪论.....	4
1.1 举升机的使用背景.....	4
1.2 举升机的发展趋势.....	4
1.3 举升机的分类及其特点.....	4
1.4 举升机的原理.....	6
1.5 举升机的设计原则和设计步骤.....	6
2 方案论证.....	7
2.1 几种举升机构的分析.....	7
2.1.1 剪式举升机构.....	7
2.1.2 千斤顶式举升机构.....	7
2.1.3 齿轮五杆式举升机构.....	8
2.1.4 平行四边形式举升机构.....	9
2.2 方案选择.....	9
2.2.1 三种剪叉结构的形式和分析.....	9
2.2.2 方案的确定.....	11
2.3 所采用方案的创新点.....	13
3 计算部分.....	14
3.1 剪式举升机设计准则.....	14
3.2 举升机的载荷分析.....	14
3.2.1 剪式举升机受到轿车重力载荷.....	14
3.2.2 轿车的载荷分布分析.....	14
3.3 举升机的运动学和动力学分析.....	14
3.3.1 运动学分析.....	16
3.3.2 动力学分析.....	17
3.4 剪式举升机的剪叉杆的力学分析.....	18
3.5 主要参数的研究和确定.....	20
3.5.1 设计参数及其分析.....	20

3.5.2 参数的确定.....	21
3.6 主要部件的材料确定和校核.....	22
3.6.1 剪叉杆的校核.....	22
3.6.2 横杆的校核.....	25
3.7 举升机的重要参数的研究.....	26
3.7.1 时间参数.....	26
3.7.2 传动比参数.....	26
<b>4 液压系统的设计与仿真.....</b>	<b>27</b>
4.1 系统的设计要求.....	27
4.2 液压系统的主要参数.....	27
4.2.1 工作压力.....	27
4.2.2 液压缸机构的主要尺寸.....	28
4.2.3 液压系统的流量.....	28
4.3 液压系统工作原理图.....	29
4.3.1 系统的方案制定.....	29
4.3.2 举升机同步器的设计.....	30
4.3.3 绘制液压系统的原理图.....	31
4.4 液压系统的故障和原因.....	32
4.4.1 漏油.....	32
4.4.2 液压缸动作迟缓和无力.....	32
4.4.3 振动和噪音.....	33
<b>5 剪式举升机的运动学仿真.....</b>	<b>34</b>
5.1 大剪式液压汽车举升机的运动学仿真过程.....	34
5.1.1 建立举升机概率装配模型.....	34
5.1.2 举升机的运动干涉检查.....	34
5.1.3 新建运动算例、添加约束、运动副.....	34
5.1.4 添加运动驱动.....	35
5.2 剪式举升机的运动仿真结果和分析.....	35
<b>6 剪式液压汽车举升机的有限元分析.....</b>	<b>38</b>
6.1 有限元方法的简介.....	38
6.2 剪叉杆的有限元分析.....	38
6.3 单侧载车平台的有限元分析.....	40

6.4 举升机整体模型静力分析.....	41
6.4.1 模型的建立和导入.....	41
6.4.2 新建一个算例.....	42
6.4.3 选定材质.....	42
6.4.4 约束确定.....	42
6.4.5 添加夹具和载荷.....	42
6.4.6 网格化.....	43
6.4.7 静力分析求解.....	44
6.4.8 有限元结果分析.....	44
7 总结与展望.....	50
7.1 全文总结.....	50
7.2 展望.....	51
致谢.....	52
参考文献.....	53

# 大剪式液压式汽车举升机的设计（液压式）

学 生：刘喜能

指导老师：谭宗柒

三峡大学机械与动力学院

**摘 要:**大剪式液压式汽车举升机是一种常见的轿车维修设备。本文通过对多种举升机方案的比较，得出的结论是双铰链剪叉式举升机构的液压缸的行程的 2 倍便是载车平台的行程。进一步对产品的寿命进行考虑，本论文最终选定的方案是双缸双铰链剪叉式方案。按照设计参数要求，在理论计算部分，本文具体设计了举升机，并得到了机构的关键参数。通过对同步器的设计，液压系统获得了同步举升两侧载车平台的能力。液压系统的设计还得到了液压缸内径等重要数据。在理论计算和液压系统设计的基础上，本文利用 Solidworks 建立了举升机的模型。为了进一步评估设计的合理性，本文采用的分析方法是机构的运动仿真、有限元分析。

**关键词:** 剪式举升机；液压系统设计；Solidworks 建模；运动仿真；有限元分析

**Abstract :** Large - scissors type and hydraulic type automobile lift is a common car maintenance equipment. In this paper, through the comparison of many kinds of lifting programme, the conclusion is that the 2 times of the stroke of the hydraulic cylinder of the double hinged scissors type lifting mechanism is equal to the travel of the platform. To further consider the life of the product, the final selection of this paper is the double cylinder double hinged scissors. According to the design parameters, the lifting machine is designed in detail, and the key parameters of the mechanism are obtained. Through the design of the synchronization device, the lift can ensure that both sides of the vehicle platform at the same height. The design of the hydraulic system also obtains a series of other important data. On the basis of theoretical calculation and hydraulic system design, this paper establishes the model of the lift by using Solidworks. In order to further evaluate the rationality of the design, this paper uses the analysis method is: the mechanism of motion simulation, finite element analysis.

**Keywords:** Shears lift; Hydraulic system design; Solidworks 3D modeling; motion simulation; Finite Element Analysis

## 前言

小轿车维修行业所使用的举升机构及载车平台是大剪式液压式汽车举升机设计和研究的对象，由此可知该对象来源于生产实际。该设备的工作过程是这样的：需要维修的轿车行驶（如果轿车不能行驶的情况下可以运用维修设备吊起轿车移动）到处在初始运动位置的大剪式液压汽车举升机的载车平台上，然后维修人员对传动液压系统进行控制，进而驱动剪叉杆改变 $\theta$ 角（外侧剪叉杆与底座的夹角）到合适工作位置（即载车平台的高度是维修轿车的合适高度）。

举升机的设计目的是通过举升机来调剂举升高度，以便在车下任何位置进行维修作业。在地上挖坑来维修轿车是 20 世纪的主要作业方式。从地沟的环境来说其缺点有：空间小、阴暗、不易排油排水；从工作效率上来说其缺点是：维修人员上下沟耗费时间；从经济性方面来说其缺点是：修建费用较高（为了保证维修人员的安全地坑必须要有一定的要求）。本设计的目的不仅是改善轿车维修人员的工作环境的条件，而且要实现维修过程中操作简单、安全可靠、灵活方便。

根据不完全统计，在轿车的维修行业举升机的使用高达 94%。没有举升机的协助维修人员几乎不可能开展作业。在举升机行业中，如果按照传动系统划分举升机类型，那么液压式是其一个主要的分支。液压系统因为具有较高的工作环境的要求，若结构及参数设计不合理，会引起工作不平稳、系统效率低，造成修配人员伤亡等情况。它使得汽车维修行业能够做到更加保质、保量、快捷的完成客户的维修要求。新的世纪以来，由于我国人们的物质生活的提高，因此对举升机的性能有了更高的要求。这些性能主要有：从负荷角度考虑，要求承载能力高；从效率的角度考虑，要求运行速度快；但是从安全的角度考虑，速度要求合适、启停过程中要平稳。随着举升机在轿车的维修领域中普片的使用，这就促使了学术界对举升机的研究。

目前国内的举升机设计研发多处于普通计算机辅助设计阶段。举升机的制造公司多为中小型公司。这些公司没有能力投入大量的科研经费。与国外 30 多年的举升机设计和制造历史相比较而言，国内的设计经验不足，设计产品的质量处在劣势地位。我国举升机的设计大多是以经验设计和模仿外国生产的样机为主。由于计算机技术和现代设计方法在中国的不断发 展，催生了一大批现代的设计方法的产生，举升机也随之进入了高速创新的阶段。大剪式液压汽车举升机的设计需要借助现代设计方法才能快速高效的完成设计工作。

本人对世界各国剪式举升机的研究情况进行了调研。在梁健强等 2004 年发表在《机床与液压》上的《公共汽车修配厂车槽举升方案设计》一文中指出：剪式举升机的特点是不占用地坑空间，但是举升平台位置固定，灵活性差，车轮不在平台中央是受力差，

液压系统工作压力高[6]。产品在工作过程中,对载车平台的强度、传动部分工作能力等指标要求较高。这篇论文表明在 21 世纪初的中国剪式液压举升机还存在很多的技术问题亟待改进,正因为这样剪式举升机的研究才变得更有意义。尽管问题剪式举升机存在这么多的问题,但是这个行业从来就没有停止研究。在李宝顺 2005 年发表在《液压与气动》上的《液压举升机同步器的结构设计》一文中提出了一种双液压缸同步器[8]。该同步器设计思路是:三齿轮均等分配各支路流量。这篇论文有效的解决了平台稳定性问题。在胡小舟 2010 年发表的《中转站举升机构的研究》一文中指出:通过结构的优化,重心偏移对受力和应力计算造成偏差,但这些偏差都小于 10% (最坏情况下) 故可认为忽略不计 [19]。在 Veselin Batalović, Dušan Danilović, Vesna Karovic Maricic, “Hydraulic lift systems with piston type pump,” Journal of Petroleum Science and Engineering, vol. 7, no. 8, pp. 267–273, Nov. 2011 中提出了一种通过泵的结构创新的方法来解决石油生产问题。泵的结构创新对于液压举升机有着重要的意义,是提高液压系统质量的根本途径之一。以上就是国内外研究的基本情况以及剪式液压举升机的存在的一些问题。

本设计的指导思想是:通过对各种方案论证,本文确定了本设计的整体方案。然后具体计算确定方案中的重要参数。进而运用 Solidworks 进行虚拟模型设计。之后进行液压系统的设计。最后还要运用现代设计方法对以上所有设计进行校核。校核是为了确保有一个科学的方案。在本文的结束部分需要对全文总结并写出结论。

本文的设计思路是,首先按照《大剪式汽车举升机的设计(液压式)任务书》的设计参数计算出大剪式液压式汽车举升机机械结构的重要参数;然后需要对机构的整体和细节具体设计和建模;其次是在功能上能够满足举升要求、举升效果和举升安全。因此,本论文主要解决的问题是设计一个符合举升要求且能够安全可靠的大剪液压举升机。



# 1 绪论

## 1.1 举升机的使用背景

汽车举升机在汽车修理中基本得到了普遍的应用，其应用的效果也得到了业界的一致好评。在轿车维修中，维修人员可能要处在轿车的底盘下作业。这就需要给维修人员足够的空间才可以顺利的进行维修。在过去很长的时间里，维修业都是在地面上挖坑。这种方法虽然成本低，但是操作空间小，光线暗，占地面积大，也不利于维修人员长期作业，这就直接导致了维修的达到的效果和维修的效率。近年来，研究人员设计了各种各样的举升机以适应不同工作状态下的工作环境，进而使得维修更加的方便和易于操作。

大剪式液压汽车举升机将汽车举起后维修人员在汽车底盘下作业，其安全性能直接影响到维修人员的生命安全。另外，如果在使用举升机一段时间后要经过复杂的维护举升机才能再次使用，这就不利于生产效率的提高。传统的机械式传动设备就是一种维护及其复杂、维护工作及其多的一种举升机。因此，液压式传动系统具有更好的使用性能。

目前，剪式液压举升机收到了很多维修公司的青睐，其原因在于液压举升机安全性好维护周期长、工作效率高、使用方便、不用时候不占空间。因此，该类型的举升机的使用覆盖面在未来必将更加的广泛。

## 1.2 举升机的发展趋势

举升机按照液压系统的缸数一般分为单缸式和双缸式。单缸式的好处很多。在举升的性能方面：同步性好、不存在颠簸现象。在结构方面：底板较厚，举升过程中产生的负荷可以抵消。在安全性方面：容易调平，整机安全性好。

剪式举升机采用的液压系统往往是双缸执行机构的液压系统，因此采用两根钢丝绳（钢丝绳要调整得松紧一致，举升机才可以同步）来解决不同步问题；龙门式举升机就不在此赘述了。这两种举升机都是采用的双执行机构，即双缸举升系统。

大剪式液压举升机的特点是：在举升小轿车的时候载车平台能够平稳的举升轿车，在举升的过程中油缸活塞杆的推力较大，正是因为使用了液压系统做为传动系统所以噪声较小；缺点是由于机械的磨损、气穴、困油等不良条件会导致液压系统元件耗损或者破坏，因此时间一长剪式举升机的液压系统易于漏油，液压系统的工作环境也容易污染。综上可知举升机的传动采用液压系统会有较多的问题，但是我们换个角度综合考虑液压系统的优点和系统的维护难易情况，我们还是会选择使用液压系统作为传动系统。

## 1.3 举升机的分类及其特点

举升机在实际生产中使用较为普遍。它不仅用于轿车的维修，而且用于其他型号的

车型举升。因此，我们可以看到大小、型式不同的很多举升机。笔者认为要设计出科学正确的方案必须先要了解举升机的类型和特点。

### (1)剪式举升机

#### 1)大剪式液压举升机

这种举升机的高度有限，在举升高度要求较高时候可采用分级举升的方法。另外，其传动系统较为独立。工作时依靠剪叉杆的角度变化来举升单侧载车平台。其不足之处是成本高、工艺复杂。

#### 2)地藏式剪式液压举升机

这类举升机在没有使用的状态下可以将它安放到地面以下，这样就可以使举升机和地沟结合以节省空间。该类型举升机可采用分级举升机构，传动系统较为独立。

### (2)移动式举升机

#### 1)移动式液压举升机

这种举升机结构上并不复杂。但是安装在小车上的油缸会影响到维修人员的维修作业，这是因为液压缸会占用部分维修作业的部分空间。

#### 2)移动式气液举升机

这种举升机的液压缸可以保证同步伸缩的功能，小车在轨道上可以自由的滑动。当有负载时可以平稳的停住。举升机的动力是高压气流。通过将刚性杆和液压缸机械刚性连接，两侧的载车平台就可以同步上升，进而同步举升轿车的左右两侧的车轮。

### (3)双柱液压举升机

#### 1)普通双柱液压举升机

这种举升机的油路布置在地表。液压系统的功力单元置于立柱上，通过立柱的伸缩可以实现汽车的举升。此种举升机可以调节举升机的宽度参数，安装和操作较为方便。

#### 2)龙门式双柱液压举升机

这类型举升机安装方便且对举升的环境要求较低。它适合在复杂的地形中作业。该类型的举升机较为灵活，通过调节可实现举升不同的类型的车。

### (4)四柱式液压举升机

其动力部分在立柱上。该类型举升机中有很多都采用了分级举升的机构。其特点是运行平稳，使用范围大，可做四点定位。

### (5)单柱液压举升机

顾名思义就是必须进行适当的组合来完成举升轿车的动作。这就使得这种举升机使用时较为机动。从另一个角度分析，这种举升机成本较低。

## 1.4 举升机的原理

近年来，汽车维修和保养行业发展起来了，为了便于维修人员操作的汽车举升机也应运而生。小轿车举升机是轿车保养领域基本的举升工具，其结构较为复杂。举升机的结构一般包括举升机构、传动部分、动力元件等构成。

举升机构的作用将重型的车辆举升到设定的位置，以便技术员修理。目前，在中国大部分的驱动系统还是用的液压马达。这种驱动系统质量小、轻便，因此得到了普遍的使用。

## 1.5 举升机的设计原则和设计步骤

举升机的举升构件要想科学合理的运用到轿车维护中必须要遵守一些的设计准则。在机械产品中结构越简单相对来说其工作越是可靠，遵循设计原则可以通过优化设计使得汽车举升机的结构更加简单。这种好处除了能够降低成本外，更重要的是能够提高举升机的安全可靠性和稳定性。

我们需要对举升机的工作做现场调研。之后需要我们对于举升机的结构和运作要仔细的研究。然后，我们就可以开始对机器进行设计。这样才能对举升机的特点和现阶段存在的问题作一个整体的认知，以满足汽车修理中的维修需求。具体需求包括左右两侧的轮子都能同时抬起和前后轮分别抬起。了解了这些情况后，设计的举升机才能更适合汽车维护和保养。

轿车的维修环境特点是混乱复杂：各种工具、油污、灰尘等；剪式举升机的优点是工作时空间利用率较高。因此就维修的环境和空间这两个问题来说举升机的举升机构选择剪式机构较为合理。剪式举升机的设计步骤为：

首先，机构简单应该是举升机的机构设计的重要指标。剪叉举升机须能够承受 3t 的轿车的质量。这就是说举升机不仅要结构简单而且要能够满足一定的载荷。

其次，剪式举升机在举升轿车左右两侧的车轮过程中要能够确保左右两侧的车轮在同一平面内举升。在设计举升机时候要从机械结构和举升液压系统两个方面考虑平衡问题，以保证汽车维护过程中维修人员的安全。

最后，举升小轿车的举升机最基本的要求是满足使用要求，然而这还不够，我们都希望举升机能够结构简单。因此我们不能仅仅用传统的设计方法来设计举升机，比如：理论分析、理论计算和计算校核等，本文需要从一些现代设计方法入手来设计校核举升机的设计结果。

## 2 方案论证

### 2.1 几种举升机构的分析

#### 2.1.1 剪式举升机构

剪式举升机的举升高度决定了需要使用剪叉杆数目和驱动液压油缸的布置位置。本论文的举升高度参数为 1.8m（小于 2m），因此用 1 组（2 个）剪叉杆的举升机就能够满足使用要求。

举升机的剪式举升机构的工作过程是：电机的高速转动使得液压泵排出高压的液压油，高压的液压油通过液压系统的辅助元件和控制元件推动执行元件（液压缸）做功。活塞杆的运动改变剪叉杆和底座的夹角，夹角的改变会使得载车高度发生改变，进而使得汽车举起和放下。对于载车平台的高度控制方面本文可以采用的方法有：

- （1）利用换向阀对液压缸进行闭锁使得油液不能回流到油箱中，进而实现载车平台的高度不变；
- （2）可通过机械结构抵住载车平台下行；
- （3）限制液压缸的伸缩的长度也是一种较为常见的方法。

剪式举升机的优点较为突出，在空间上最显著的优点有不用时候体积小，使用时举升范围大；在举升效果上最显著的优点是举升力大。

#### 2.1.2 千斤顶式举升机构

千斤顶式举升机构的结构由驱动液压缸、外筒、中筒、内筒、牵引丝、定滑轮几个部分组成。由外到里依次是外筒、中筒、内筒，外筒内下表面和中筒的外下表面之间安

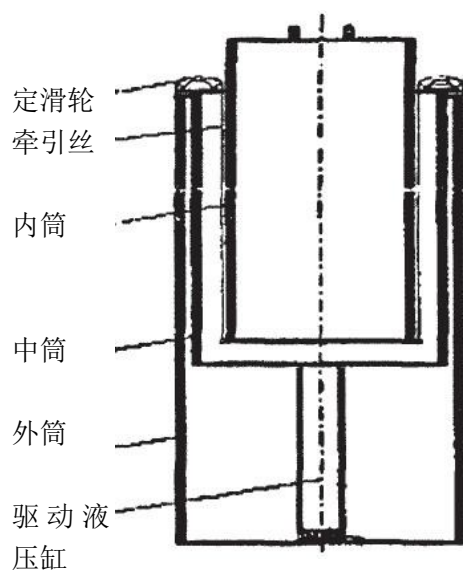


图 2.1 千斤顶式举升机构

装有液压缸。牵引丝一端连着内筒的下端，然后，绕过安装在中筒上的定滑轮，另一端连着外筒的上端。由于内外筒的结构特点（外筒固定），内筒的速度是举升速度的 2 倍，另有：

$$F_{\text{内压}} = G \quad (2.1)$$

其中， $F_{\text{内压}}$ ：内筒承受的压力；

$G$ ：轿车的重力。

由此可见采用这种型式的机构会给举升机的其他零件带来较大的负荷，从另一个角度考虑，该方案的功耗必定较大。虽然千斤顶式举升机构结构简单，但是造价较高（根本原因是驱动液压缸的长度较长），更为突出的缺点是其同步性较差。

### 2.1.3 齿轮五杆式举升机构

齿轮五杆式举升机构实际由 4 个连杆和一对齿轮组成。两个参数一样的齿轮配合在一起。机构的布置完全的对称，其中一对杆件固定于齿轮上。由机构的特点易于知道构件的顶点的运动轨迹是一条直线，这就为其作为举升机构创造了条件。

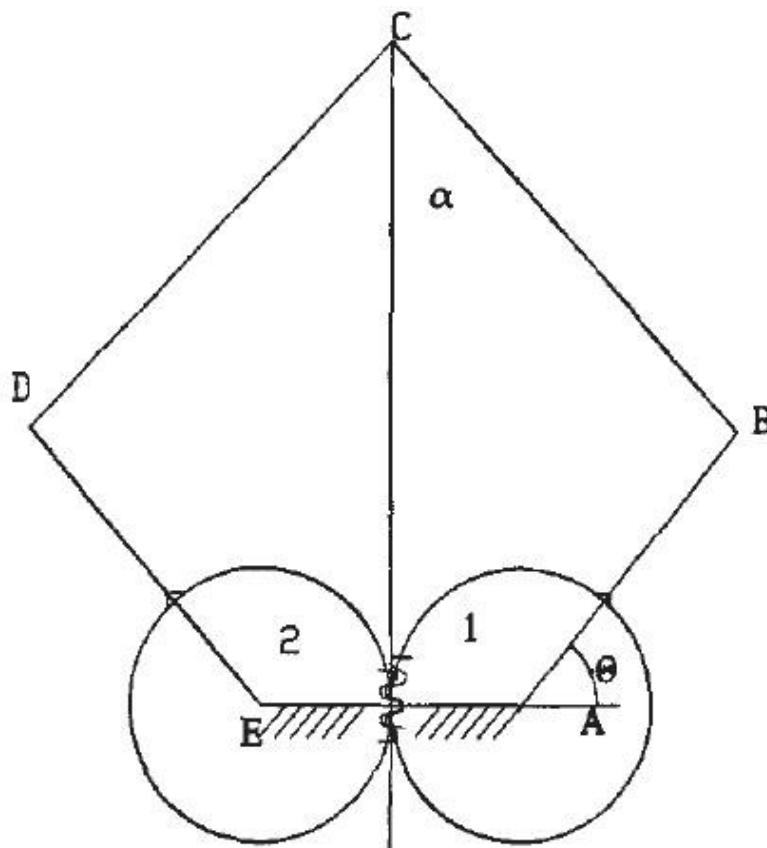


图 2.2 齿轮五杆式举升机构

该机构的优点是机构简单，但是不能承受较大的重量。另外，举升的时间较长，即

作业效率低。更为突出的缺点是运动过程中加速度和速度不稳定，不适合做举升价格昂贵的轿车的举升机。

#### 2.1.4 平行四边形式举升机构

该型式的举升机主要部分由一系列的连杆构成、一个导向轨道和若干小连杆组成。之所以叫平行四边形式举升机构是因为连杆通过有机的组合在一起构成了很过的平行四边形的框架。导向轨道一端游离一端与固定支架铰接在一起。每两连杆的中间处安插销钉可在导向导轨中自由的滑动以实现物体的举升。

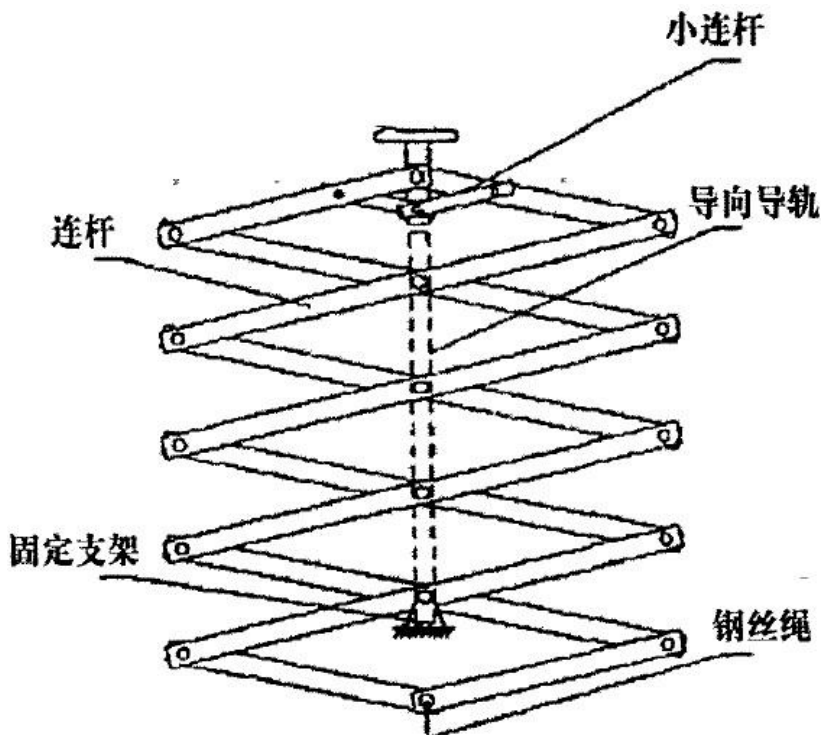


图 2.3 平行四边形式举升机构

平行四边形式举升机可以实现任意设定位置的举升，但是构件的受力较大。这个问题反映到结构的缺陷就是：连杆的尺寸较大；在材料上就是：连杆的材料价位较高。另外在举升机工作过程中，较多的连杆失去了方向的控制。因此，举升机的振动等问题较为突出。

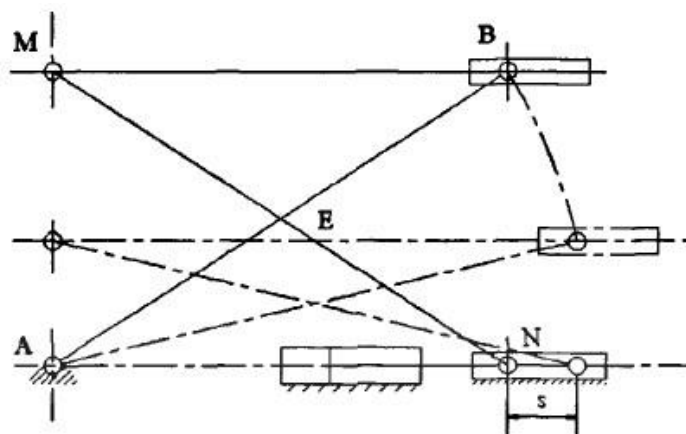
## 2.2 方案选择

### 2.2.1 三种剪叉结构的形式和分析

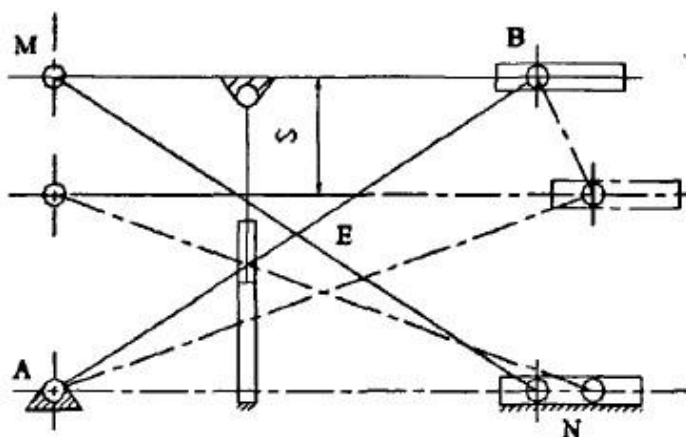
目前，国内的剪式举升机种类比较多，其结构多由剪叉杆、载车平台、底座、驱动液压缸等几个部分组成。这里我们设计一个最小单元的液压举升机，但是要求能够满足对小轿车的举升的使用要求。这里我们选取四个部分中最关键的两个部分进行分析，即

剪叉杆和驱动油缸。

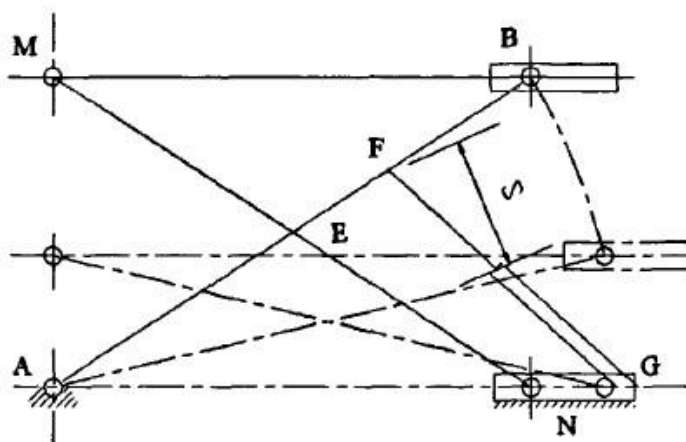
剪叉机构有如图所示的三种结构形式，三种基本机构形式组成部分完全相同，这里驱动液压缸的安装方式是这三种结构的主要区别。



A) 水平固定剪叉式



B) 直立固定剪叉式



C) 双铰链剪叉式

图 2.4 剪叉式机构形式

对于机械产品仅仅能够满足使用要求是不行的，我们对一个机械产品的评估要从多个角度分析，即水平固定剪叉式机构的活塞杆的推力要大幅度的超过小轿车的重力。另外，我们经常会看到液压系统的密封件严重磨损，液压元件在短期内需要维护和更换的现象，这从力学的角度分析是由于横向载荷过大的原因造成的。因此，水平固定剪叉机构很少应用到实际的维修行业。直立固定剪叉式，其整体尺寸较大，载重平台行程有限，一般应用范围很小。从结构的角度分析双铰链剪叉式举升机构，其尺寸符合实际，在规避上述问题上远远优于其他机构；从机构的举升效率上来看：

$$2S_y = S_z$$

$S_y$ ：液压缸的行程；

$S_z$ ：载车平台的行程。

从上述两个角度来看，双铰链剪叉式举升机构不仅结构合理而且举升效率高，因此该机构在小轿车的维修行业较为多见。

### 2.2.2 方案的确定

方案的确定阶段是机器设计阶段关键的成败阶段，这一阶段设计人员面临着很多的方案的选择，机器设计的方案的优劣直接影响机器的性能。

上文通过对各种机构的比较的方法可以清楚的得出各机构的特点。综合考虑，我们最终选择的方案是双铰链剪叉式。机构的结构简图如下所示：

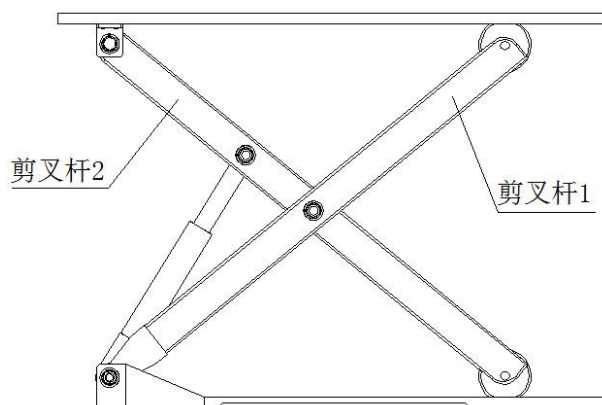


图 2.5 剪叉机构结构简图

以上示意图是举升机一侧（左侧或者右侧）的示意图，主要组成部分是：底座、驱动液压缸、剪叉杆、载车平台。底座固定在地上，剪叉杆 1 与底座通过铰链铰接在一起。在剪叉杆的中心处与剪叉杆 2 的中心铰接在一起，剪叉杆 2 上端与载车平台下表面通过固定铰链支座铰接在一起。剪叉杆 1 的上端和剪叉杆 2 的下端都安装有滚轮。滚轮可以在单侧载车平台的导向滑槽中滑动。驱动液压缸缸体与底座部分铰接在一起，顶杆部分与剪叉杆部分的中心偏上部分铰接在一起。



用螺栓把机械同步杆连接于左右两侧的载车平台之间，以保证在有微小的不同步的情况下能够实现左右载车平台能够稳定的工作。当有较大的不同步时候，机械同步杆会发生挠性弯曲。当挠曲到达设定值时候，电磁换向阀会动作使得液压缸自锁以保证轿车不从载车平台上滑到地面，造成客户和维修人员不必要的损失。如图所示是举升机的整体三围图：



图 2.6 举升机的整体三围

本设计中的举升机的传动系统中安装有流量平均分配器。其具体位置在泵的高压油端和高压油进入两个支路之间，见图 4.2。在漏油等因素忽略的情况下，这样就能确保两支路液压缸的行程是一样，进而实现同步举升两侧的载车平台。该同步器的结构形式是三齿轮的结构形式，它以绝对对称的结构和运动参数保证了双缸的流量相同。

## 2.3 所采用方案的创新点

方案机械部分类似目前市场上销售的剪式汽车举升机的机械部分，由底座、剪叉杆、驱动液压缸和载车平台组成。机械部分的原理依然是利用液压缸的推力改变剪叉杆的角度来调节载车平台的高度。

本论文在机械部分和液压系统部分的创新点我们从方案的选择的描述中易于总结出来。主要采用的新技术有：左右各有两对剪叉杆组成和传动系统中安装流量平均分配器，这两个创新点主要作用是在双液压缸举升轿车的时候减小轿车与水平面的倾斜。机械结构的创新和配油同步器既是相互独立也是相互联系的两个部分：配油同步器在配油的时候使得两个的回路流量近似相等。机械结构上采用多剪叉杆双动力举升的方案。这两个创新点结合在一起，从根本上可以杜绝两侧的载车平台不同步和动力不足的问题。

### 3 计算部分

#### 3.1 剪式举升机设计准则

本论文运用理论计算的方法对其进一步的完善。主要计算包括以下方面：

1. 刚度：根据汽车举升机的行业的相关要求，当小轿车被举升的时候，左右两侧的载车平台的高度差不能超过  $16\text{mm}$ 。支撑面的最大形变量要  $\leq 14\text{mm}$

2. 强度：本文通过对大剪式液压式汽车举升机的机械结构的受力计算和有限元分析，来确保主要和重要机构在使用的过程中不会被破坏。在举升机实际的工作中情况较为复杂，会出现很多不同的情况，这些情况中有额定工作的情况也有最不利的超负荷工作。显然，本文需要选取最不利的超负荷的工作情况（正常条件下的最大载荷）进行强度分析。

#### 3.2 举升机的载荷分析

大剪式液压式汽车举升机举升汽车的功能是通过改变剪叉杆与底座铰接角度来实现载车平台的举升。轿车的举升举升机主要承受的是轿车的重力，且正常工作的情况下，举升机一般是平稳的上升，所以本文主要做的是静力学计算，即对剪式举升机进行静力学计算便可以保证使用要求。

##### 3.2.1 剪式举升机受到轿车重力载荷

根据参数设计的要求举升的质量为  $3000\text{kg}$ （3 吨），取重力加速度为  $9.8\text{N/kg}$  则载车平台所受到轿车的重力载荷为：

$$G = 3000 \times 9.8 = 29400\text{N} \quad (3.1)$$

##### 3.2.2 轿车的载荷分布分析

小轿车为了能够实现一些功能，在结构布置上不可能布置得一样的均匀，必然会出现载荷在载车平台上分布不均匀的现象。在设计中要特别的考虑这种载荷的分布不均的现象，要具体问题具体的分析。对于部分构件要采取创新性方案，以符合原始参数的要求和提供舒适的用户体验。

#### 3.3 举升机的运动学和动力学分析

本文运用的是几何法来进行运动学和动力学分析的，几何法可以使我们对机构有更深刻的理解。运动学和动力学分析的意义在于得到负载和机构关键位置的运动速度，进而可以对液压系统的参数（压力和流量）进行设计。

表 3.1 符号及其意义

序号	符号	单位	意义
1	$\omega$	$rad/s$	剪叉杆 1 (AC) 的角速度
2	$L$	$m$	剪叉杆的长度
3	$v$	$m/s$	驱动液压缸的活塞杆的速度
4	$v_D$	$m/s$	载车平台的上升速度
5	$v_F$	$m/s$	液压缸和剪叉杆 2 的铰点的速度
6	$v_C$	$m/s$	剪叉杆 1C 端的速度
7	$f$	$mm$	活塞杆和剪叉杆 2 铰接点到剪叉杆 1 中点的距离
8	$\theta$	deg	底座 (x 轴) 和剪叉杆 1 的夹角
9	$\phi$	deg	底座 (x 轴) 和驱动液压缸的夹角
10	$h_1$	$mm$	载车平台和梁的厚度
11	$h_2$	$mm$	底座的厚度
12	$S$	$mm$	剪叉杆 1 和底座铰接点 A 与底座和底座与剪叉杆 2 的接触点 B 的距离
13	$H$	$mm$	升程
14	$F_{xi}$	$N$	作用于质点 $m_i$ 的主动力 $F_i$ 在 x 轴上的投影
15	$F_{yi}$	$N$	作用于质点 $m_i$ 的主动力 $F_i$ 在 y 轴上的投影
16	$F_{zi}$	$N$	作用于质点 $m_i$ 的主动力 $F_i$ 在 z 轴上的投影
17	$\delta$	$mm$	虚位移
18	$\delta x_i$	$mm$	虚位移 $\delta r_i$ 在 x 轴上的投影
19	$\delta y_i$	$mm$	虚位移 $\delta r_i$ 在 y 轴上的投影
20	$\delta z_i$	$mm$	虚位移 $\delta r_i$ 在 z 轴上的投影
21	$G$	$N$	载车平台所承受轿车的重力
22	$p$	$N$	驱动液压缸活塞推力
23	$x_p$	$mm$	驱动力作用点在 x 轴上的投影距离原点的距离
24	$y_p$	$mm$	驱动力作用点在 y 轴上的投影距离原点的距离
25	$y_G$	$mm$	重力的作用点在 y 轴上的投影到原点的距离 (底座与载车平台间的距离)
26	$p_x$	$N$	驱动力在 x 轴上的投影
26	$p_y$	$N$	驱动力在 y 轴上的投影

### 3.3.1 运动学分析

运动学分析部分主要是求出活塞的速度。这里我们用的是瞬心法和速度矢量的分解与合成等方法来求解平面运动机构的活塞速度（ $v$ ）。剪式液压举升机机构运动分析简图如下图所示：

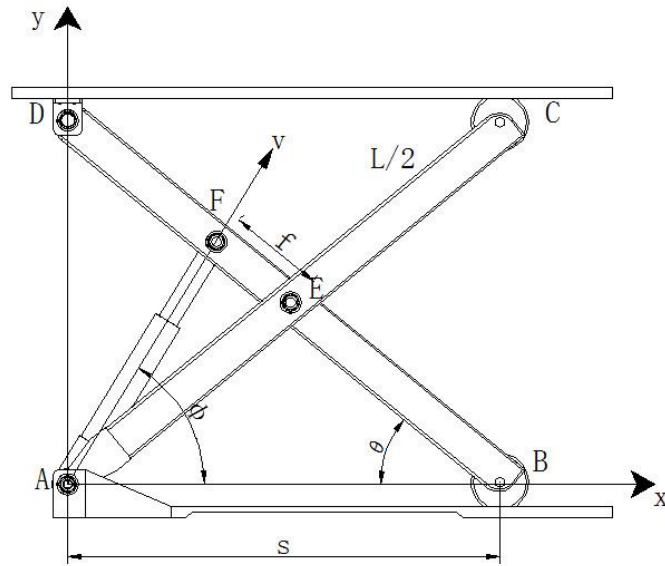


图 3.1 剪式液压举升机机构运动分析简图

剪叉杆 1（AC 杆）的 A 端铰接于底座上的固定铰链支座上，不妨设 AC 杆绕 A 支座旋转的角速度为  $\omega$ ，剪叉杆 2 与载车平台的下表面的铰接于 D 点处，该点的运动方向沿 y 轴的方向。

C 点的速度为：

$$v_C = L\omega \quad (3.2)$$

F 点的速度为：

$$v_F = \left(\frac{L}{2} + f\right)\omega \quad (3.3)$$

由 F 点的速度可以得到活塞的运动速度：

$$v = \left(\frac{L}{2} + f\right)\omega \sin(\phi + \theta) \quad (3.4)$$

由 C 点的速度可以得到载车平台的速度：

$$v_D = L\omega \cos \theta \quad (3.5)$$

由机构简图的几何关系知：

$$\phi = \arctan \frac{(L + 2f) \sin \theta}{2S - (L + 2f) \cos \theta} \quad (3.6)$$

$$\theta = \arcsin \frac{H - h_1 - h_2}{L} \quad (3.7)$$

将(3.4)、(3.5)两式进一步整理,可以得到活塞杆的沿轴线的速度和载车平台的速度表达式:

$$v = \frac{(L + 2f) \sin(\phi + \theta)}{2L \cos \theta} v_D \quad (3.8)$$

由上式可知,如果要求驱动液压缸的活塞杆的运动速度只要选择合适的剪叉杆的尺寸和载车平台的速度就可以实现。如果确定了驱动液压缸的流量(通过流量可以推出活塞的运动速度)我们也可以反推出载车平台的升降速度。

### 3.3.2 动力学分析

动力学分析主要是解决驱动液压缸的推力问题,这里我们不妨假设所有的支座约束都是理想状态下的约束,剪式举升机构是平衡机构。本论文使用虚位移原理来讨论动力

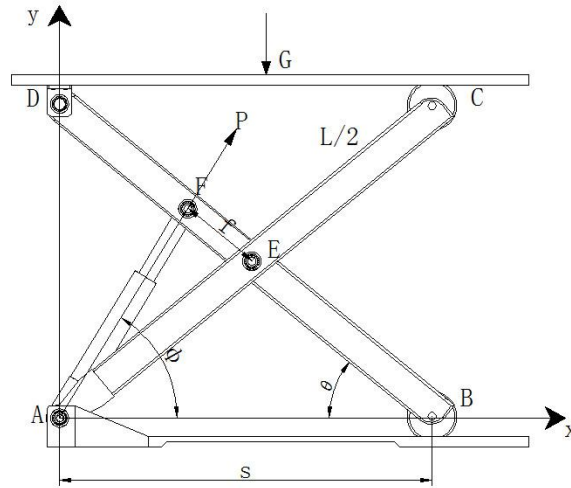


图 3.2 剪式液压举升机构动力分析简图

学问题。设驱动液压缸活塞推力为P 载车平台所承受的轿车重力G,这两个力均为主动

力,由作用在一质点系的主动力在任何虚位移中所做的虚功之和为0[21],即

$$\sum (F_{xi} \delta x_i + F_{yi} \delta y_i + F_{zi} \delta z_i) = 0 \quad (3.9)$$

由上图中的坐标系,可得

$$F_y \delta y_p - F_x \delta x_p - G \delta y_G = 0 \quad (3.10)$$

分析上图显然

$$p_x = p \cos \phi \quad (3.11)$$

$$p_y = p \sin \phi \quad (3.12)$$

$$x_p = \left(\frac{L}{2} + f\right) \cos \theta \quad (3.13)$$

$$y_p = \left(\frac{L}{2} + f\right) \sin \theta \quad (3.14)$$

$$y_G = L \sin \theta \quad (3.15)$$

经过运算和变形后得

$$\delta x_p = -\left(\frac{L}{2} + f\right) \sin \theta \delta \theta \quad (3.16)$$

$$\delta y_p = \left(\frac{L}{2} + f\right) \cos \theta \delta \theta \quad (3.17)$$

$$\delta y_G = L \cos \theta \delta \theta \quad (3.18)$$

由式(3.10)，整理得：

$$p = \frac{2L \cos \theta}{(L + 2f) \sin(\phi + \theta)} G \quad (3.19)$$

上式反应了载车平台所承受轿车的重力与驱动液压缸的活塞推力的函数关系，我们只要根据剪叉杆的外形数据和设计参数的载荷数值就可以得出传动系统的推力  $p$ ，进一步我们就能够知道系统的工作压力。

### 3.4 剪式升降机的剪叉杆的力学分析

本设计的升降机结构主要由四部分组成。通过分析本文采用一层剪叉杆（剪叉杆一端与载车平台连接另一端与底座连接），两侧各一组剪叉机构，每组中由两幅单剪叉杆组成，每组中的驱动液压缸位于两幅单剪叉杆中间。本文的方案是双缸举升，举升动力较足，升降机寿命较长。

这里我们不妨先按照 8 个支撑点的受力是均匀的，在这个假设下我们对剪叉杆进行受力。后面我们再讨论如果不均匀对计算的影响问题。由载车平台的受力分析图得：

$$F'_4 + F'_5 = G/4 \quad (3.20)$$

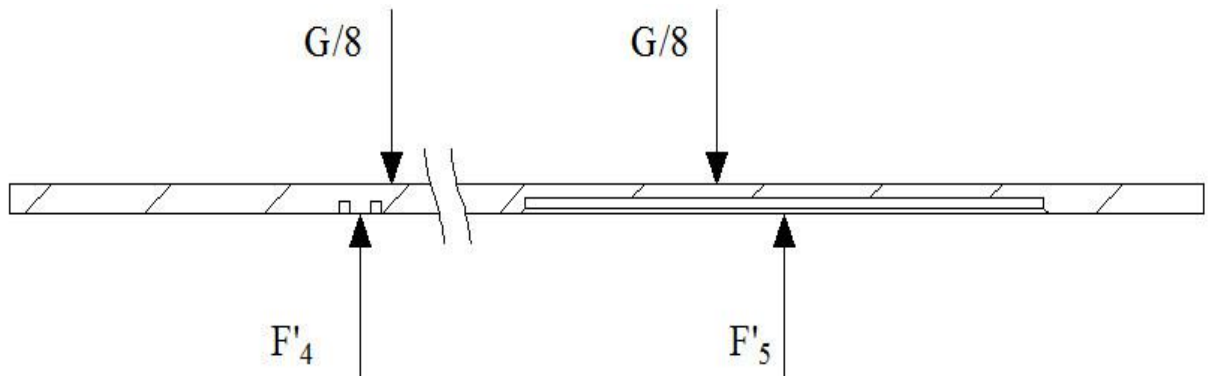


图 3.3 载车平台的受力图

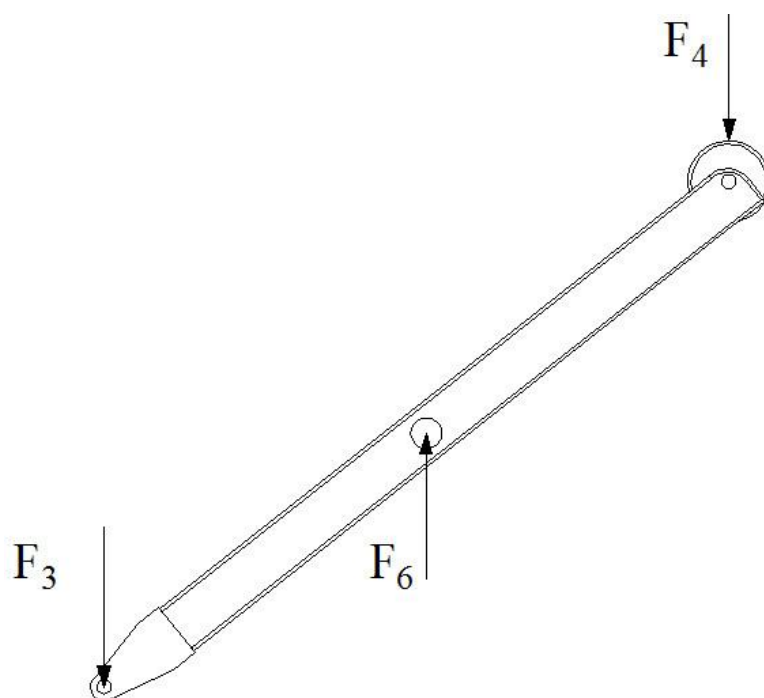


图 3.4 外侧剪叉杆的受力分析图

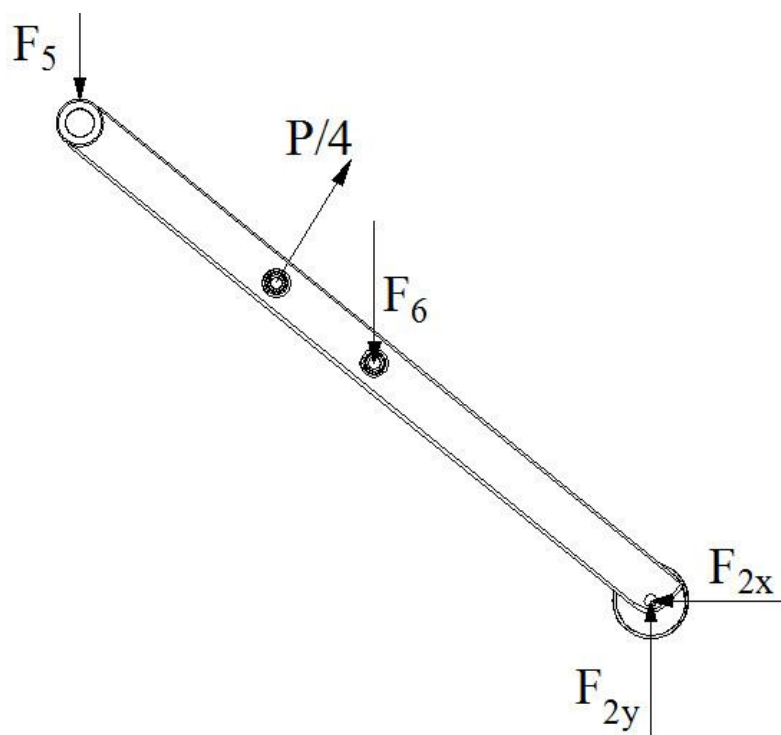


图 3.5 内侧剪叉杆的受力分析图

由作用力与反作用力的关系：

$$F_4 + F_5 = G / 4 \quad (3.21)$$

由内外侧剪叉杆的受力平衡和力矩平衡：



$$F_4 + F_3 = F_6 \quad (3.22)$$

$$F_{2x} = \frac{p}{4} \cos \phi \quad (3.23)$$

$$F_5 + F_6 = F_{2y} + \frac{p}{4} \sin \phi \quad (3.24)$$

$$F_3 L = F_6 \frac{L}{2} \quad (3.25)$$

$$(F_5 L + F_6 \frac{L}{2}) \cos \theta = \frac{p}{4} \sin(\phi + \theta) (f + \frac{L}{2}) \quad (3.25)$$

将式 (3. 21) 代入上式得:

$$F_3 = \frac{G}{8} \quad (3.27)$$

$$F_6 = \frac{G}{4} \quad (3.28)$$

$$F_{2x} = \frac{L \cos \theta \cos \phi}{2(L + 2f) \sin(\phi + \theta)} G \quad (3.29)$$

$$F_{2y} = (\frac{3}{8} - \frac{L \cos \theta \sin \phi}{2(L + 2f) \sin(\phi + \theta)}) G \quad (3.30)$$

由力的合成得 A 处的合力:

$$F_2 = \sqrt{F_{2x}^2 + F_{2y}^2} \quad (3.31)$$

$F_2$  与水平面的夹角为:

$$\partial = \arctan(\frac{3(L + 2f) \sin(\phi + \theta) - 4L \cos \theta \sin \phi}{4L \cos \theta \sin \phi}) \quad (3.32)$$

## 3.5 主要参数的研究和确定

### 3.5.1 设计参数及其分析

根据本设计的任务书, 我们得到的参数要求如下表:

表 3.2. 参数要求

参数的意义	举升重量	最高高度	最低高度	两平台间距
数值	3000Kg	1800mm	160mm	865mm

由表中提供的数据，本文将设计对象定位小轿车。一般小轿车的举升重量大致在 3t 左右，车长 4130mm，车最宽距离为 1930mm，两车轮内侧的距离为 1300mm，轮胎的厚度为 250mm，轮胎的直径 670mm，前后两轮圆心距为 2460mm。这些通过实际调研获得的数据都是本设计的设计依据。

### 3.5.2 参数的确定

根据上面的分析，本文在该部分将对举升机的关键尺寸进行了计算和确定。参数确定之后也为下文中的仿真建模打下了基础。这里我们不妨先确定一部分数据然后确定其他的参数，再回头对这些参数进行校核计算，对于不合理的参数进行调整以满足参数要求、设计要求和使用要求。

在本设计中，本文初定载车平台的厚度  $h_1 = 50\text{mm}$ ，底座厚度  $h_2 = 50\text{mm}$ ，杆件的长度  $l = 2404\text{mm}$ 。

当举升机将载车平台举升到最大高度  $H=1800\text{mm}$  处时，由式 (3.7) 得  $\theta_{\max}=45^\circ$ 。由设计参数最低高度 160mm，可以得到：

$$\theta_{\min} = \arcsin \frac{160 - 50 - 50}{2404} = 1.43^\circ \quad (3.33)$$

即当剪叉杆 1 与底座的夹角为  $1.43^\circ$  时，举升机能够平稳的举升轿车并且能够稳定在这一高度进行安全作业。

由前后轮的中心距离为 2460mm，初定载车平台的长度为 3000mm；由车轮的厚度为 250mm、车轮内侧的距离为 1300mm、设计参数两平台的间距 865mm，初定单侧载车平台的宽度为 685mm。

执行元件的一头套在空心杆上，另一头的铰点的重要参数是  $f$ 。综合考虑各方面的因素，这里我们取  $f=400\text{mm}$ 。

表 3.3 大剪式液压举升机结构设计的参数汇总

参数	单位	数值	参数	单位	数值
$h_1$	mm	50	$h_2$	mm	50
$\theta_{\max}$	deg	45	$\theta_{\min}$	deg	1.43
$L$	mm	2404	载车平台长	mm	3000
载车平台总宽	mm	2235	单侧载车平台宽	mm	685
$f$	mm	400	横杆的长度	mm	360
横杆的直径	mm	130	油缸极限状态长度	mm	1266.7

### 3.6 主要部件的材料确定和校核

#### 3.6.1 剪叉杆的校核

剪叉杆主要作用是在其他机构的配合下，能够完成对载车平台的举升，是机构平稳、安全运动的重要机构。对于剪叉杆的设计必须选择符合要求的材料并进一步对机构的强度和刚度进行校核。

采用弯曲强度进行校核计算，其条件为：

$$\delta_w = \frac{M}{W} \leq [\delta_w] \quad (3.34)$$

上式中，M：横杆上的最大弯矩；

W：抗弯截面系数 ( $W = \frac{\pi d^3}{32}$ ) ；  
 $[\delta_w]$ ：许用弯应力。

采用抗压强度进行校核计算，其条件为：

$$\delta = \frac{F}{S} \leq [\delta] \quad (3.35)$$

上式中，F：剪叉杆所承受的最大拉力；

S：剪叉杆的抗拉截面面积；

$[\delta]$ ：许用拉压应力。

我们进一步来分析抗弯强度的校核位置和抗压强度的校核位置：当驱动液压缸的推力与水平的夹角为 0 度 ( $\phi = 0^\circ$ ) 时，液压缸的驱动力达到峰值，剪叉杆的弯曲强度的校核应该选择径向上各个力的峰值进行校核计算；当剪叉杆与水平夹角达到峰值时候(即  $\theta = 45^\circ$ )，内剪叉杆的中心点下方为挤压校核的危险截面。

本论文中剪叉杆的材料使用的是 45 钢（调质处理），其安全系数设定为 1.1，我们不妨选择空心钢作为剪叉杆的型材，规格为  $160mm \times 80mm \times 8mm$ 。  $W = 104.5 cm^3$ ，最大弯矩为：  $M = 3675 \times 2.404 = 8834.7 N \cdot m$ ，由式（3.34）计算最大弯曲应力为：

$$\delta_w = \frac{M}{W} = \frac{8834.7}{104.5 \times 10^{-6}} = 84.5 MPa$$

上值小于许用值，故符合实际的要求。

再校核挤压强度，  $S = 0.16 \times 0.08 - 0.144 \times 0.064 = 3.584 \times 10^{-3} mm^2$ 。剪叉杆中点下方那段所受的挤压力最大，此时  $\theta = 45^\circ$ ，则：

$$F_{sa} = F_s \sin 45^\circ = 3675 \times \sin 45^\circ = 2598.6 N$$

$$F_{6a} = F_6 \sin 45^\circ = 7350 \times \sin 45^\circ = 5197.2N$$

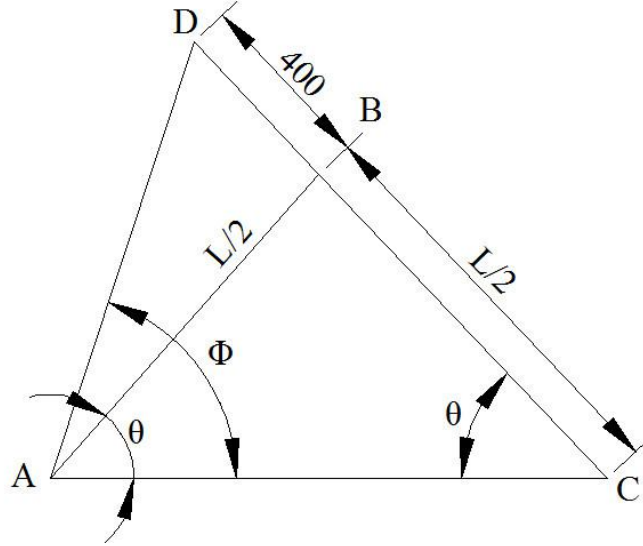


图 3.6 举升机构计算简图

当  $\theta = 45^\circ$  时候， $\angle DBA = 90^\circ$ ，即：

$$\phi - \theta = \arctan \frac{DB}{AB} = \arctan \frac{400}{1202} = 18.4^\circ$$

这样我们可以得到在 1800mm 的最高举升位置时的驱动液压缸和活塞杆最大伸缩状态下的总长度为： $(L/2) / \cos(\phi - \theta) = 1202 / \cos 18.4^\circ = 1266.76mm$

所以  $\phi = 63.4^\circ$ ，即：

$$p = \frac{2 \times 2404 \times \cos 45^\circ}{(2404 + 2 \times 400) \sin(45^\circ + 63.4^\circ)} = 32877.2N$$

$$F_{pa} = \frac{p}{4} \sin(\phi - \theta) = 7350 \times \sin 18.4^\circ = 2320N$$

得剪叉杆中点以下的那部分的最大压力为：

$$F = F_{5a} + F_{6a} - F_{pa} \quad (3.36)$$

故  $F = 5475.8N$

对剪叉杆的最大挤压力的应力计算：

$$\delta_p = \frac{F}{S} = \frac{5475.8}{3.584 \times 10^{-3}} = 1.528MPa$$

即： $\delta_p \leq [\delta_p]$ ，材料安全，能够满足要求。

综上计算校核剪叉杆的材质为 45 钢并调质处理，型材为矩形空心钢，规格为  $160mm \times 80mm \times 8mm$ 。

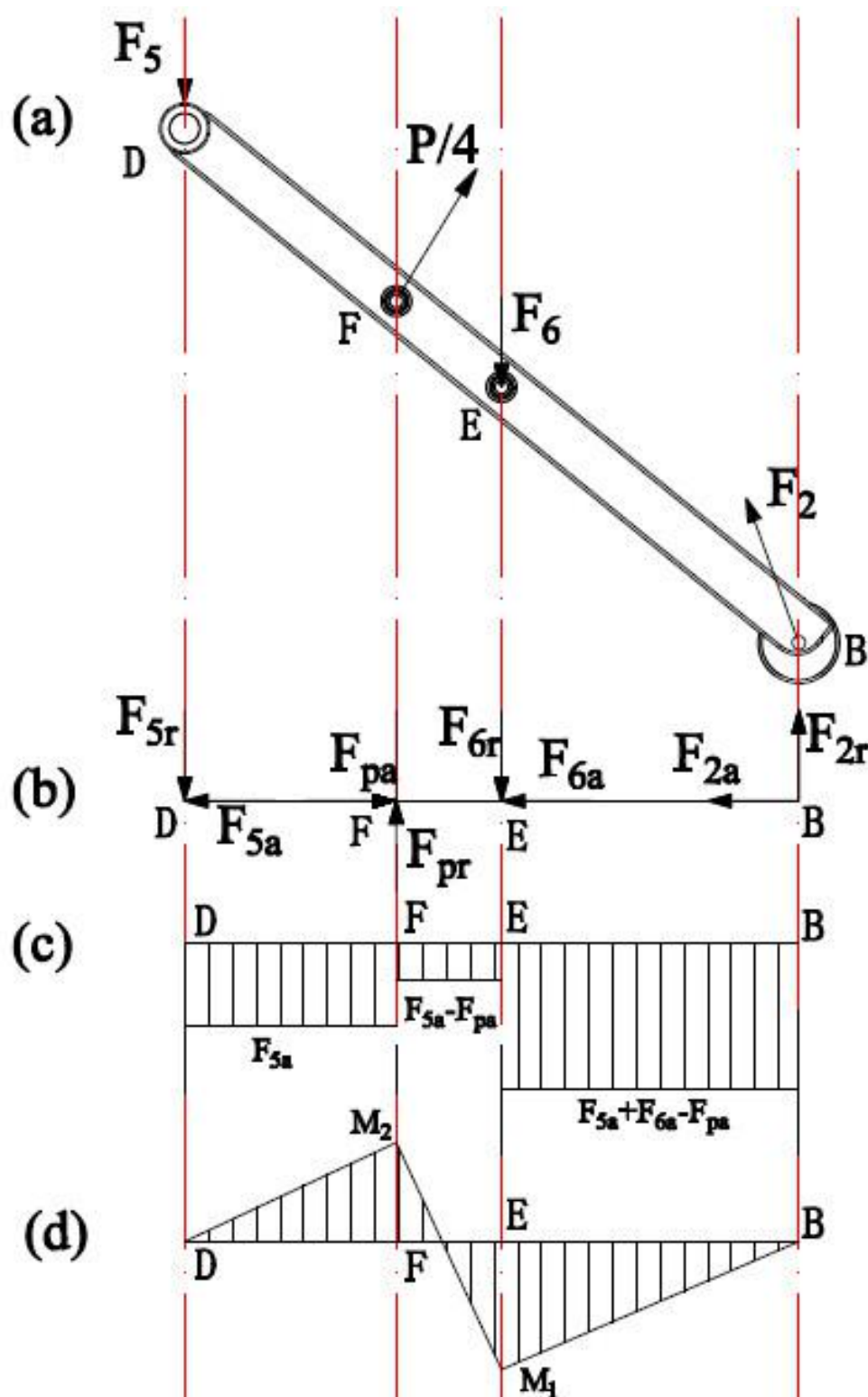


图 3.7 内侧剪叉杆的校核分析

(a)剪叉杆的受力；(b)剪叉杆的各点受力；(c)剪叉杆的轴力图；(d)剪叉杆的弯矩图。

### 3.6.2 横杆的校核

横杆的两端贯插在剪叉杆的轴承内圈中。其中部轴段与活塞杆一端套装在一起，其作用是传递力。根据其受力特点可以作出受力弯矩图如下：

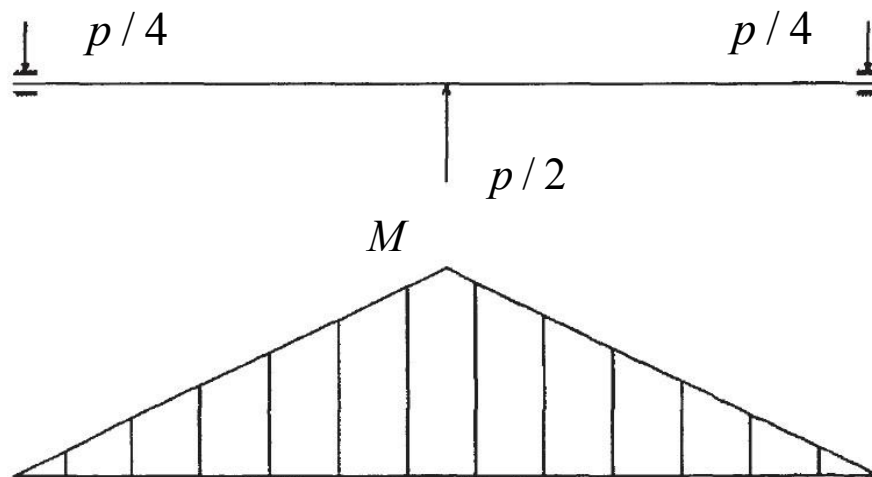


图 3.8 横杆的受力弯矩图

设计参数载重为 3 吨，又由式 (3.28) 得  $F_6=7.35\text{kN}$ 。这里我们采用的材料是对 45 钢调质处理，性能等级为 3.5，根据相关的设计资料把安全系数定位 1.1，即：

$$\delta_s = 300 \times 0.5 = 150\text{MPa}$$

$$[\delta_w] = \frac{\delta_s}{1.1} = 136.36\text{MPa}$$

由横杆的长度表达式：

$$l = B_z - B \times 4$$

其中， $B_z$ ：载车平台的宽， $B_z=685\text{mm}$ ；

$B$ ：剪叉杆的厚度， $B=80\text{mm}$ 。

所以得横杆的长度约为 365mm，适当的留出装配间隙，则横杆的长度为 360mm。

由式(3.19)知，如果载车平台的位置逐渐上升，那么该点所受的力是逐渐减小。此时计算  $P$  应该以举升最小高度 160mm ( $\theta_{\min}=1.43^\circ$ ) 来计算。

由图知  $\angle ABD = \angle ABC + \angle ACB = 2\theta$ ，故  $\angle ABD = 2.86^\circ$ 。又因为已知  $f=BD=400\text{mm}$ ，再由余弦定理：

$$AD = \sqrt{AB^2 + BD^2 - 2 \times AB \times BD \times \cos \angle ABD}$$

得  $AD=802.7\text{mm}$ 。再次，由正弦定理知：

$$\frac{AD}{\sin \angle ABD} = \frac{BD}{\sin(\phi - \theta)}$$

得  $\angle DAB = 1.425^\circ$ ，故  $\phi = 2.855^\circ$ 。综上，已知：L、f、 $\theta$ 、 $\phi$  再由式(3.19)计算：

$$p = \frac{2 \times 2404 \times \cos 1.43^\circ}{(2404 + 2 \times 400) \sin(1.43^\circ + 2.855^\circ)} \times 29400 = 590.28 \text{ kN}$$

$$M = \frac{l}{2} \times \frac{p}{4} = \frac{360 \times 590.28}{8} = 26562.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi[\delta_w]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 26252.6}{\pi \times 136.36 \times 10^6}} \times 10^3 = 126 \text{ mm}$$

即  $d \geq 126 \text{ mm}$ ，把横杆的直径圆整到 130mm。

## 3.7 举升机的重要参数的研究

### 3.7.1 时间参数

时间参数(T)是举升机在额定工作状态下，将汽车从最低位置举升到设计参数要求的高度(1.8m)所需要的时间。该参数有着重大的意义：首先，上升时间是举升机的功能是否达到设计标准的重要参数，当然这里希望时间参数适当的小一些比较好；当举升机的其他条件一样的时候，时间参数是判断举升机效率的重要参数；剪式举升机的液压油缸的最大功率也可以通过它来判断。

首先，说明这里的时间参数T与运动时间在数值上是一样的，因此在计算中就直接用时间参数T参与计算。这里设驱动液压缸的活塞杆的速度为v。

时间参数T随s的增大而增大，且最大值小于  $1000/v$ 。

综上所述，当选择驱动液压缸倾斜安装时候，时间参数与参数s有关。

### 3.7.2 传动比参数

首先我们在这里指出传动比的定义：相同的时间内，载车平台的举升的位移变化比活塞杆的位移变化的值。其数学表达式为：

$$i = \delta_H / \delta_l$$

举升机的传动比在举升运作中基本规律是逐渐变小。换句话说就是：在举升的开始那个阶段i较大。为了能够正常举升轿车，在结构设计和液压设计的时候要综合考虑传动比参数，然后确定科学的举升方案。

## 4 液压系统的设计

### 4.1 系统的设计要求

由前几节对大剪式液压式汽车举升机的研究，对汽车的举升主要通过剪叉式液压式举升机构实现的，驱动液压缸通过改变剪叉杆与水平底板的夹角来举升和下降载车平台。所以液压系统是大剪式液压汽车举升机的关键组成部分，本文把液压系统的设计同剪式举升机的机构设计放在了同样的重要位置。在大剪式举升机的传动部分的设计中，要充分利用液压传动的优点。从本设计的参数和实际生产中存在的问题出发，设计出液压元件较少，对液压系统元件维护简易和维护周期较长、传动系统能够安全可靠工作的液压系统。

一个完整的液压系统应该有动力元件、执行元件、控制元件、辅助元件和液压油等几个部分组成[36]。只有合理的设计前四个重要元件，才能确保整个机器的安全的运作。为了满足使用要求，本文采用的是双杠举升的型式。这就要求液压系统能够保证载车平台的平稳的举升小轿车。本文中也将采取相关的措施来优化液压系统以保证大剪式液压式汽车举升机能够对轿车平稳的举升。

### 4.2 液压系统的主要参数

流量和压力是液压系统中的主要参数。外部荷载决定了压力，液压缸活塞杆的速度和结构尺寸决定了液压系统的流量[36]。传动部分的主要数据为执行元件的设计和系统的相关数据的确定提供了重要的指引。

#### 4.2.1 工作压力

工作压力的选择较为关键，工作压力过高对液压元件的寿命有影响和提高元件的制造精度，工作压力过低会导致液压缸的尺寸偏大。工作压力主要取决于举升的荷载，但是不仅仅取决于外部荷载，还取决于以下因素：

- 1) 设备的类型；
- 2) 液压缸的活塞杆的可伸缩空间；
- 3) 经济性；
- 4) 元件的供应条件。

表 4.1 各类机械常用的系统工作压力

机械类型	机床				农机、建筑机械	液压机、起重机械
	磨床	组合机床	龙门刨床	拉床		
工作压力/MPa	0.8-2	3-5	2-8	8-10	10-18	12-45

要确定工作压力的数值，首先要研究清楚剪叉杆与底座之间的角度为多少的时候推



力最大。本文在受力分析中讨论过在剪式举升机的初始位置驱动液压缸活塞的推力最大。由上文易知  $P=590.28kN$ ，本设计采用双缸设计故一组剪叉结构的工作推力为  $P_1=295.14kN$ 。由此可见，举升机构的起步推力还是相当的大的。这里我们初选工作压力为  $p_{\text{压}}=16\text{MPa}$ 。

#### 4.2.2 液压缸机构的主要尺寸

对于液压式的举升机构，液压缸多选用单作用式的活塞缸。活塞缸只能在一个方向上使用高压油来推动活塞运动。活塞缸利用弹簧弹力或者重力实现反向运动。本设计中采用的后者，即通过重力来实现活塞缸在另外一个方向上的运动。

首先我们来计算液压缸的内径  $D$ ，设  $s$  为进油口处的受力面积， $p_{\text{压}}$  为进油口处的压力，则有：

$$s = \frac{\pi D^2}{4} \quad (4.1)$$

当液压缸工作时候，由上知工作推力为  $p_1$ ，设  $\eta$  为驱动液压缸的工作效率，则有：

$$p_1 = p_{\text{压}} s \eta \quad (4.2)$$

已知最大工作推力为  $P_1=295.14kN$ ， $p_{\text{压}}=45\text{MPa}$ 。通过查阅液压举升机的资料，我们选择工作效率为 0.8。由式(4.1)和(4.2)得  $D=102\text{mm}$ 。为了符合国标，式液压缸互换性强，易于维修，对液压缸的内径进行圆整处理，查表得  $D=100\text{mm}$ 。从减少液压系统的泄漏考虑，取活塞的直径  $D_1=100\text{mm}$

表 4.2 液压缸内径尺寸系列  
(摘自 GB/T2348-1993) (mm)

8	40	125	(280)
10	50	(140)	320
12	63	160	(360)
16	80	(180)	400
20	(90)	200	(450)
25	100	(220)	500
32	(110)	250	

然后，我们根据上文中的讨论知道油缸的极限工作位置的油缸长度  $l_2=1266.7\text{mm}$ ，这里我们初定在油缸未工作时其长度  $l_1=800\text{mm}$ 。即油缸的行程  $l^*=l_2-l_1=466.7\text{mm}$ 。

#### 4.2.3 液压系统的流量

液压系统的流量可以使用以下公式计算：

$$q = \frac{\pi D_1^2 l^*}{4t} \quad (4.3)$$

式中：t (min)：活塞从初始位置到达极限位置的时间

q (L/min)：额定流量

综合考虑多方面的因素，我们初定上升 1800mm 所耗损的时间为 33S。代入数据到式(4.3)：

$$q = \frac{\pi \times 1^2 \times 4.667}{4 \times 0.55} = 6.664 L / \min$$

表 4.3 液压系统的关键参数

符号	单位	数值	意义
$p_1$	$kN$	295.14	单缸的工作推力
$p_{\text{压}}$	$MPa$	45	工作压力
$D$	$mm$	100	液压缸的内径
$D_1$	$mm$	100	活塞的直径
$l_1$	$mm$	800	油缸未工作状态的长度
$l_2$	$mm$	1266.7	油缸极限工作状态的长度
$l^*$	$mm$	466.7	油缸的行程

## 4.3 液压系统工作原理图

### 4.3.1 系统的方案制定

要确定液压系统的方案本文必须先指出大剪式液压举升机对液压系统的要求。液压系统是举升机的传动部分。对于举升机来说，该部分的重要性不言而喻。对其要求如下：

- (1) 采用双缸举升，且同步举升两侧的载车平台；
- (2) 要求在举升机工作过程中，载车平台的速度平稳；
- (3) 在举升过程中要能够承受 3t 的外载荷。

从上文中我们知道在液压系统中我们确定的执行元件是液压缸，在此之后，本节的核心问题是对液压缸的运行的速度和方向进行控制。在液压系统中，控制元件有调节系统的工作压力和流量的功能，因此本方案的确定的核心也是对液压系统的控制元件的设计和选型。在汽车修理中为了满足维修人员的使用要求，本设计的液压系统必须能控制载车平台停留在任意位置。本文的思路是先确定各个基本的液压回路再总体绘制系统总图。

- (1) 压力控制：液压系统的工作压力控制可以从两个方面来着手处理：1)液压系统的

动力元件；2)液压系统的控制元件。为了保证液压系统的工作压力，本论文的系统压力控制方案是：1)动力元件使用的是定量泵供油；2)控制元件使用的是溢流阀。

(2) 调速：为了控制大剪式液压式汽车举升机的载车平台在下降的过程中的速度得到控制，本文必须要提出一个可靠、合理的调速方案。一般调速可以通过密封的容积的变化来实现调速，当然也可以液压缸的流量的输入、输出来调节。本文在液压系统的调速方面综合各种因素选择的是采用控制元件（节流阀）来实现调速。

(3) 载车平台的制动：液压缸只要能保证某一举升高度处的正常的油液量，载车平台就能够把轿车稳稳的举升在某一高度。这里只要能够控制方向阀使得液压缸闭锁，就可以保证载车平台的制动。载车平台的制动能力是杜绝维修人员人身危险的关键能力。

#### 4.3.2 举升机同步器的设计

为了保证举升机的使用寿命，减少举升机在使用的过程中的荷载，本设计采用的是双缸设计，但是双缸会带来一个不同步的问题。这里我们对举升机的同步器的设计就是来解决两侧的载车平台不同步的问题。

目前为止，市面上的大剪式液压式双缸举升机一般是一个动力元件，在流量分配时候直接简单的采用三通分流管分配流量。显而易见，这种方法必然造成举升机两侧的载车平台不同步。传统的解决办法（钢丝绳、链条）都会造成执行元件的爬行现象。

在深入的研究液压举升机的基础上，采用三齿轮结构形式和其各支路流量均等的原理，设计、研制的双液压缸使用的液压同步器[2]。

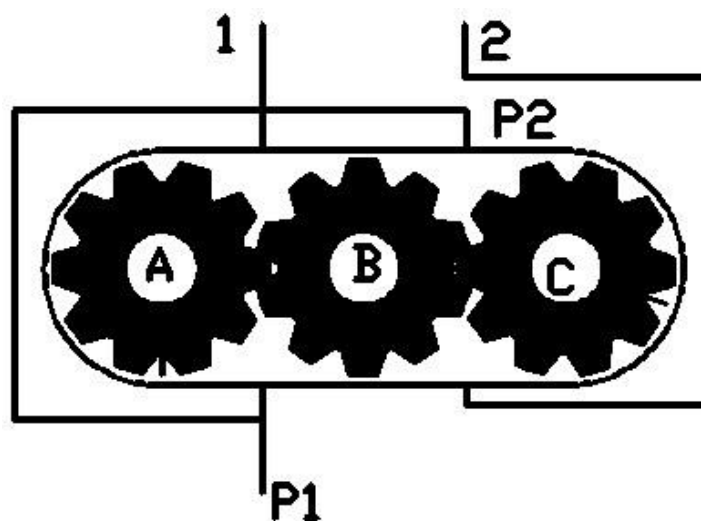


图 4.1 液压系统同步器原理图

如上图所示，三个齿轮的参数完全相同。齿轮 B 和齿轮 A、C 的转向相反。液压泵将液压油通过管道  $P_1$  泵入系统的液压同步器的时候齿轮 A、B 构成了液压马达，在齿轮 B 的作用下，BC 也随即构成了液压马达。流量平均分配后经过 A、B 齿轮分别带入 1、2

两口。若压力油进入  $P_2$  口时，情况以此可以类推。

1、2 两口的流量为：

$$q_1 = q_2 = \frac{q_{P_1}}{2} + \frac{q_{P_2}}{2} \quad (4.4)$$

采用该方法可以使得左右两侧的举升平台的液压缸的流量相等，两支路的流量为总流量的 1/2。和传统的同步措施相比较，该同步器更加的安全可靠。

#### 4.3.3 绘制液压系统的原理图

如液压系统原理图所示，方向阀采用的是二位二通电磁换向阀 2，这可以方便维修人员对举升机进行制动，帮助维修人员更好的完成工作。根据液压系统的工作原理图，我们在这里对液压系统的工作过程作一个说明。当小轿车停到举升机的合适位置时候，电机 10 启动油泵 7 泵油，油液泵入同步器 6。同步器 6 会将高压油平均分配到两个油路（左侧载车平台和右侧举升平台油路），各油路的油液会流过单向阀 3 泵入液压缸 1。若油液高于溢流阀 4 设定值，高于设定值的那部分会流经溢流阀 4 回流到油箱 9。高压油会推动活塞沿直线运动，这时两侧的载车平台可以通过液压缸 1 推动横杆，进而通过剪叉杆的可以实现载车平台的举升。由于这时二位二通电磁换向阀 2 处于液压缸闭锁状态以及单向阀 3 只能实现单向泵油，只要停止电机 10 就能够实现载车平台停在某一高度。

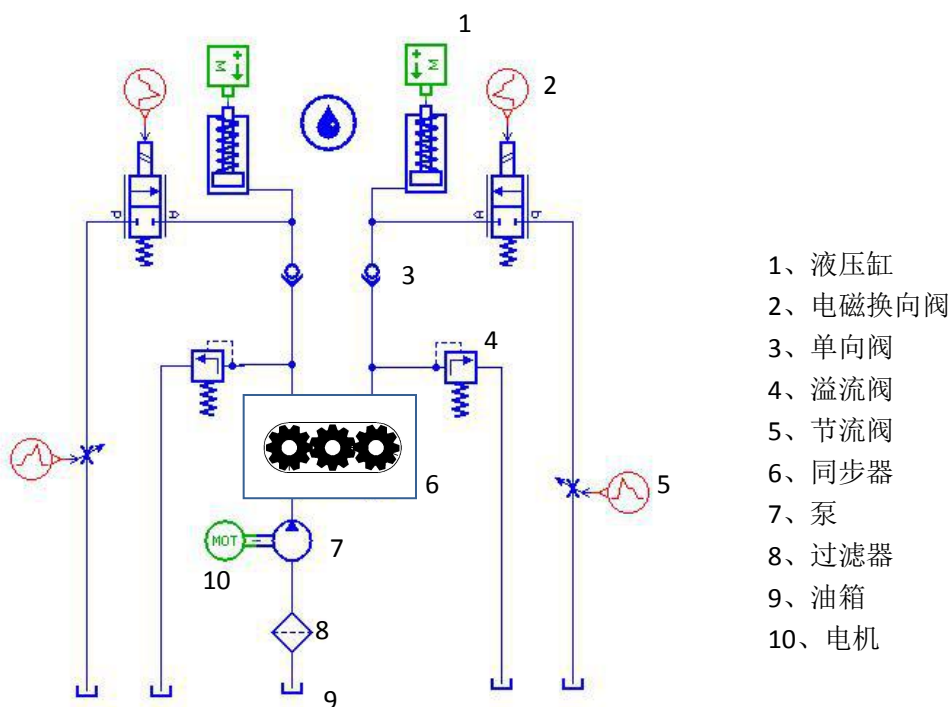


图 4.2 液压系统工作原理图

维修人员维修完毕后使二位二通电磁换向阀 2 换向（改变位）就可以实现液压缸中油液的回流，而液压缸的复位可以通过轿车的重力实现。载车平台在下降的过程中不能速度太快，这里主要可以通过调节节流阀 5 的设定值来控制回油的流量的流量，进而控制液压缸 1 活塞的下降速度，即可以控制载车平台的下降速度。这就是大剪式液压式汽车举升机的液压系统工作原理。

## 4.4 液压系统的故障和原因

### 4.4.1 漏油

液压系统的漏油不但使得油液耗损、污染机械，而且影响执行元件的正常工作。

(1) 管路漏油：一般是由于管子的腐蚀、变质、老化等原因造成的。如果管子的本身的质量不好、管子的使用不合理也会造成不正常的漏油。后一种情况的原因如下：管道质量差，管道壁的厚度不均匀，使得管道能承受的压力下降；管道的安装不当也会造成泄漏，主要表现在，管子的安装距离过大，支持松动引起管子的震动，管子的弯曲角度过小引起应力集中过大造成破裂；最后一个原因就是操作不当引起的，比如快速操作换向阀等。

(2) 密封表面处漏油：液压系统密封表面处漏油分两种（有相对运动和无相对运动），二者都用密封元件密封，其漏油的根本原因是密封件的失效。这使得封油能力低于系统的油压。造成密封面处漏油的主要原因有：

- 1) 密封件老化变质。密封件长期使用逐渐老化变质进而失去弹性，当油质不好时候，杂质过多都会加剧密封件的老化。
- 2) 摩擦表面的光洁度或者硬度不足。光洁度不够时，表面间的相对运动会产生较大的摩擦力，密封件易于磨损。
- 3) 油中杂质过多或者工作温度不当。杂质过多必然会导致密封面件和摩擦面的磨损，形成密封早期失效。
- 4) 密封件的设计不合理和安装不当。这会使得密封件在早期就损坏而漏油。尤其是油压较高时，易将密封件压到零件的缝隙中间导致密封件损坏。因此，常常采用密封件的一侧或者两侧安装摩擦系数很低的聚氟乙烯挡圈。

### 4.4.2 液压缸动作迟缓和无力

液压缸动作迟缓的原因是输入执行元件的液压油流量不足，液压缸动作无力的原因是输入液压缸的油液压力不足，以及回油路的背压过高等。

当液压缸产生液压油内漏和外漏时，将使得液压缸产生迟缓和无力。对于液压缸来说，内漏是活塞上的密封圈的失效和耐磨环磨损造成的。外漏主要是由于内外的压力差

造成的。

#### **4.4.3 振动和噪音**

液压系统振动往往伴随着噪音，噪音是振动导致的。其主要原因有：油液的脉动引起，比如说油中含有大量的气泡，未能及时的卸荷困油现象严重，操作阀或者泵有故障；也有可能是机械振动引起的，比如说细长管固定不牢、泵的传动轴和驱动轴不同心等原因造成。液压系统中渗入空气会造成液压缸的爬行。

## 5 剪式举升机的运动学仿真

本文通过 Solidworks 对大剪式液压汽车举升机模型运动仿真。目的是得到更加清晰的运动参数（载车平台的速度、加速度；剪叉杆的角位移等随时间的改变情况）。进而可以更加充分的校核和证明本设计的合理性。

### 5.1 大剪式液压汽车举升机的运动学仿真过程

#### 5.1.1 建立举升机概率装配模型

根据实际的设计参数要求，本文进行了各个角度的计算。紧接着运用 Solidworks 对大剪式液压汽车举升机建立虚拟模型。在本文中我们分析将采用抓主要矛盾忽略次要因素的思路对模型进行运动学分析。

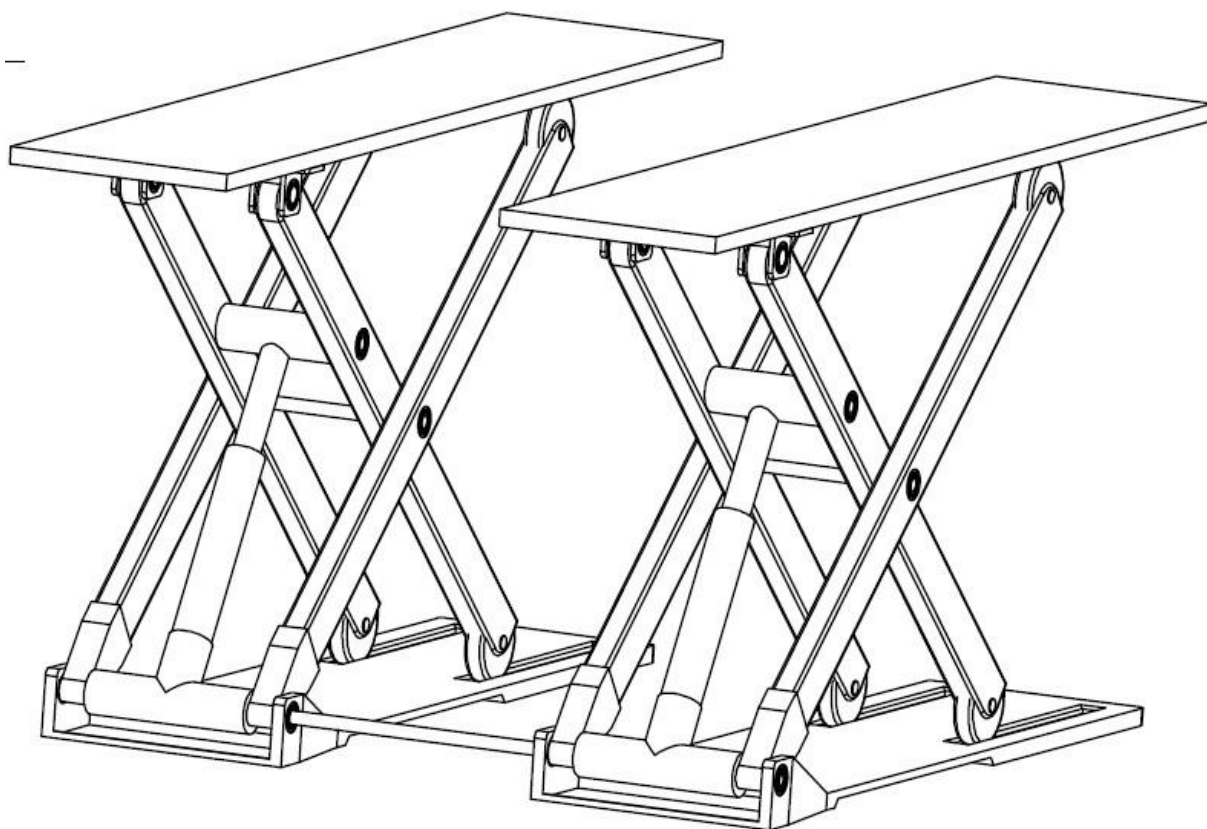


图 5.1 大剪式液压式汽车举升机的三维装配模型

#### 5.1.2 举升机的运动干涉检查

在 solidworks 中我们可以很方便的利用运动干涉工具检测出来模型的干涉情况。检测结果是举升机的结构不存在干涉现象。

#### 5.1.3 新建运动算例、添加约束、运动副

我们在建立装配体模型的时候就已经进行了相应的约束，这就意味着我们进行了各类运动副的添加。为了进一步对装配体进行详细且具体的分析，Solidworks Motion 会将

装配体间的约束直接到运动学分析中的约束。各构件之间采用滚动副的有：滑轮与载车平台、底座与滑轮；采用移动副的有：油缸与活塞；其余各构件间通过转动副。

#### 5.1.4 添加运动驱动

如图 5.2 所示，剪式举升机的传动系统的执行元件在高压油的驱动下匀速推动。由液压系统设计部分知道，活塞的在轴线上运动的位移是  $l^* = 466.7\text{mm}$ ，载车平台完成一次举升的时间是  $t = 33\text{s}$ 。综上所述：

$$v_h = 466.7 / 33 = 14.14\text{mm/s}$$

其中， $v_h$ ：活塞杆的速度。

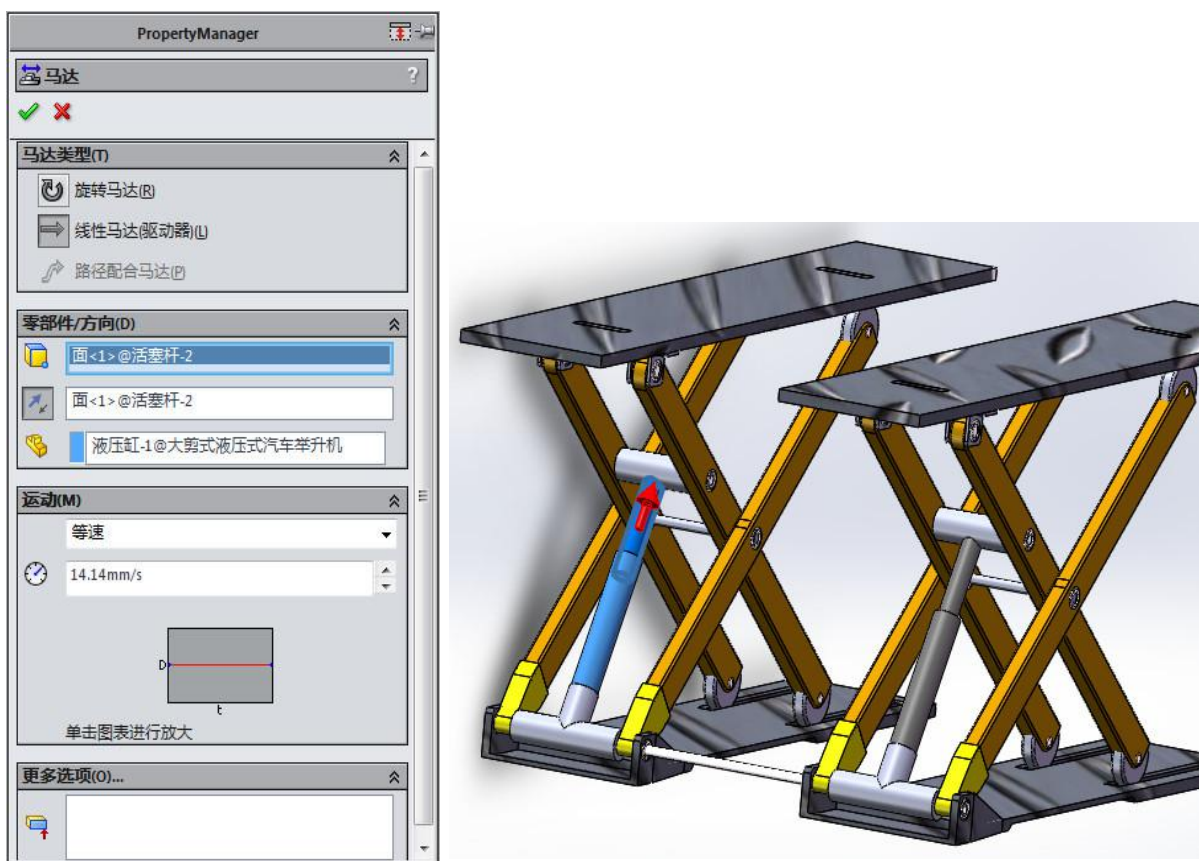


图 5.2 剪式举升机的运动仿真的动力设置



## 5.2 剪式举升机的运动仿真结果和分析

首先，设置大剪式液压汽车举升机 Motion 分析的各项参数。然后图 5.3 中的运算按钮。这样系统就能够自动的进行仿真的计算，当计算完成时，MotionManager 会由灰变



图 5.3 Solidworks MotionManager 工具栏



亮。然后在 MotionManager 工具栏中单击结果和图解 ，随即就会出现 PropertyManager 对话框。在类别中选择--位移/速度/加速度；子类别中选择--线性速度；选取结果分量为  $z$  分量；选取单独零件上的两个点；打钩 。在 Solidworks 界面中会自动跳出如图 5.4 的一个图表。在图表上右键选择图表属性，弹出图表属性对话框。在对话框中取消选取使用特征名称，以修改图表标题。这时我们可以点击确定完成图表的导出。

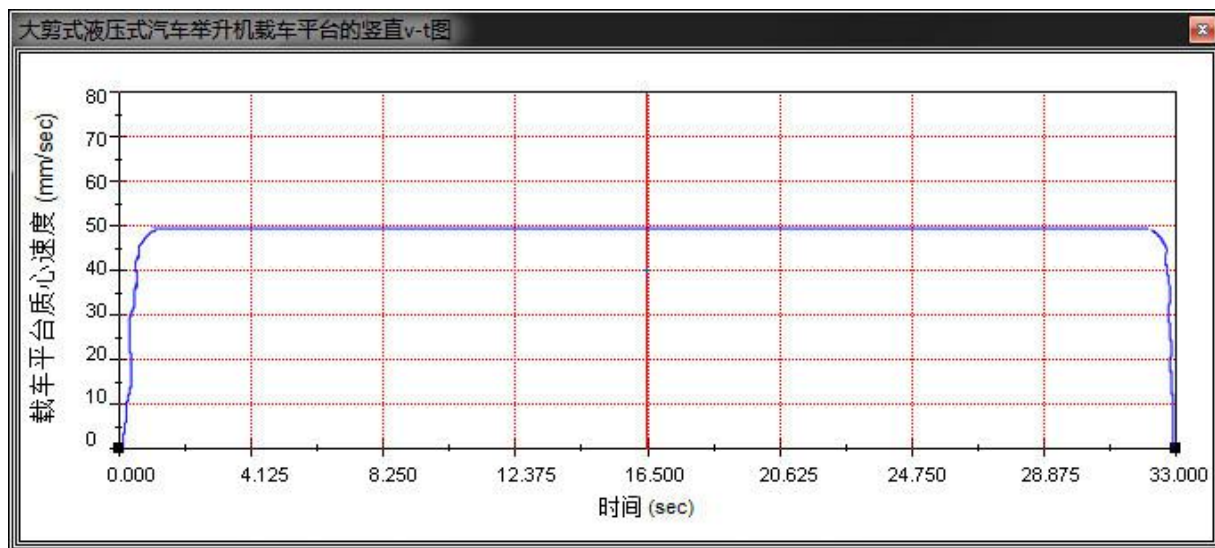


图 5.4 载车平台竖直  $v-t$  曲线

使用类似的步骤，选择不同的类别、子类别等设置就可以得到载车平台竖直加速度-时间曲线和剪叉杆角度时间曲线，如以下二图所示：

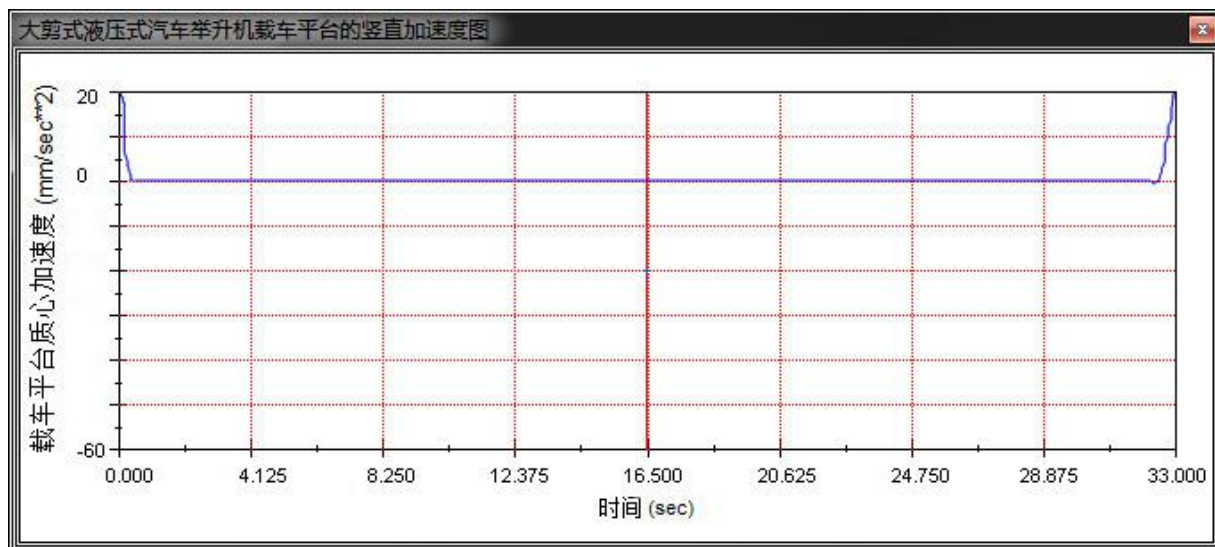


图 5.5 载车平台竖直  $a-t$  曲线

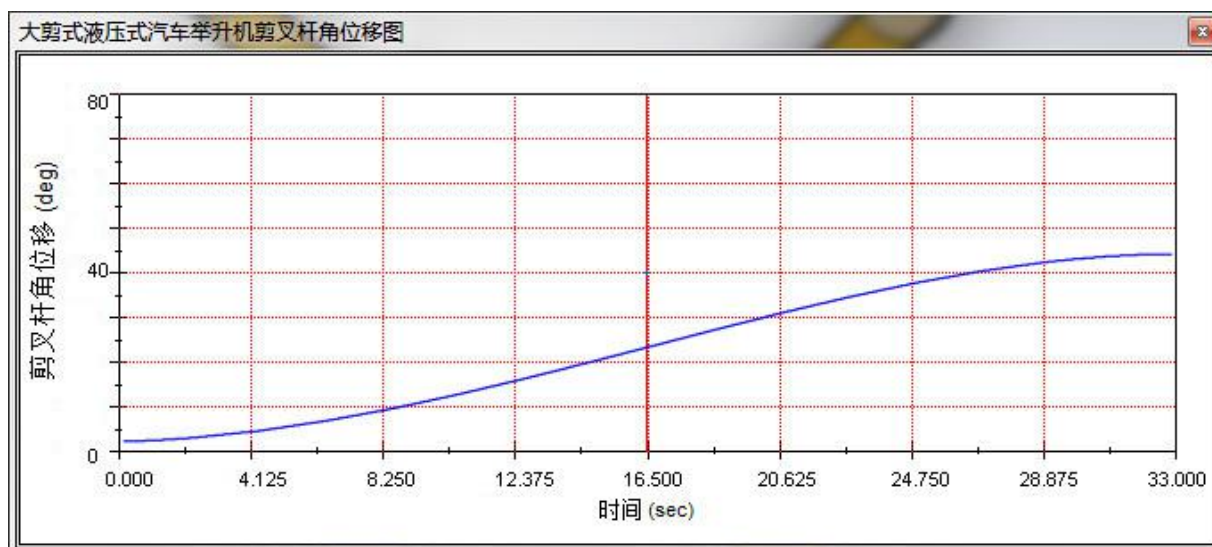


图 5.6 剪叉杆角度-时间( $\theta-t$ )曲线

分析图 5.4 知，载车平台的竖直速度接近  $50\text{mm/s}$ 。从计算的角度，载车平台计算平均速度为： $v_z = (1800 - 160) / 33 = 49.70\text{mm/s}$ 。这说明虚拟模型符合设计的要求。

分析图 5.5 知，在大剪式液压式汽车举升机举升汽车的刚开始和快要结束的阶段，载车平台有一定的加速度。在中间那段举升行程中，举升机举升轿车的运动较为平稳。因此可以得出的结论是：本设计的波动和振动较小，运行平稳。

本论文中预设：当载车平台上升到高  $1800\text{mm}$  时候，剪叉杆和底座的夹角为  $45^\circ$  ( $\theta = 45^\circ$ )。分析图 5.5 知，剪叉杆的角度时间曲线基本符合本文中的设计。从变化趋势来看，角度在两头变化慢、中间变化快也符合机构的运动特点。

## 6 大剪式液压升降机的有限元分析

剪式液压升降机的工作的安全可靠性对于维修人员来说尤为重要，因此要对其主要零件进行有限元分析。根据前面几个部分对大剪式液压升降机的力学、运动学分析和对液压缸的载荷的求解的内容，其主要零件是单侧载车平台、剪叉杆、平杆连接件。故本文将对上述零件进行有限元分析。本文建立了 Solidworks 设计模型，在此基础上本文进一步利用 Solidworks Simulation Xpress 对模型进行分析，进而校核关键零部件的强度、刚度等是否符合设计要求。

### 6.1 有限元方法的简介

有限元分析就是将机构的形状和负载工况运用数学近似的方法进行模拟。另外一个基本思想是利用单元（简单且相互作用的元素）来实现有限的未知量逼近无限未知的真实系统。

有限元分析的设计方法已经成为现代设计方法的一种重要方法。那么该方法必然有它的特点和可取之处：

（1）适用性广：有限元分析适用于各种物理问题（动力问题、流体力学问题、电磁场问题、弹性问题、塑性问题等），其主要原因是全求解域的未知场的对用法则可以用单元内近似对应法则表示。

（2）适应复杂的几何模型：本论文主要是三维模型的分析，然而有限元中划分的单元也可以是一维或者二维，单元的形状没有要求且各个单元之间形状互无关联（连接方式和形状）。

（3）方法的中心思想适合计算机的处理特点：计算机技术的发展推动了数值算法的发展，计算机语言的执行可以高效的完成有限元各个步骤的矩阵运算。

### 6.2 剪叉杆的有限元分析

在 Solidworks 中打开外侧剪叉杆模型，然后点击：工具 --- Xpress --- Simulation Xpress 进入有限元分析向导。在向导中点击下一步添加夹具，这里按照升降机的实际工作情况应该对剪叉杆的底部进行固定约束，即在剪叉杆底部添加夹具。进入下一步添加载荷，由第三部分知道  $F_3 = F_4 = 3675N$ ， $F_6 = 7350N$ 。再次进入下一步定义材质，材料为 45 钢， $\mu = 0.3$ ， $E = 2.1 \times 10^{11} N/m^2$ 。

通过有限元分析可得：外侧剪叉杆的设计符合设计准则，也就是说： $\delta_{\max} \leq [\delta]$ 。结论是内侧剪叉杆能满足使用要求，在工作过程中安全可靠。分析结果如下面 3 个图形所示：

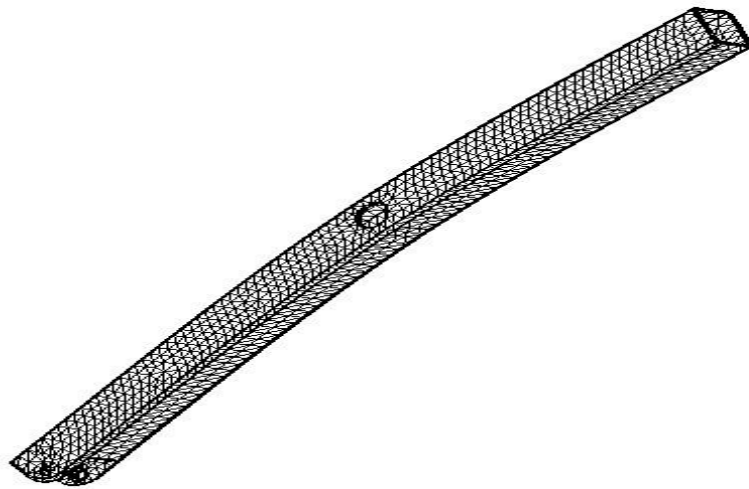


图 6.1 剪叉杆划分网格模型

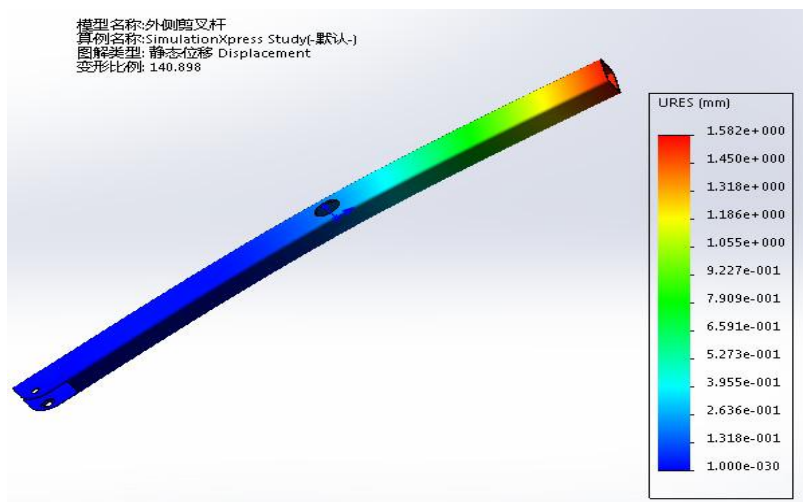


图 6.2 剪叉杆工作时的变形量

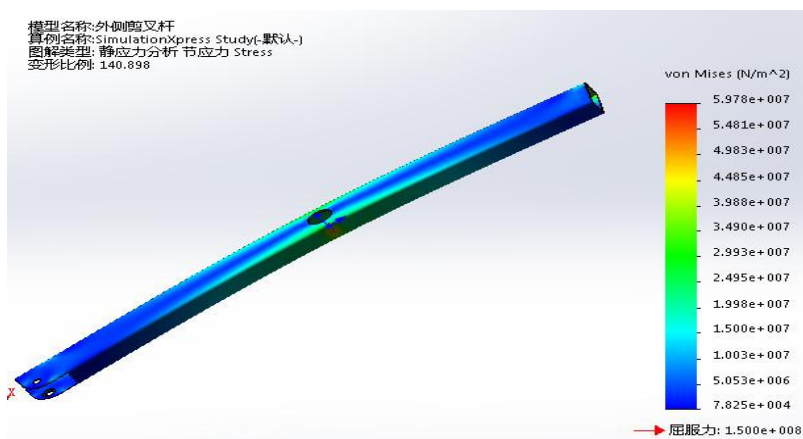


图 6.3 外侧剪叉杆工作时的应力分布

### 6.3 单侧载车平台的有限元分析

在 Solidworks 中打开零件载车平台, 然后点击: 工具 --- Xpress --- SimulationXpress 进入有限元分析向导。在向导中点击下一步添加夹具, 这里按照举升机的实际工作情况应该对单侧载车平台和内侧剪叉杆的连接处进行固定约束, 即在载车平台上安装平杆连接件的地方添加夹具。进入下一步添加载荷, 由第三部分知道  $F_5 = F_4 = 3675N$ , 平杆连接件处的支持力为  $7350N$ , 载车平台承受车的重力前后轮处各为  $G/4 = 7350N$ 。再次进入下一步定义材质, 材料为 45 钢,  $\mu = 0.3$ ,  $E = 2.1 \times 10^{11} N/m^2$ 。

模型名称: 单侧载车平台  
算例名称: SimulationXpress Study(-默认-)  
图例类型: 静应力分析 节应力 Stress (-vonMises-)  
变形比例: 611.346

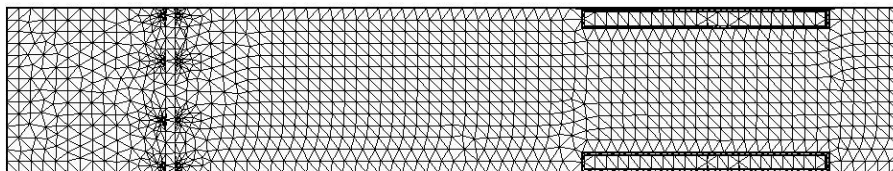


图 6.4 单侧载车平台划分网格模型

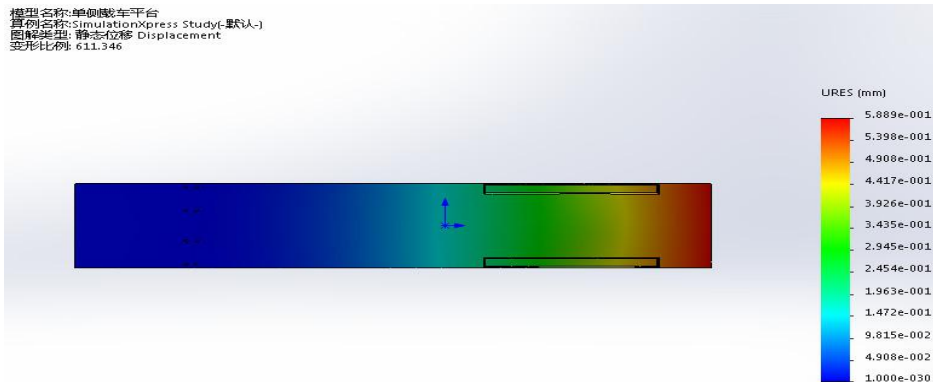


图 6.5 单侧载车平台工作时的变形量

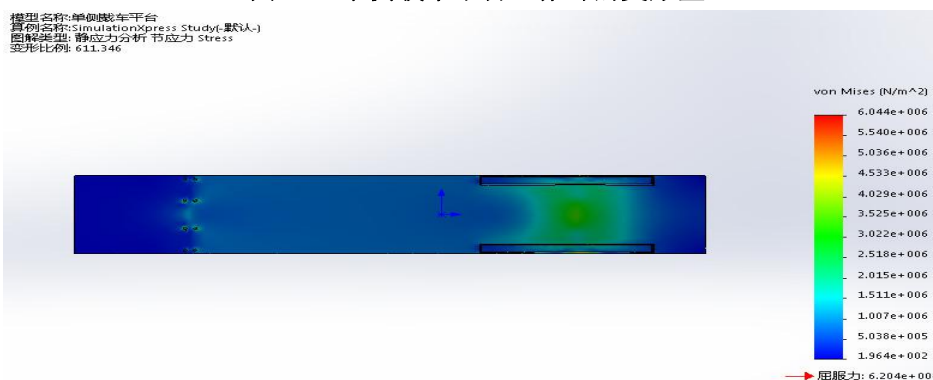


图 6.6 单侧载车平台工作时的应力分布



综上分析得：单侧载车平台整体所受到的应力较小。最大应力出现的位置在外侧剪叉杆上滚轮支撑点的连线的中点附件。从应力的角度考虑安全性有： $\delta_{\max} \leq [\delta]$ ，故而载车平台设计符合使用要求和安全性要求。

单侧载车平台的最大位移产生在其右侧。从图中 6.5 可以看出单侧载车平台的位移还是比较大的。在轿车的举升过程中存在一些不稳定的因素，所以需要加厚载车平台。这里我们在载车平台初始值为 50 mm 的基础上将其调整到 120 mm。在下一个部分，本文将利用这个数据和简化的举升机模型做进一步静力分析。

## 6.4 举升机整体模型静力分析

### 6.4.1 模型的建立和导入

在对单侧载车平台的有限元分析中，本文指出：要将载车平台厚度由原来的 50 mm 改进为 120 mm。这里我们根据该修改方案建立了新的简化模型。简化模型的特征在于：只取了左右两侧对称部分的一部分；对于没有相对运动且相互连接的零件都组合组成一个整体；比如说两个外侧支架和中心轴可以组成一个零件；单侧载车平台可以和平杆连接件组成一个零件；对于实际模型中的螺钉、轴承等在简化模型中都进行了忽略。其简化模型图如下图所示：

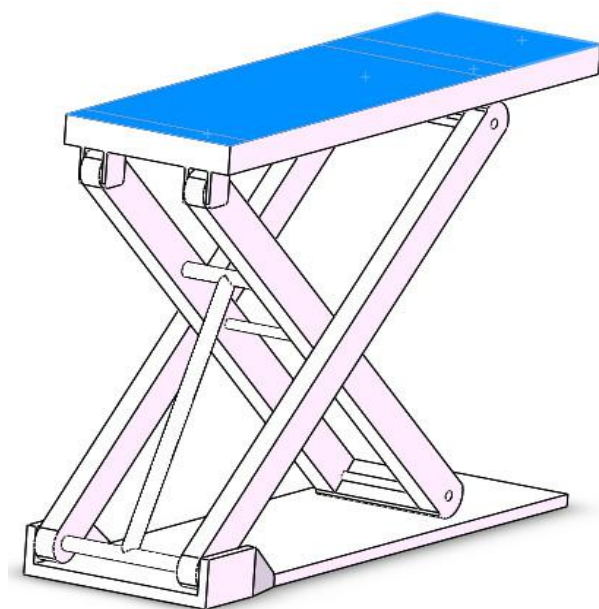



图 6.7 举升高度为 1800mm 的简化模型

建立好上图所示的模型后，打开 Solidworks 软件界面。我们点击界面上打开按钮 。然后选择：工具—插件—Solidworks Simulation，在对话框中选择确定即可将模型导入到静力分析的预备环境中。

### 6.4.2 新建一个算例


这时，我们点击界面中的 Simulation--算例，接着会弹出算例对话框。在算例对话框中选择静力分析，然后修改算例的名称为“静力分析 1800 mm”，点击  结束算例的新建。这时我们可以在界面的左下方看到下图所示的情况：




图 6.8 算例新建完成后界面显示


### 6.4.3 选定材质

新建算例完成后，我们需要选择材质。点击界面顶端的 Simulation--材料--应用材料到所有。这时候显示器上会出现材料对话框，根据计算部分的设计，我们选择材料为 45 钢， $\mu = 0.3$ ， $E = 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ 。点击应用并关闭

### 6.4.4 约束确定

材质选定后，点击界面上方的 Simulation--接触/缝隙--定义相接触面组。系统弹出“相接触面”对话框，选取手工选取接触面，类型选择无穿透。选取外侧剪叉杆端的圆弧面与单侧载车平台的下表面为相接触面组；内侧剪叉杆端的圆弧面与单侧载车平台的上表面为相接触面组。点击 ，完成约束的添加。

### 6.4.5 添加夹具和载荷

在约束确定后，需要确定夹具的位置和外部载荷布置情况。点击界面上方的 Simulation--载荷/夹具--夹具；系统弹出夹具对话框，选择类型，在标准中选择固定几何体；然后选择载车平台的底面为固定面。在对话框中勾选  完成夹具的设定。

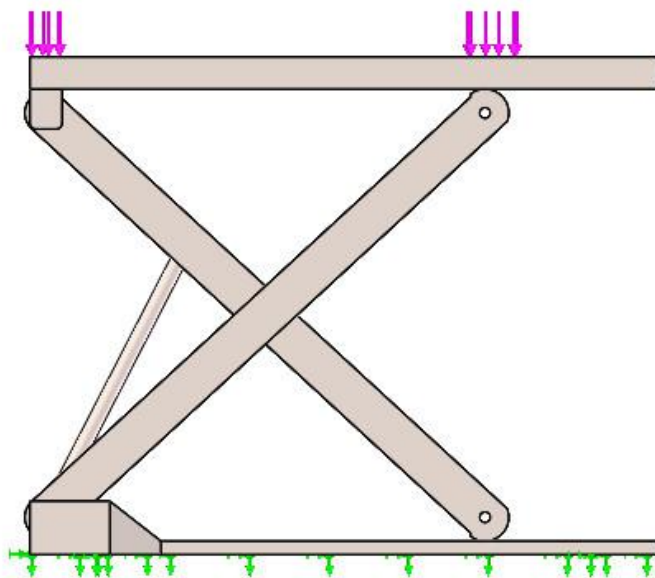



图 6.9 模型的夹具和受外载荷图

接下来我们来探讨举升机的力的分布问题。举升机的两侧的载车平台在本文中只分析了一侧。此处我们把轿车的重力看成平均分布。即 4 个轮胎的支撑点的载荷分别是 7350N。确定好轮子的厚度和前后轮胎的中心位置即可知道载荷的位置。载荷的方向是垂直载车平台向下的。在 Solidworks 界面中点击 Simulation—载荷/夹具—力；系统会自动弹出力/扭矩对话框；力的大小设置为 7350N；用鼠标在模型上选取受力面，点取法向，完成第一个力的设置。再次用同样的方法设置第二个力。

#### 6.4.6 网格化

完成以上的工作后，我们来到了网格化这一步。在界面中点击 Simulation—网格—生成；系统弹出网格对话框，在对话框中选择合适的参数，点击  生成网格。这时候界面中会弹出网格化进程窗口：

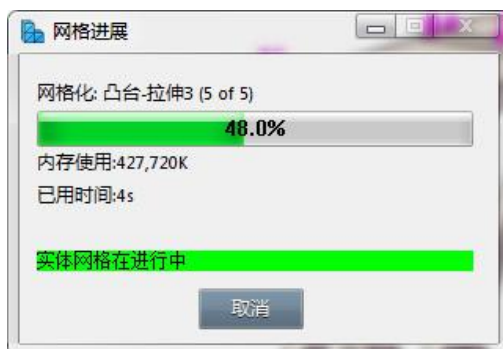


图 6.10 网格化进展图

在完成网格化后会得到相关的网格化数据：节点数为 70746、单元数为 38460。网格化的模型图如下：

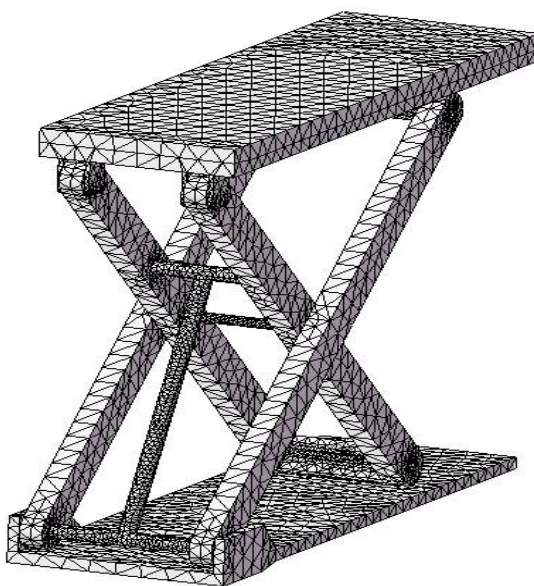



图 6.11 举升机模型网格图



### 6.4.7 静力分析求解

在 Solidworks Simulation 工具栏中点击运行此算例按钮 (  )，界面中会弹出求解进程窗口：

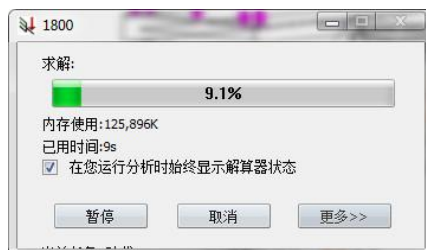


图 6.12 静力分析求解进程

求解完成后，在界面的左侧的静力分析模型树中的结果中会出现应力、位移、应变的结果。

### 6.4.8 有限元结果分析

按照上面的步骤，本文设计作者对举升高度为 1450 mm、950 mm、450 mm 几个举升高度也做了有限元分析。在这里我们将这四个结果都列举在下面的分析中，在比较中分析、在分析中比较。

#### (1) 变形分析

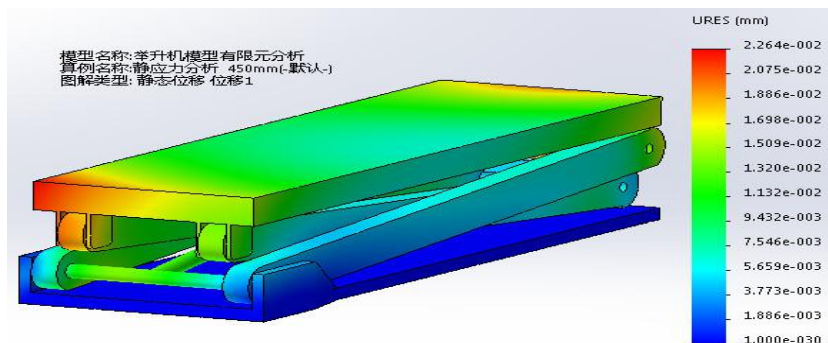


图 6.13 举升高度为 450mm 的静态位移图

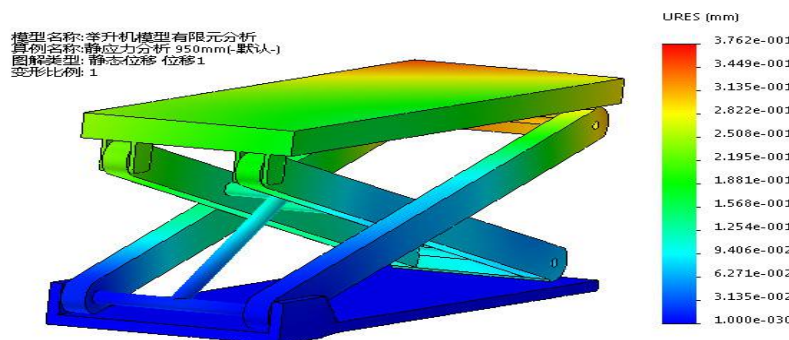


图 6.14 举升高度为 950mm 的静态位移图

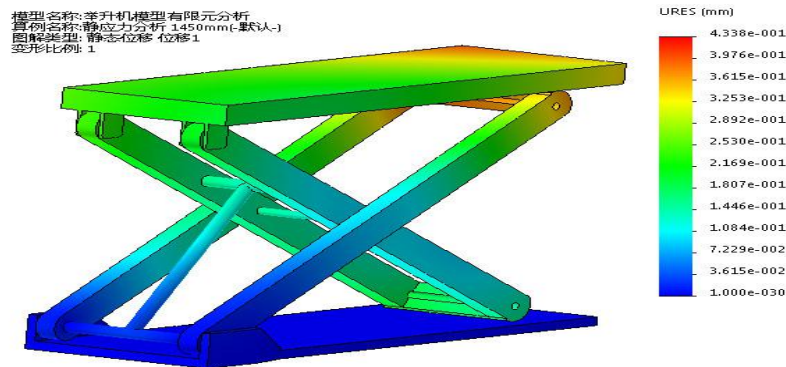


图 6.15 举升高度为 1450mm 的静态位移图

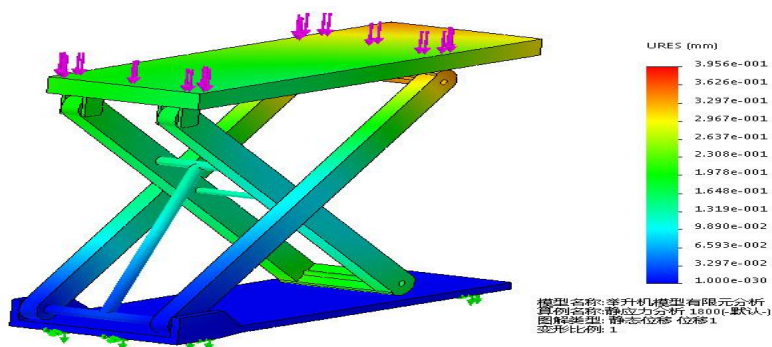


图 6.16 举升高度为 1800mm 的静态位移图

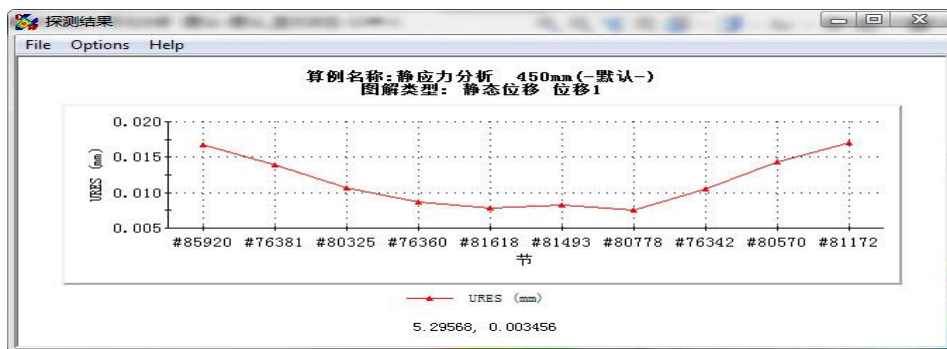


图 6.17 在举升高度为 450mm 时载车平台上表面的位移探测图

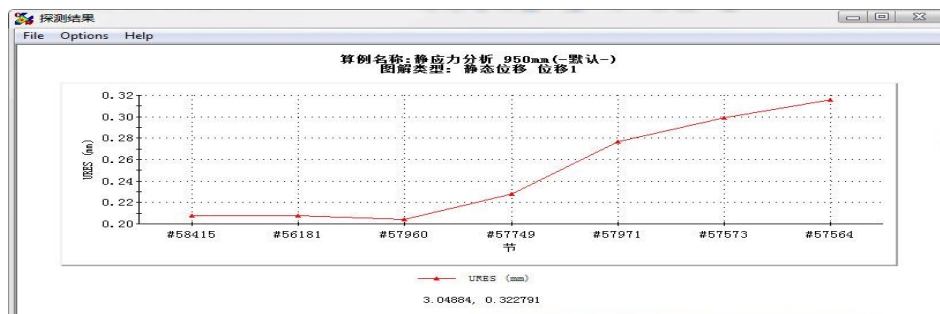


图 6.18 在举升高度为 950mm 时载车平台上表面的位移探测图

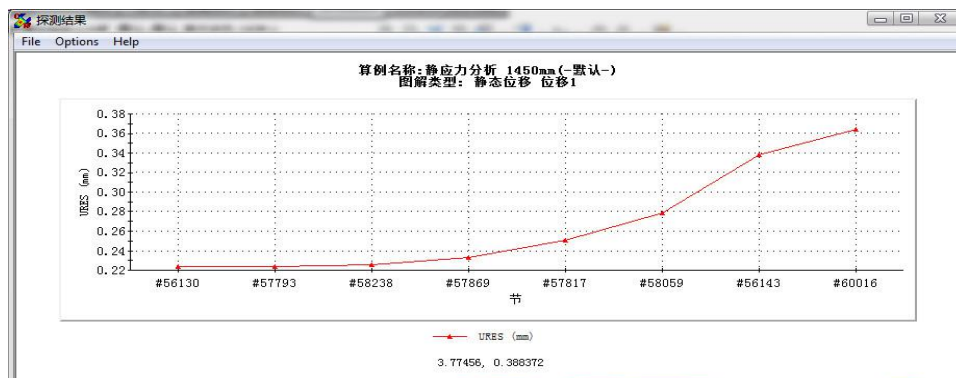


图 6.19 在举升高度为 1450mm 时载车平台上表面的位移探测图

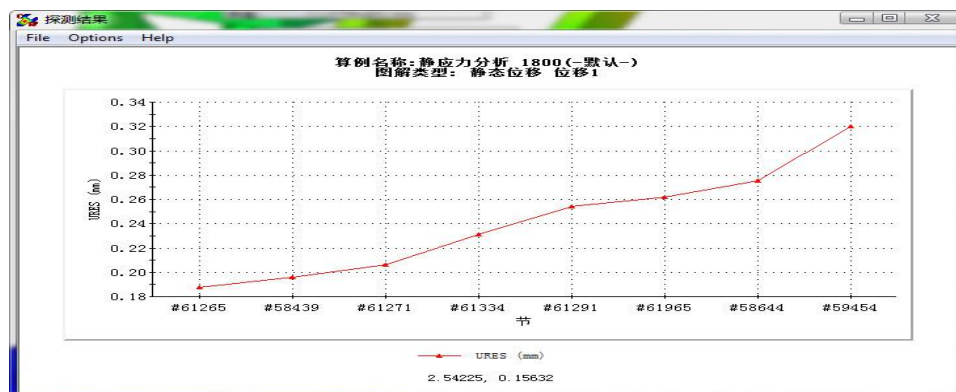


图 6.20 在举升高度为 1800mm 时载车平台上表面的位移探测图

在变形分析中，本文取了举升机在举升轿车过程中 4 个举升高度来分析机构的在轿车的重力作用下的变形情况。同时，本文对各个高度处载车平台上表面的位移进行了探测。在探测中，取点的规则是沿着载车平台的上表面的中间线提取。因此，探测图可以说明整个载车平台的变形规律。

表 6.1 4 种举升高度下的机构变形量

高度 (mm)	450	950	1450	1800
变形 (mm)	0.02264	0.3762	0.4338	0.3956

根据刚度设计准则：支持表面的形变量不能超过 14mm。因此，可得出结论：举升机的设计能够满足刚度要求。另外从探测图上可以看出的规律是：外侧剪叉杆上端支撑的载车平台的一端变形量较大。在设计实际的设计生产产品中，我们要格外的注意该位置的优化。我们可以采取多种多样的方法来解决这个问题：

- (1) 从材料的角度，在该位置可以使用刚度较好且经济材料；
- (2) 从结构的角度的，对该位置的板材进行材料构型方面的设计，也会显著加强载车平台的刚度。

## (2) 应力分析

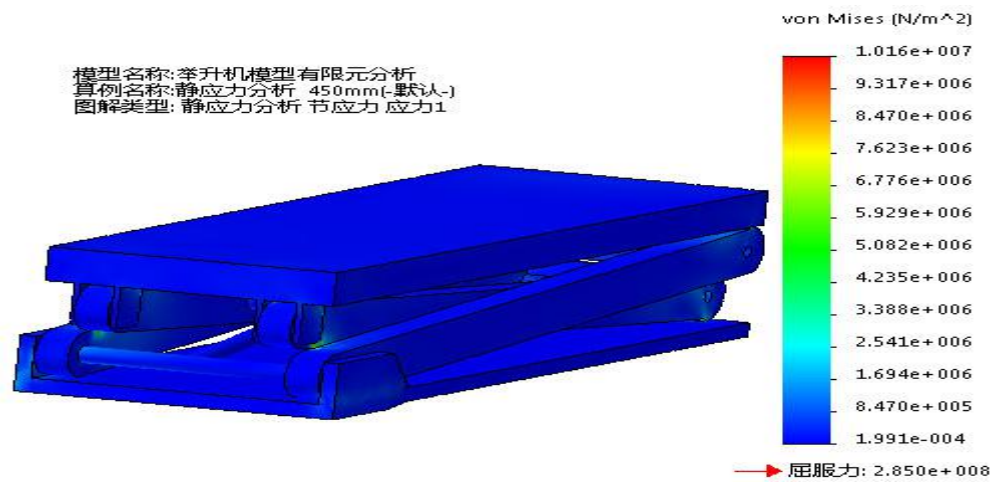


图 6.21 举升高度为 450mm 的应力图

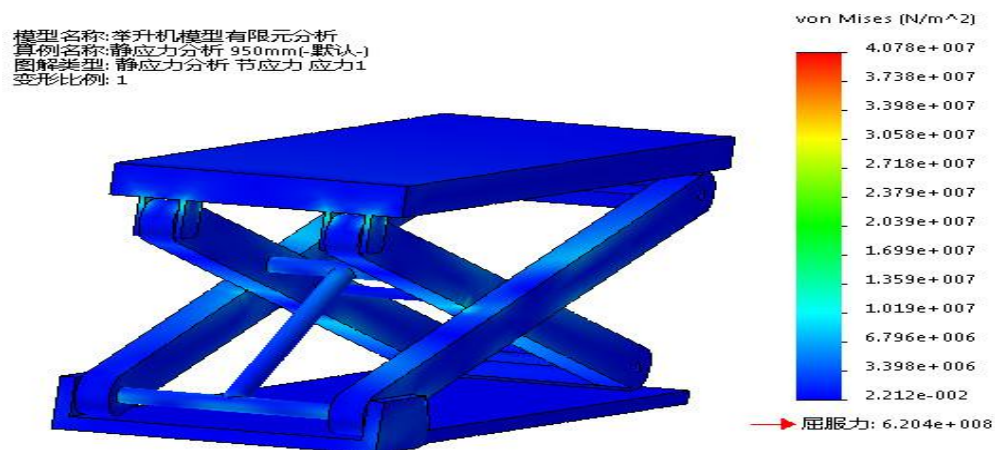


图 6.22 举升高度为 950mm 的应力图

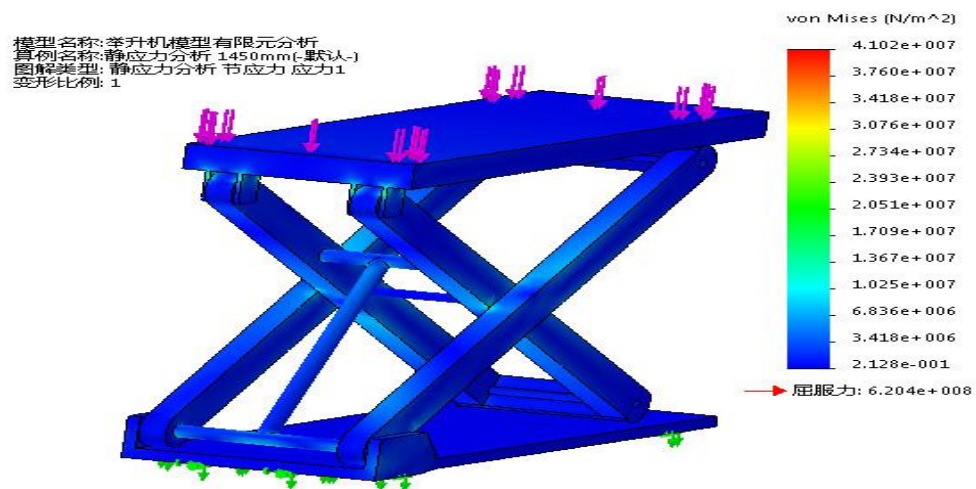


图 6.23 举升高度为 1450mm 的应力图



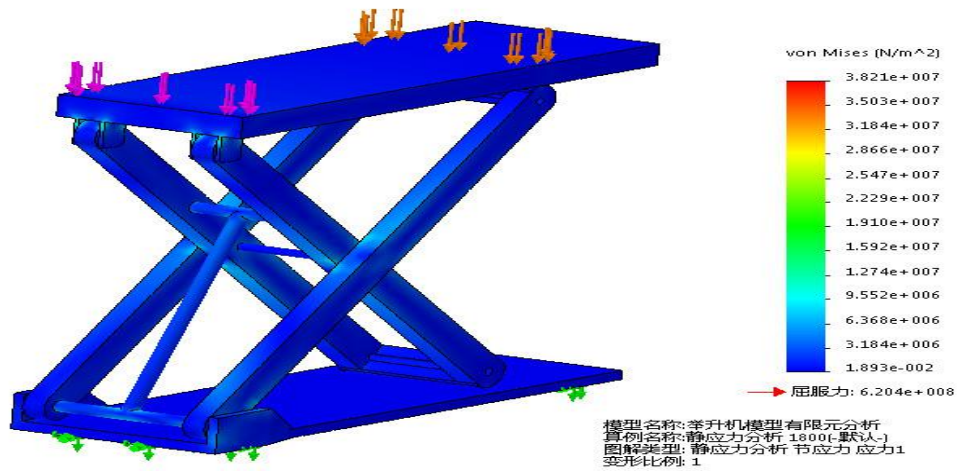


图 6.24 举升高度为 1800mm 的应力图

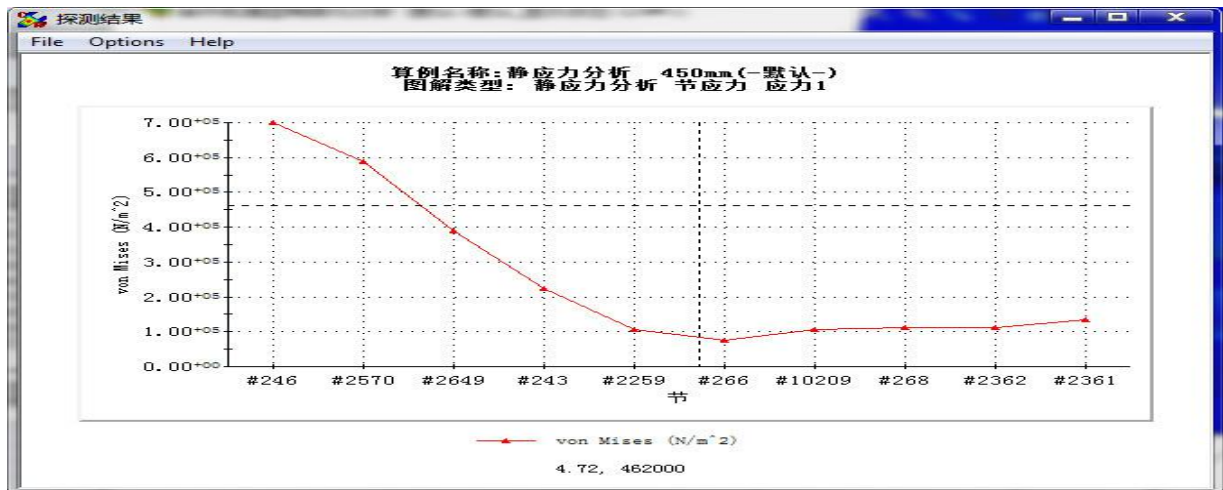


图 6.25 在举升高度为 450mm 时缸杆连接件的应力探测图

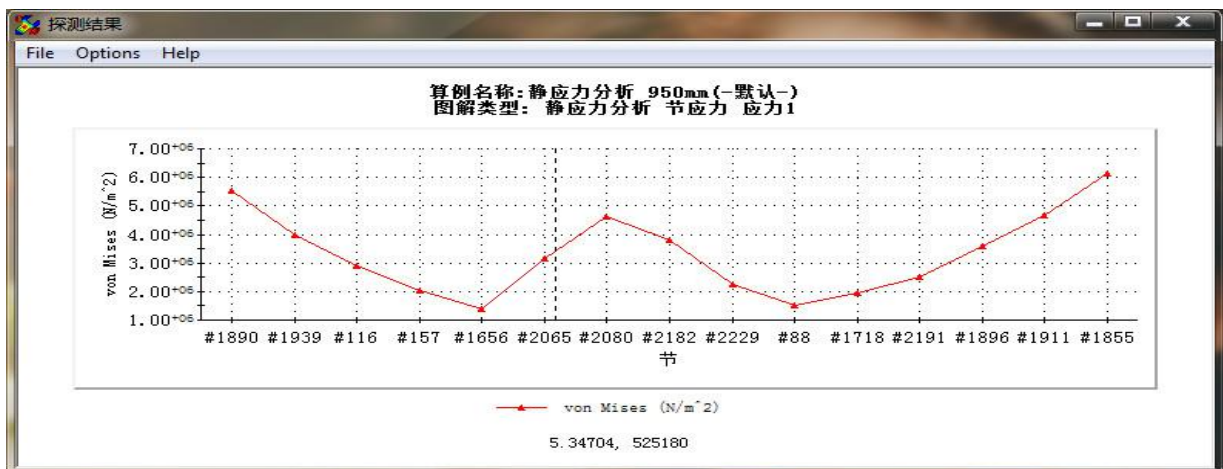


图 6.26 在举升高度为 950mm 时缸杆连接件的应力探测图

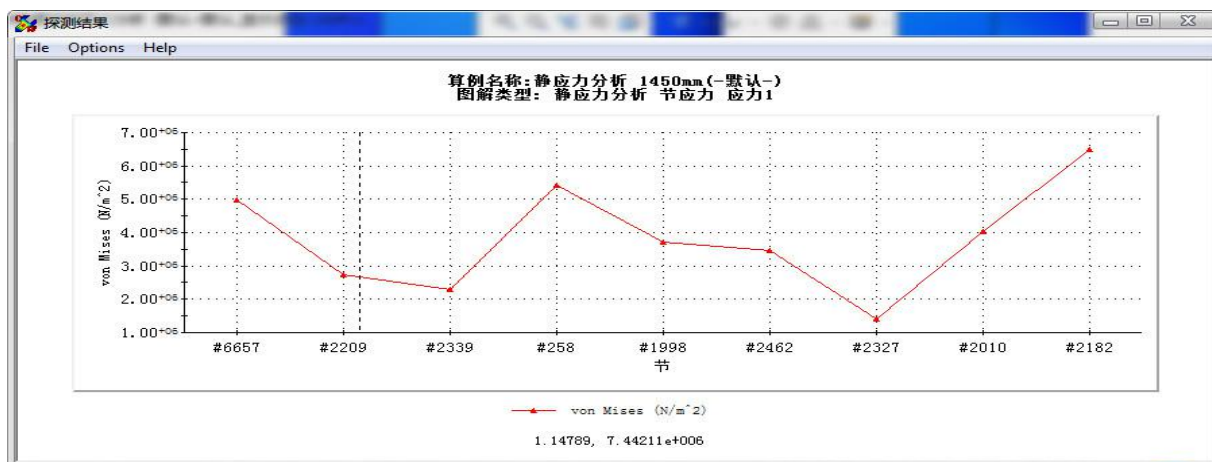


图 6.27 在举升高度为 1450mm 时缸杆连接件的应力探测图

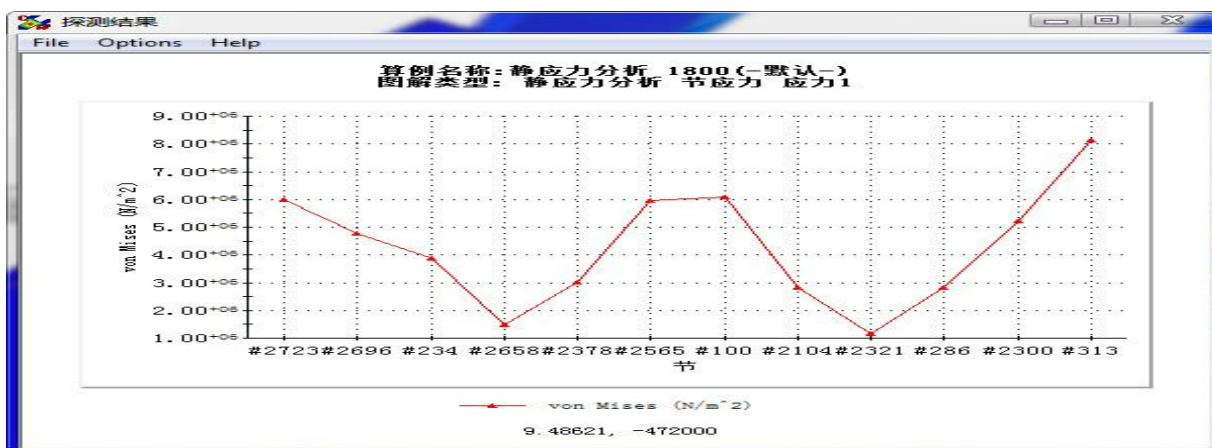


图 6.28 在举升高度为 1800mm 时缸杆连接件的应力探测图

通过 4 个举升高度下的应力比较，我们不难发现应力最大处在举升高度为 1000 mm 左右，最大应力在 41 MPa 左右。

表 6.2 4 种举升高度下的机构的最大应力

高度 (mm)	450	950	1450	1800
最大应力 (MPa)	10.16	40.78	41.02	38.21

在对各个状态下，我们缸杆连接件的应力进行探测。从 4 张探测图的走势可以得出其应力在两头和中间较大。我们在后期设计时候要适当的对其进行考虑和处理这些部分的结构。

## 7 总结与展望

### 7.1 全文总结

本文是以大剪式液压举升机为研究对象的一篇论文。本文在绪论部分对举升机的特点、现状和发展等作了说明。从方案的确定阶段开始本文进入设计阶段。在方案的确定部分，本文通过分析几种方案最终确定了大剪式液压式汽车举升机的方案。计算部分对被确定方案的结构尺寸进行了设计计算然后对重要部件进行了校核。在计算部分的基础上，对大剪式液压式汽车举升机进行了三维建模，导出了其装配工程图图纸和部分重要零件的图纸。结构设计完成后本文对液压系统进行了设计，并顺利的解决了双缸同步问题，对液压系统的一些故障进行了说明和原因的分析。在三维建模的基础上，本文使用了 Solidworks Motion 对模型进行了运动仿真，对载车平台的速度和加速度进行了分析。最后本文通过 Solidworks Simulation 对大剪式液压式汽车举升机的重要受力零件和整体模型进行了有限元分析。本文的研究成果主要包括以下几点：

(1) 本文对大剪式液压举升机的举升机构进行了运动学和动力学的分析：轿车的质量一定时，决定机构性能的是活塞杆的推力，并得出了一系列机构的受力公式。

(2) 根据设计的参数要求，设计的举升机能举升的高度为  $1800\text{ mm}$ ，平台的之间的距离为  $865\text{ mm}$ ，液压缸的行程为  $466.7\text{ mm}$ ，液压缸的内径为  $100\text{ mm}$ 。活塞的行程较短，缸体直径合理。在功能实现的前提下，举升机布置合理，结构紧凑，成本低。

(3) 利用 Solidworks 绘制三维建模时对大剪式液压式汽车举升机的底板进一步优化。即：在适当的位置减小了底座的厚度，不仅性能没有受到影响，而且还节约了材料、降低了成本。

(4) 本文利用 Solidworks 对大剪式液压举升机绘制了三维模型。根据机构的原理动画和 Solidworks Motion 仿真知机构无干涉现象，机构运动合理。

(5) 本设计中液压系统有一定的保压能力，并且用的是二位二通电磁换向阀，因此载车平台可以方便的停留在任意一个位置。

(6) 本设计的液压系统中安装有同步器，使得两个支路的流量相等，进而使得两侧的载车平台能够平稳的举升轿车。

(7) 本文利用 Solidworks SimulationXpress 对大剪式液压式汽车举升机部分重要零件进行了有限元分析。通过分析知道大剪式液压举升机的单侧载车平台在后轮处（滚轮支撑的连线的中间处）应力最大。在实际生产中要对这些因素加以考虑。

(8) 本文对 4 个举升高度下的举升机简化模型进行了有限元分析。通过分析得出了：其中最大变形的一组为  $0.4338\text{ mm}$ ；应力最大处在举升高度为  $1000\text{ mm}$  左右；最大应力在  $41\text{ MPa}$  左右。另外，本文对载车平台进行了位移探测；对缸杆连接件也进行了应变

探测。根据探测图的趋势，本文中指出了一些设计这些零件时应该注意的问题。

## 7.2 展望

本文对大剪式液压式汽车举升机进行了设计，通过了相关软件进行了建模并对关键部分进行了运动仿真和有限元分析。因为时间仓促和个人知识欠缺，本论文还有较多的问题，下一阶段应该努力的方向是：

（1）本文中确定横杆的安装位置（即确定  $f$  值）时候只是初定为 400mm，没有建立模型进行严格的推导，下一步要对这个数据进行严格的求解。

（2）加大大剪式液压式汽车举升机载车平台的刚度。

（3）本文的研究模型是简化了的大剪式液压式举升机的模型，忽略了轿车在载车平台上不对称停车以及各种运动副之间的摩擦的问题，分析的精度不高。



## 致 谢

本文是在导师谭宗柒教授精心指导下完成的，谭老师治学严谨、知识渊博，在毕业论文的撰写的过程中给予了我精心的指导、热情的鼓励和孜孜不倦的教诲。在此，谨向谭老师表示最真挚的感谢，师恩如海，永记在心！

感谢我的父母对我的养育之恩！

此外，在论文的完成过程中，还得到了机械与动力学院各位老师、同学的热情帮助。特别要感谢李响等老师在学习和生活上给予我的关心和指导。

最后，谨向百忙之中抽出宝贵时间评审论文、提出宝贵意见的各位老师致以诚挚的感谢！

## 参 考 文 献

- [1] 郑鹏鑫. JFJ-25 剪式气液举升机的设计[J]. 机床与液压, 2007. (03):118-119.
- [2] 钟裕荣, 庄清溪, 张弋于, 黎保新. YFJ-50 移动式气液举升机的研制[J]. 机电工程技术, 2004. (08):116-122.
- [3] 白成志. 剪式轿车举升机的设计[J]. 机械工程师, 2002. (10):50-51.
- [4] 吴定才. QJY230 型举升机的使用与维护[J]. 汽车维修, 2005. (09):52-53.
- [5] 胡小舟, 胡军科, 何国华. 剪叉式举升机构建模及关键参数的研究[J]. 长沙: 机械研究与应用, 2006. (08):84-85.
- [6] 梁健强, 樊锦波, 黎保新. 公共汽车修配厂车槽举升机方案设计[J]. 机床与液压, 2004. (04):178-179.
- [7] 吴定才. QJY230 型举升机的使用与维护[J]. 汽车维修, 2005. (09):52-53.
- [8] 李宝顺. 液压举升机同步器的结构设计[J]. 液压与气动, 2005. (04):30-31.
- [9] 王卫芳. 剪叉式升降平台的优化设计[J]. 硅谷, 2008, 16:41-42.
- [10] 冯华伟. 汽车举升机液压系统设计[J]. 烟台大学学报, 2007. (10):309-311.
- [11] 孙继富. 液压举升机设计、制造工艺的研究与应用[J]. 科技资讯, 2009(13).
- [12] 侯信强. 汽车举升机的选购和布局规则. 汽车与驾驶维修, 2007.
- [13] 冯国胜. 汽车结构参数的优化设计. 汽车技术. 1999, (5):1-11.
- [14] 施琴, 彭国勋等. 参数化技术在开发机械系列产品中的应用. 2001, (1):46-48.
- [15] 张占宽. 双剪式液压升降台动态受力分析. 林业机械与土木设备. 1997, 25(7):16-18.
- [16] 郭永耀. 固定液压剪叉式升降平台设计. 中国农业大学. 2007. 3:7-8.
- [17] 丁智平. 气液动剪叉式升降平台运动受力分析及其应用. 株洲工学院学报. 1999, 13(6):49-52.
- [18] 宋晓华. 机械压力机运动学仿真分析和虚拟样机的研究. 浙江工业大学硕士学位论文. 浙江工业大学, 2005.
- [19] 胡小舟. 中转站举升机构的研究[D]. 中南大学, 2010.
- [20] 白亚红. 基于 Solidworks 软件的冲压机床虚拟设计与运动仿真[J]. 中国科技信息, 2006, 11:55-58.
- [21] 于永江, 郭云绯. 虚功原理法进行多层剪叉机构受力分析[J]. 机械设计与制造, 2008, 3:84-86.
- [22] 谢力生. 剪式液压升降台相关参数的确定[J]. 工程机械, 2008, 39:46-28. 16.
- [23] 刘桂芹. 有限元法及其在现代机械工程中的应用[J]. 机械研究与应用, 2005, 18(2):15-16.
- [24] 陈召国, 曾经梁. 全液压压块式垃圾中转站液压系统的设计, 液压与气动, 2005(2):29-31.
- [25] 薛孟齐. 剪叉式液压升降台缓冲液压系统, 大众标准化, 2005(11):23-23.

- [26] 唐朝明. 剪叉式液压升降平台的设计, 机车车辆工艺, 1995(3).
- [27] 李鄂民, 李金涛. 剪叉机构中两种液压缸布置方式的分析和比较. 甘肃工业大学学报, 2005, 26(1): 54-57.
- [28] Tian H Y, Zhang Z Y. Design and Simulation Based on Pro /Efor a Hydraulic Lift Platform in Scissors Type [C] . InternationalWorkshop on Automobile, Power and Energy Engineering, Wu-han, China, 2011: 772-781.
- [29] Ašković, R., Grujić, Lj., Čantrak, S., 1985. Hydraulics, 1st ed. Privredni pregled, Belgrade.317 pp. (in Serbian).
- [30] Atakan Avci, A., Karagoz, I., 2009. A novel explicit equation for friction factor in smoothand rough pipes. J. Fluids Eng. 131 061203-1.
- [31] Barton, B.F., 1966. Water power fluid for hydraulic oil well pumping. Proc. SPE 1190-PADOI, pp. 172-176.
- [32] Batalović, V., 2002. Hydrostatic Power Transformation from Windmill Rotator to WellPumps. Proc. Alternative sources of energy and possibilities of its use, CANU,Podgorica Yugoslavia, pp. 143-147.
- [33] 王少怀. 机械设计师手册（中册）[M]. 北京：电子工业出版社，2006. (08).
- [34] 液压设计手册（软件版）V1.0. 主编董伟亮；数字化手册编委会编. 北京：机械工业出版社，2005.
- [35] 液压系统设计. 郭玲，龚雪编著. 北京：化学工业出版社，2015.
- [36] 液压与气压传动技术. 主编苑章义，王益军，车业军. 北京：北京理工大学出版社，2012.
- [37] 理论力学. 主编张速，吕晓棠. 一武汉：武汉大学出版社，2013.
- [38] 材料力学. 刘鸿文主编；刘鸿文，林建兴，曹曼玲编著. 第 5 版. 北京：高等教育出版社，2011.
- [39] 机械原理. 孙桓，陈作模，葛文杰主编；西北工业大学机械原理及机械零件教研室编. 第 8 版. 北京：高等教育出版社，2013.
- [40] 机械设计. 濮良贵，陈国定，吴立言主编；西北工业大学机械原理及机械零件教研室编著. 第 9 版. 北京：高等教育出版社，2013.
- [41] SolidWorks 2015 实例宝典. 詹迪维. 第 2 版. 北京：机械工业出版社，2015.
- [42] SolidWorks 2014 有限元、虚拟样机与流场分析从入门到精通. 卢海星，胡仁喜等编著. 第 3 版. 北京：机械工业出版社，2014.