

目录

1. 前言	1
2. 系统方案确定	3
3. 工艺参数及工况分析	9
4. 升降机机械机构的设计和计算	9
4.1 升降机机械结构形式和原理	9
4.2 升降机的机械结构和零件设计	9
4.3 升降机在举升过程中的受力分析及前度校核	10
5. 液压系统的计算	13
5.1 缸筒的设计	13
5.2 活塞杆的设计与计算	19
5.3 液压缸工作行程确定	20
5.4 最小导向长度	21
5.5 液压缸的流量	22
5.6 液压缸的结构设计	22
5.7 控制阀的选用	28
6. 电机的选择	29
7. 液压泵的选择	30
7.1 液压泵站的组成分类	30
7.2 液压泵站的选择	30
8. 液压回路和电气控制系统	31
9. 装配图与零件图	33
10. 总结	37
11. 参考文献	38

1. 前言

1. 1 升降机在生产和生活中的作用和意义

升降机不论是在工业生产还是我们的日常生活中都有着重要的作用。给我们带来的利益是非常的多。升降机的功能特色是非常多的, 在我们生活中我们在很多的商务大厦都会用到电梯, 升降机就如电梯的性能大同小异, 我们在使用升降机的时候也可以针对自己的需求对升降机进行设置。可见升降机对我们作用是相当的大。 随着我们生产力的不断加大, 生活的不断改善, 对升降机的需求也就在不断的增多, 生活中的每个角落升降机的应用都会给我们带来客观的利益。

升降机在我们生产中的应用已经非常的普遍了, 而且在我们生产中有着重要的作用, 尤其是货物高空操作。现在经济不断的发展, 顺应社会的需求, 生产力不断的加大, 而且现在高空操作也是比较多的, 所以升降机在我们进行高空操作的时候就给我们带来的重要的作用, 而且可以给我们提供一个安全稳定的平台。我们在高空作业的时候可以给我们的安全提供保障。

升降机不仅在生产中有着重要的作用, 在我们生活中的应用也是非常重要的, 而且非常的普及。在酒店、宾馆、影院等等公共休闲娱乐场所我们都知道干净舒适是第一, 所以保持干净是我们必须的. 升降机在这里清洁、灯具维修换修、设备的调试安装维护保养都是非常重要的。

1. 2 升降机国内外的研究发展情况

(1) 国内发展情况:

改革开放三十年以来, 我国城市建设发展突飞猛进, 有利的带动了我国升降机产业的发展, 升降机做为人们出行的垂直交通工具已经随处可见。

1978 年, 党的十一届三中全会作出了实行改革开放的重大决策。我们从独立研发、生产、安装升降机阶段发展到引进外资开办升降机厂, 大批合资升降机企业拔地而起。从自 1979 年至今升降机的产量有了飞速的增长: 不仅如此产品的结构也发生了明显的变化: 老的直流升降机已被淘汰, 交流双速梯、acvv 交流调速梯逐渐被 vvvf 交流变频变压调速升降机所取代, 控制系统已在大量采用 plc 和微电脑控制技术, 最高梯速已达到 4m/s; 行业出现了翻天覆地的变化: 升降机企业的生产条件、员工素质、管理水平有了极大的改善与提高. 为什么我们的科技能够提高的那么快, 这不能不归功于党的十一届三中全会确定的以经济建设为中心的总方针。没有大规模的经济建设, 就没有今天的升降机市场, 自然就没有今天的升降机行业. 其次, 不能不归功于改革开放的政策。改革开放后, 党中央和国务院开放了上海、宁波、温州、福州、广州、等多个城市特区. 从 1985 年起, 又相继在长江三角洲, 珠江三角洲, 闽东南地区和环渤海地区开辟经济开放区。根据升降机行业的特殊性, 这些地区也必将成为我国升降机行业发展集中地。改革开放的第一个十年是我国升降机行业的萌芽期、升降机产业链形成的初级阶段。改革开放后的第二个十年可以说是中国升降机行业稳步发展, 不断创新的十年。经过改革开放第一个十年, 我国升降机行业在吸收国际升降机新技术的同时, 相关的管理体制也在不断的完善。

随着我国经济的快速发展、城市化建设的不断完善, 升降机已不只存在于高档商务写字楼、大酒店、商城普及到高层住宅楼, 同时也走进人们生活的多个角落, 成为城市建筑中不可缺少的垂直交通工具。

中国升降机行业之所以迅猛发展, 日新月异, 其根本的原因就是党的十一届三中全会推出的改革开放的大政方针, 改革开放加快了我国发展的步伐. 中国目前不但是全球最大的升降机生产基地和消费市场, 也是拥有升降机最多的国家之一。现在我国升降机生产力不断提高, 质量也

被国际市场所认可,不但能够满足国内市场需求,国际市场的供应能力也在加强.

(2) 世界升降机发展现状和升降机发展趋向:

近 20 年世界工程升降机行业发生了很大变化. RT(越野轮胎升降机)和 AT(全地面升降机)产品的迅速发展,打破了原有产品与市场格局,在经济发展及市场激烈竞争冲击下,导致世界工程升降机市场进一步趋向一体化。目前世界工程升降机年销售额已达 75 亿美元左右.主要生产国为美国、日本、德国、法国、意大利等,世界顶级公司有 10 多家,主要集中在北美、亚洲和欧洲。美国既是工程升降机的主要生产国,又是最大的世界市场之一。但由于日本、德国升降机工业的迅速发展及 RT 和 AT 产品的兴起,美国厂商曾在 20 世纪 60~70 年代世界市场中占有的主导地位正逐步受到削弱,从而形成美国、日本和德国三足鼎立之势.近几年美国经济回升,市场活跃,外国厂商纷纷参与竞争。美国制造商的实力也有所增强,特雷克斯升降机公司的崛起即是例证.特雷克斯升降机公司前身是美国科林升降机厂。1995 年以来,其通过一系列的兼并活动,已发展成为世界顶级公司之一。升降机制造业中的联合之风与汽车业很相似,在汽车行业中,通用汽车、福特、雷诺、宝马、梅赛德斯、大众等大公司都走上了联合之路,这两个行业的世界市场已日趋一体化。欲在成熟的世界市场获取市场份额并保持增长,捷径是购买竞争对手,其长期目标是争夺世界市场的支配地位.在升降机行业,某种意义上,打入世界市场即意味着进入北美、日本(亚洲)和欧洲三大市场。世界顶级公司都对世界市场具有强大影响力,但迄今还没有一家公司在上述三大市场取得主导地位。有 4 家公司已在两大市场建立了根据地:格鲁夫和特雷克斯在北美与欧洲;多田野在亚洲和欧洲;住友建机在亚洲及北美。

2. 系统方案的确定

2.1 液压升降台和机械升降台的比较

我国的升降台一般分为液压升降台和机械升降台两种类型:液压升降台主要是油缸斜置结构的剪刀撑式升降台(如图 2.1)以及油缸垂直直顶结构的油缸直顶式升降台,油缸直顶式升降台由于其要求基坑深度特别深且油缸太长、成本高,在国内目前还没有厂家生产这种类型的升降台:国内液压升降台普遍采用剪刀撑式升降台,这种类型的液压升降台占用基坑浅,是中小型升降台优先选用的一种驱动形式,但由于其结构上固有的一些原因,特别在大行程要求下受到较大的限制,无法满足现代机械高速、重载、大行程的要求。另外,液升降压台由于受国产液压元件可靠性、稳定性的限制也影响到该类设备的应用前景。

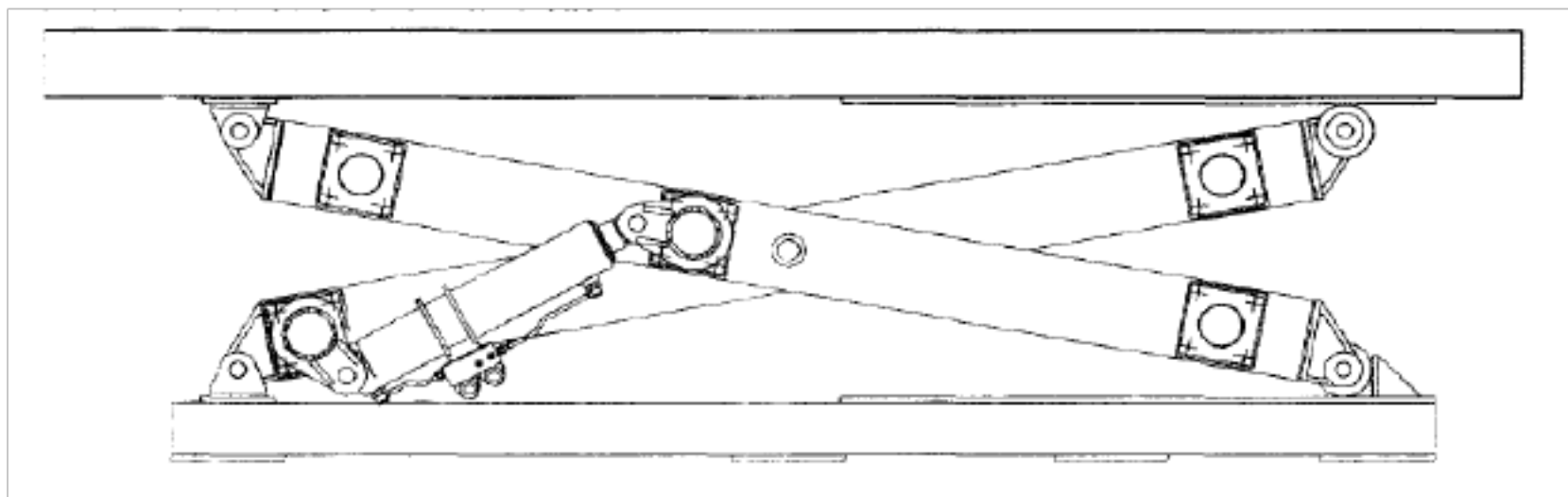


图 2.1 液压升降台

传统的机械升降台通常都是采用一台驱动机通过长地轴至减速器—丝杠螺母传动（或齿轮齿条传动、链条链轮传动、钢丝绳牵引等来实现升降台的运动(如图 2.2), 机械升降台相对于液压升降台而言, 总的说来, 它弥补了液压升降台的主要缺陷, 但机械升降台设备要求基坑较深, 而且由于这种传动形式的传动。链较长, 所以驱动机功率大、效率较低, 在安装、调试过程中要求精度较高, 最主要的是一般在台面形状为矩形、圆形等规则形状的场所使用, 不便于在不规则台面形状的场所下布置传动。

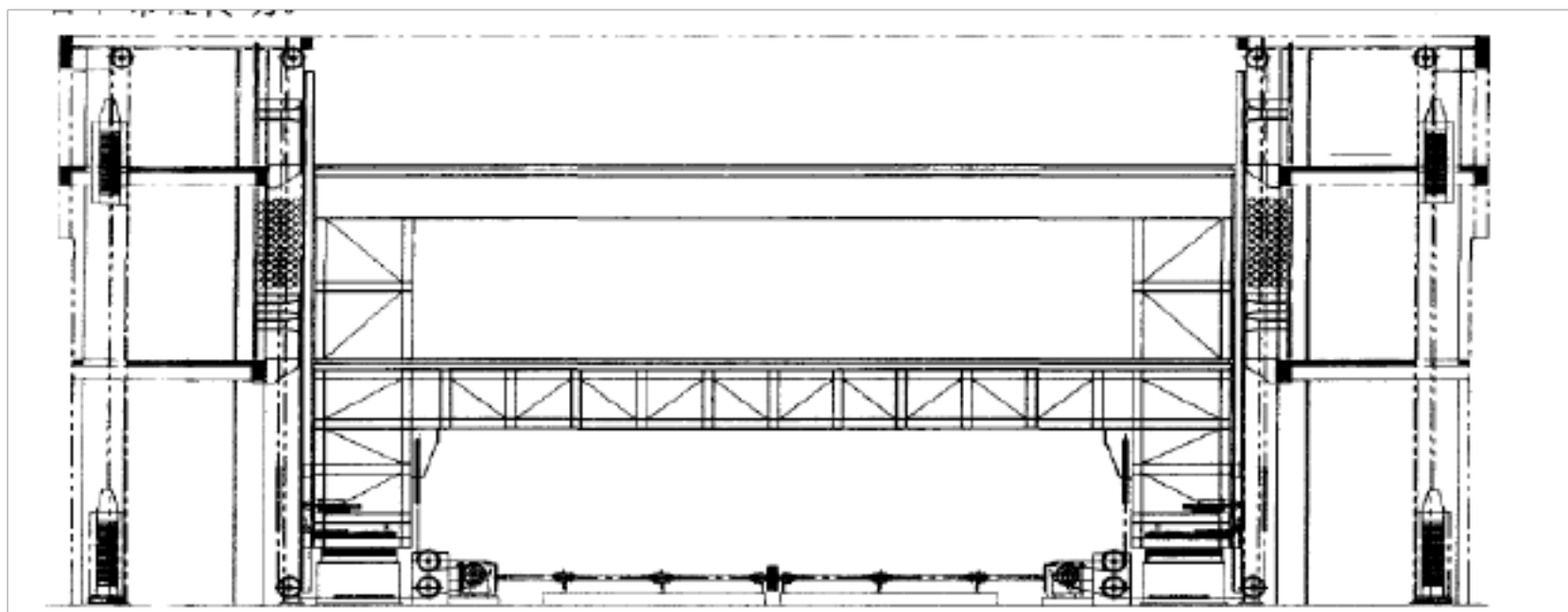


图 2.2 链传动机械升降台

而国际上目前已有先进的螺旋升降器为驱动单元, 多驱动单元组成大型升降台升降驱动的设备(如图 2.3). 但其驱动单元的造价昂贵, 而且驱动单元的核心部件所用材料目前国内还无法制造、加工。故在机械升降台中, 要推出多种能满足各种不同台面形状要求、结构简单、安装方便、定位精度高的新型升降台就显得格外的重要和必要。

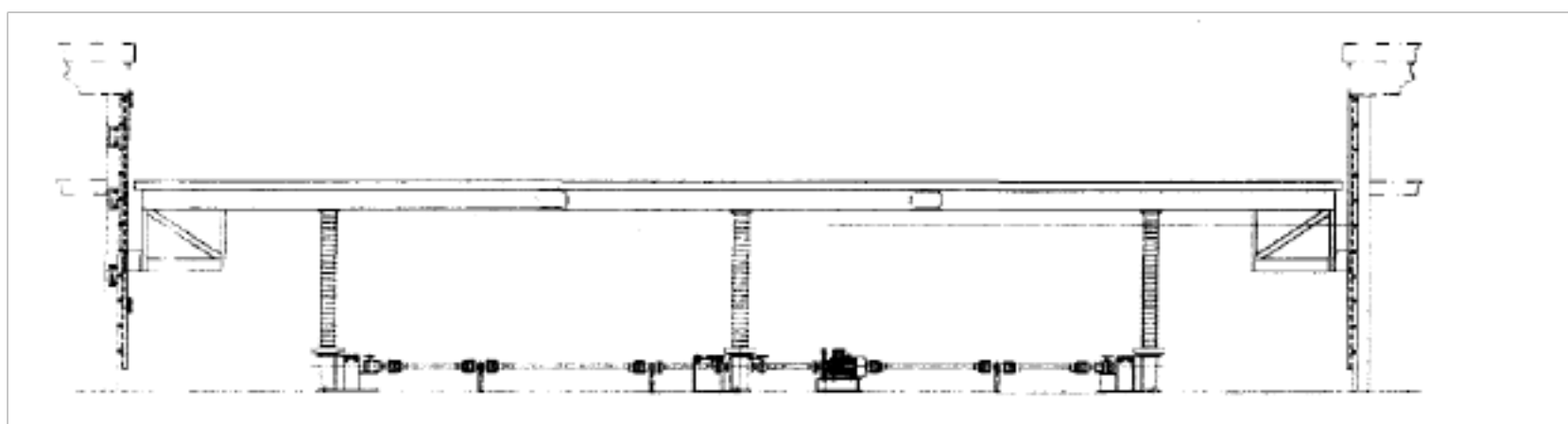


图 2.3 螺旋升降器升降台

因此立项时选择了该项目, 该项目在研制过程中以国际先进水平为目标, 根据用户工艺布

(完整)剪刀式升降装置、投资意向及产品选型等诸多因素,进行综合考虑系统设计。与国外同类技术装备相比,多驱动同步控制升降台采用单独的多台驱动机为单元,通过丝杠螺母传动(垂直)结合同步控制技术来实现整个升降台的无级调速升降运动和准确定位。其最大的特点是设备安装工艺较简单、可以实现任何台面的特殊要求(如:台面形状为三角形、梯形、多边形等各种不规则形状)。该项目的实施确保了我国机械升降台制造及其控制水平接近国际先进水平,在国内机械领域中处于领先地位、为我国文化艺术事业的繁荣兴旺、加强社会主义精神文明建设都具有十分积极的意义。

以下,就目前国内外常见的升降台驱动形式进行一些对比(表 1.1),以便筛选优化,策划出新型结构的传动形式。

表 2.1 内外现有升降台

升降台类别		优点	缺点	造价
液压	垂直油缸	1. 噪音低; 2. 设备运行平稳; 3. 容易实现大范围调速;	1. 设备要求基坑深; 2. 安装精度要求高;	高
	剪刀撑	1. 噪音低; 2. 设备运行平稳; 3. 设备要求基坑浅;	1. 升降台台面为变速运动; 2. 不易实现大行程;	较低
机械	丝杠螺母地轴传动	1. 噪音较低; 2. 设备运行平稳;	1. 传动效率低; 2. 设备要求基坑较	中
	齿轮齿条地轴传动	1. 设备要求基坑浅; 2. 设备运行较平稳;	1. 要有专门的定位防尘机构;	中
	链条地轴传动	1. 设备要求基坑浅	1. 要有专门的定位防尘机构; 2. 设备运行较不平稳;	中

钢丝绳地轴传动	1. 设备要求基坑浅	1. 要有专门的定位防尘机构; 2. 设备运行较不平稳;	低
螺旋升降器	1. 设备要求基坑很浅; 2. 设备运行平稳; 3. 可以实现不规则台	须有可靠的导向装置, 否则易晃动.	很高
多驱动同步控制	1. 噪音低; 2. 设备运行平稳; 3. 设备要求基坑较浅 4. 容易实现不规则台面升降台;	要求各驱动单元间有一定的同步控制精度	较高

每种传动方式各有其特点、用途和适用范围。

机械传动是通过齿轮、齿条、带、链条等机件传递动力和进行控制，其优点是：传动准确可靠、制造容易、操作简单、维护方便和传动效率高等。缺点是：远距离传动较困难，结构比较复杂等。

电力传动是利用电力设备并调节电参数来传递动力和进行控制。主要优点是：能量传递方便；信号传递迅速；标准化程度高；易于实现自动化等。缺点是：运动平稳性差，易受外界负载的影响；惯性大，起动及换向慢；成本较高；受温度、湿度、振动、腐蚀等环境影响较大。为了改善其传动性能，往往与机械或液压传动结合使用。

气压传动是用压缩空气作为工作介质进行能量传递控制。优点是：结构简单；成本低；易于实现无级调速；阻力损失小；动作迅速反应快；防火、防爆，对工作环境适应性好。缺点是：空气易压缩，负载对传动特性的影响较大；工作压力低，只适用于小功率传动。

液压传动是用液体作为工作介质利用液体的压力进行能量传递控制。与其他传动方式相比，液压传动有其独特的优点：

1) 单位功率的重量轻，即能以较轻的设备重量获得很大的力和力矩。例如，液压缸的力与重量比，比直流电动机约大 100 倍；中等功率液压马达与一般直流电动机相比较，其转矩与惯量比大 10~20 倍，功率与重量比大 8~10 倍。因此液压传动的结构紧凑，重量轻，功率与重量比大，利用液压传动容易获得很大的驱动力和转矩。

2) 由于体积小、重量轻, 因而惯性小, 起动、制动迅速. 例如起动一个中等功率的电动机需要几秒钟, 而起动相当功率的液压马达则只需 0.1s 左右. 所以利用液压传动易于实现平稳地频繁起、停、换向或变速.

3) 在运行过程中能方便地进行无级调速; 调速范围大, 而且低速性能好.

4) 易于实现自动化. 液压传动的控制调节比较简单, 操作比较方便、省力, 易于实现自动. 特别是与电力传动配合使用, 更易于实现省力化、自动化和远距离操作.

5) 易于实现过载保护, 工作安全可靠. 液压系统的工作压力很容易由压力控制元件控制, 只要设法控制压力在规定限度内, 就可以达到防止过载、避免事故的目的, 使工作安全可靠.

6) 液压系统的各种元件可随设备的需要任意安排, 可以把液压马达或液压缸安置在远离原动机的任意位置, 不需中间的机械传动环节. 如果液压马达或液压缸在工作时本身位置也在变动, 只要采用挠性管道联接就可以, 这是机械传动难以实现的.

7) 液体工作介质具有弹性和吸振能力, 使液压传动运转平稳、可靠. 运转时可自润滑, 且易于散热, 所以使用寿命长.

8) 易于实现标准化、系列化和通用化, 便于设计、制造和推广使用.

液压传动虽然存在许多优点, 但也存在一些缺点:

a. 液压传动以液体作为工作介质, 在液压元件相对运动中无法避免泄漏, 再加上液体压缩性, 难以实现严格的传动比.

b. 液体粘度和温度有密切关系, 当粘度随温度变化时, 将直接影响泄漏、压力损失及通过元件的流量. 所以液压系统不宜在很高和很低的温度下工作.

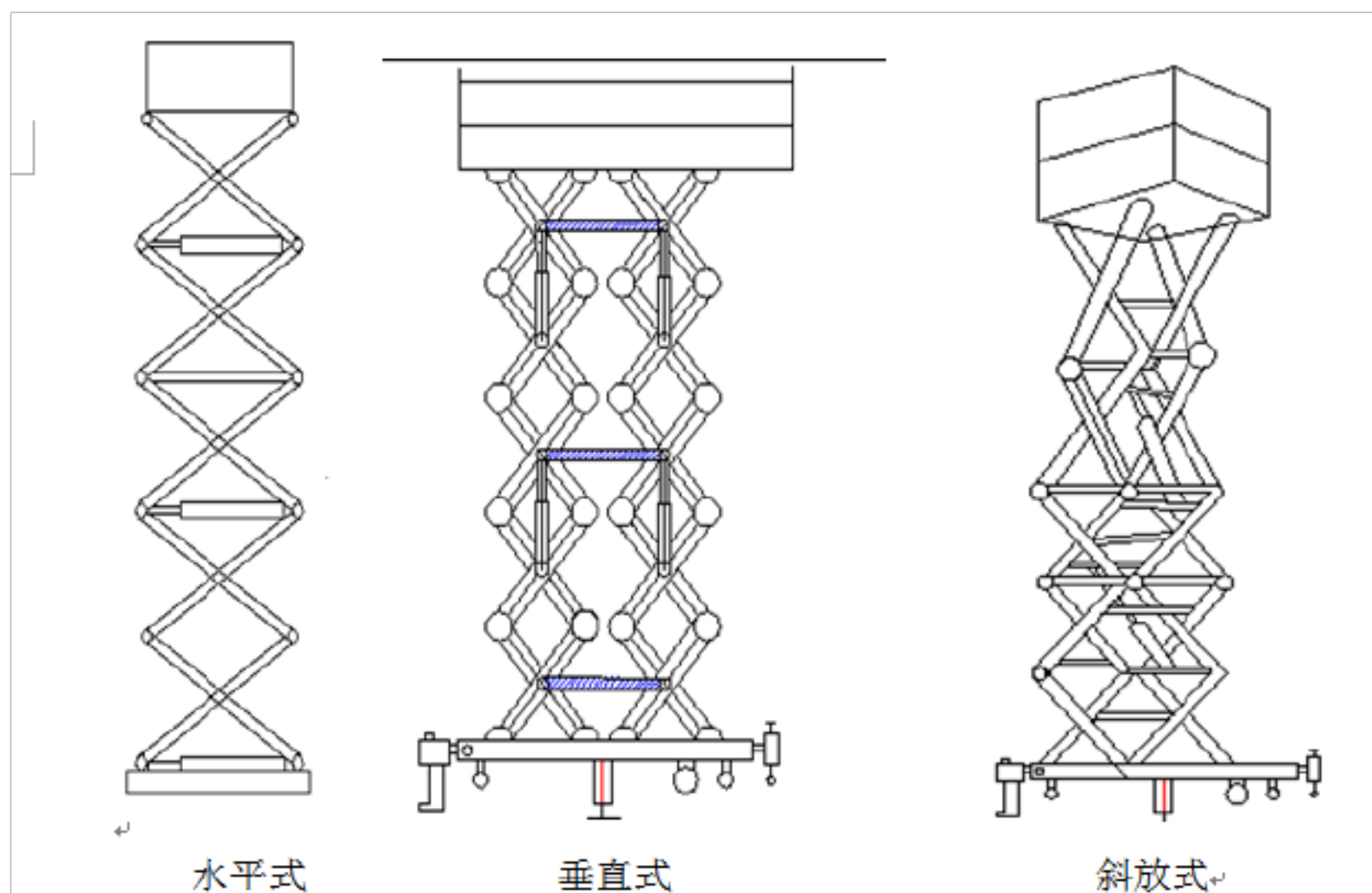
c. 液压系统中能量要经过两次转换, 故传动效率较低. 工作可靠性目前还不如电力和机械传动.

d. 液压元件的制造精度要求高. 使用、维护要求有一定的专业知识和较高的技术水平. 故障原因较难确定.

总的说来, 液压传动有许多优越性, 但其缺点也不能忽视. 为了提高其竞争能力, 液压传动技术一直不断发展, 借助现代科技的支持及相关学科的科技成果, 液压技术不断发展, 使其缺点逐步被克服, 性能不断提高, 应用领域不断扩大. 液压传动技术将会得到更加广泛的应用.

2.2 剪刀式升降台的结构形式

常用的剪刀升降台主要有以下几种结构形式:



水平:特点是力学,运动学分析简单,但是举升时是液压缸缩回时,细杆腔进油,粗杆腔回油,不利于装置平稳起升。

垂直:特点是力学,运动学分析简单,但是举升高度就是活塞杆伸长长度,下降时也不能完全落下,占空间太大。

斜放式:特点是起升时液压缸活塞杆伸长,且粗杆腔进油,细杆腔回油,下降时液压缸不占多余空间.升降臂的行程是液压杆的2倍以上。这种升降机在实际生产中应用最广泛,本篇论文主要研究这种升降平台。

3. 工艺参数及工况分析

3.1 升降机的工艺参数:

本设计升降机为全液压系统,相关工艺参数为:

额定载荷: 300kg

最低高度: 1.5m

最大起升高度: 8m

底面平台尺寸: 2.2x1.1M,

顶端平台尺寸: 2.0x1.0M

电源: 380v, 50Hz

剪叉杆数量: 5对

剪叉杆长度: 2M

3. 2 工况分析:

本升降机是一种升降性能好,适用范围广的举升机构。能够用于对高层建的物品和人员的输送,本产品操作简单,可以实现单人单个的控制.升降机底部装有自动行走装置,方便移动。

该升降台主要有两部分组成:机械系统和液压系统。机械机构主要起传递和支撑作用,液压系统主要提供动力,他们两者共同作用实现升降机的功能。

4. 升降机机械机构的设计和计算

4. 1 升降机机械结构形式和运动机理 :

根据升降机的功能和参数要求,参考国内外同类产品的工艺可知,该升降机宜采用剪刀式液压机构形式:即有两个单叉机构升降台合并而成,有 2 个同步液压缸做同步运动,以达到升降机升降的目的。该升降机的基本结构形式主要有工作平台,活动铰链,固定铰链,支架,液压缸,底座。在工作平台和底座的活动铰链处设有滑道。支架主要起支撑作用和运动转化形式的作用,一方面支撑上顶板的载荷,一方面通过其铰接将液压缸的伸缩运动转化为平台的升降运动,平台与载荷直接接触,将载荷转化为均布载荷,从而增强局部承载能力。下底架主要起支撑和载荷传递作用,它不仅承担着整个升降机的重量,而且能将作用力传递到地基上。通过这些机构的相互配合,实现升降机的稳定和可靠运行。

4. 2 升降机的机械结构和零件设计

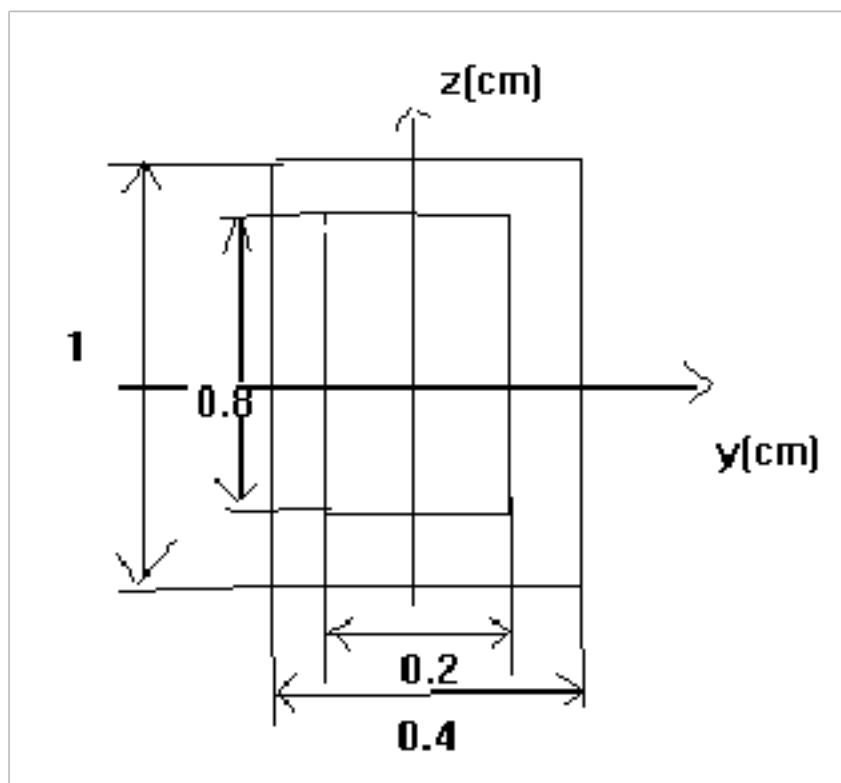
4. 2. 1 举升机各部件的重量:

本举升机机械系统采用 Q235 刚, Q235 刚的材料性能如下图

弹性模量	泊松比	抗拉强度	密度	抗弯强度	235 刚材料性能 (1) 举升臂的质
200-220Gpa	0.3	490—610Mpa	7.85g/cm ³	235Mpa	

量:

本升降系统举升臂设计成空心,其长度为 2m,横截面如下图:



举升系统一共五组 10 跟举升臂, 所以举升臂总质量
 $M_p = (0.1 \times 0.04 - 0.8 \times 0.032) \times 2 \times 7850 \times 10 = 226 \text{kg}$

(2) 上部平台及底座质量:

举升机在作业过程中上部需要有护栏等设施, 其总重量约 40kg; 起重机底座由液压泵、动力系统、控制装置、底座等组成, 其总重量约 200kg.

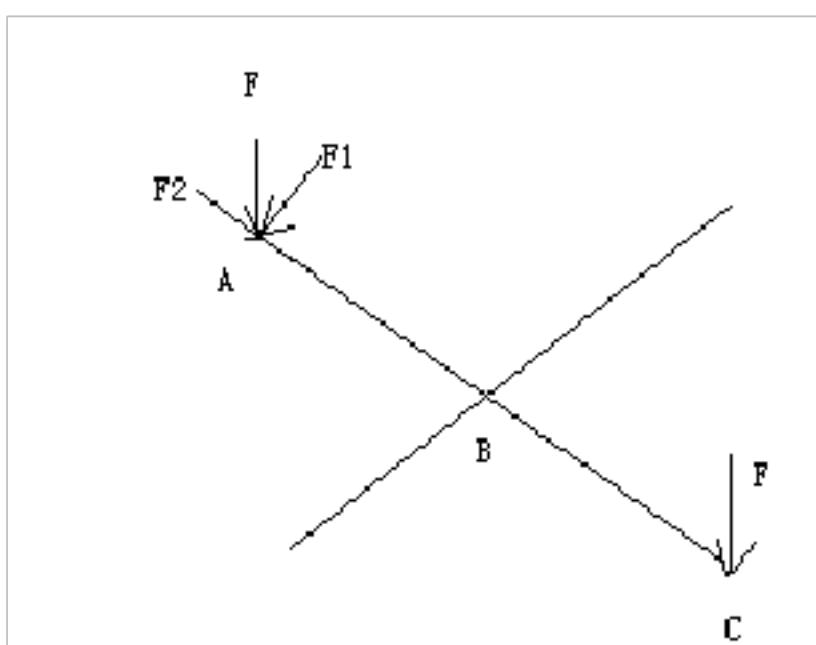
4.2.2 剪刀式举升机主要技术参数

举升重量	300kg	举升臂长	2m
举升高度	8m	整机重量	446kg
底座尺寸	2.2m * 0.8m	上顶尺寸	2.1m * 0.8m
上升时间	90s	下降时间	70s
额定油压	1.5Mpa	行走最大速度	0.2m/s
液压缸行程	0.32m	地面滚动摩擦系数	0.4

4.3 升降机举升过程中受力分析及强度校核

4.3.1 对杆系的受力分析:

由于升降机前后对称, 因此对其进行受力分析时只分析一面即可。剪刀系统最下部承受力最大。当拉伸生臂上升到最高处时, 取下部剪刀进行受力分析, 如下图:

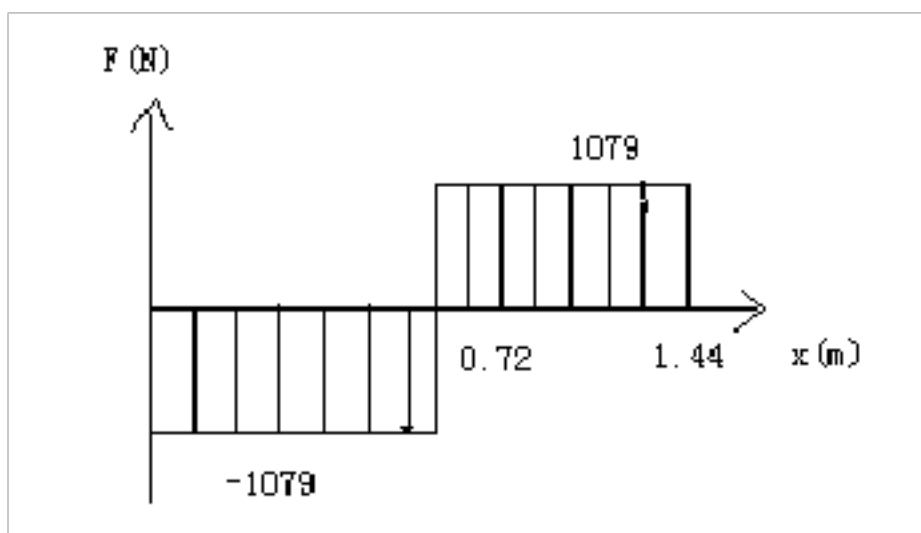


切向力: $F_1 = F \times \cos 44 = 1500 \times \cos 44 = 1079\text{N}$

轴向力: $F_2 = F \times \sin 44 = 1500 \times \sin 44 = 1042\text{N}$

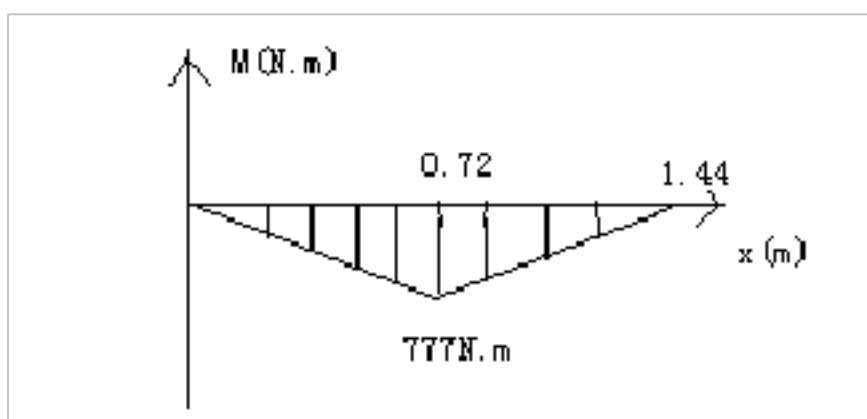
拉伸应力: $\sigma_{\text{拉}} = F_2/A = 1042 / (0.04 \times 0.1 - 0.08 \times 0.02) = 4.34 \times 10^5 \text{Pa}$

杆件弯曲应力图:



由上图知最大剪切应力 $Q_{\text{max}} = 1079\text{N}$

杆件弯矩图:



杆件截面图:

截面对中性轴惯性矩:

$$I_z = (0.04 \times 0.1 \times 0.1 \times 0.1 - 0.02 \times 0.08 \times 0.08 \times 0.08) = 2.48 \times 10^{-6} \text{ (m}^4\text{)}$$

由弯曲产生的最大正应力:

$$\sigma_{\text{弯}} = M_{\text{max}} \times y / I_z = 777 \times 0.05 / [2.48 \times 10^{-6}] = 3.13 \times 10^7 \text{ Pa}$$

最大正应力: $\sigma = \sigma_{\text{弯}} + \sigma_{\text{拉}} = 43.6 \text{MPa} < \text{许用拉伸应力}$

截面对中性轴的静矩:

$$S = 0.04 \times 0.01 \times 0.045 + 2 \times 0.04 \times 0.01 \times 0.021 = 3.48 \times 10^{-5} \text{ (m}^3\text{)}$$

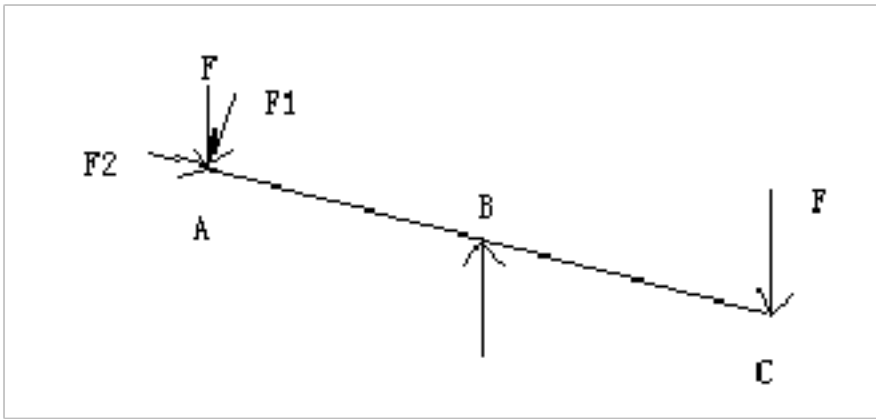
$$b = 0.04 / 2 = 0.02$$

最大切应力

$$\tau = QS / (bI) = 1079 \times 3.48 \times 10^{-5} / [0.02 \times 2.48 \times 10^{-6}]$$

$$= 7.57 \times 10^5 \text{ Pa} = 0.76 \text{MPa} < \text{许用切应力}$$

当拉伸臂下降到最低处时, 此时臂与水平面的夹角约 7.5 度, 对其进行受力分析如下图:

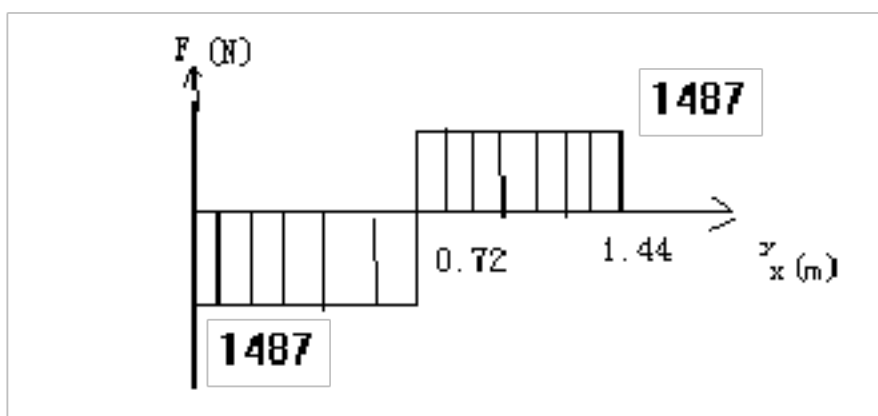


切向力： $F_1 = F \times \cos 7.5 = 1500 \times \cos 7.5 = 1487\text{N}$

轴向力： $F_2 = F \times \sin 7.5 = 1500 \times \sin 7.5 = 196\text{N}$

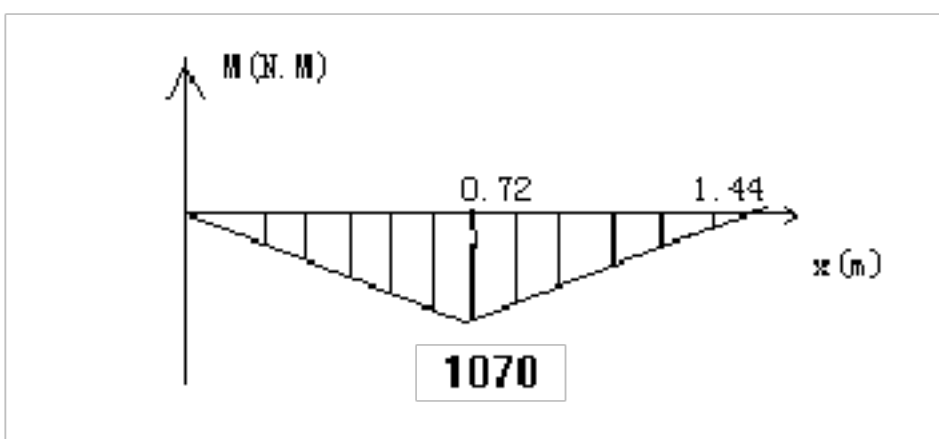
拉伸应力： $\sigma_{拉} = F_2/A = 196 / (0.04 \times 0.1 - 0.08 \times 0.02) = 0.82 \times 10^5 \text{Pa}$

杆件弯曲应力图：



由上图知最大剪切应力 $Q_{max} = 1487\text{N}$

杆件弯矩图：



由弯曲产生的最大正应力：

$\sigma_{弯} = M_{max} \times y / I_z = 1070 \times 0.05 / [2.48 \times 10^{-6}] = 2.14 \times 10^7 \text{Pa}$

最大正应力： $\sigma = \sigma_{弯} + \sigma_{拉} = 27.3 \text{MPa}$ (许用拉伸应力)

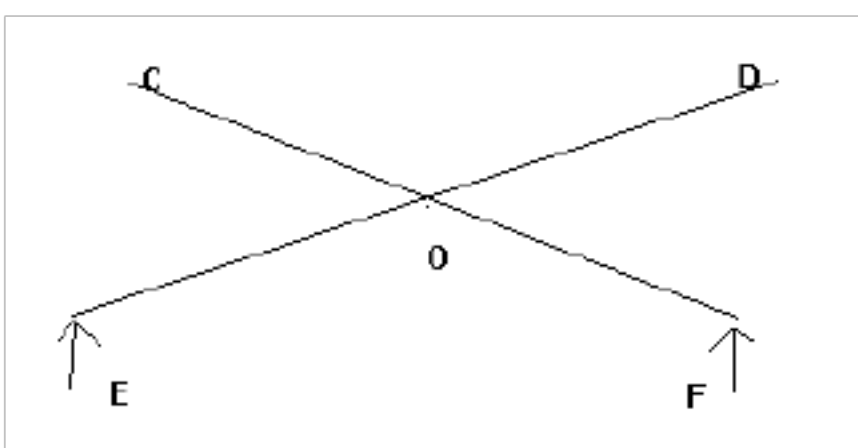
最大切应力

$t = QS / (bI) = 1070 \times 3.48 \times 10^{-5} / [0.02 \times 2.48 \times 10^{-6}]$

$= 10.4 \times 10^5 \text{Pa} = 1.04 \text{MPa}$ (许用切应力)

对销钉进行受力分析；

举升臂通过销钉进行连接，在举升过程中销钉要承受剪切力，底部销钉承受剪切力最大。



如图所示, O 处销钉受力 $F=p/4+p/4=3000\text{N}$

销钉的直径 $d=5\text{cm}$

因此销钉承受剪切力 $f=3000/(0.05*0.05/4)=4.8\text{Mpa}$ (钢材抗弯强度)

所以销钉选择合格

5. 液压系统的计算

5. 1 缸筒的设计

缸筒是液压缸的主体零件, 它与端盖、缸底、油口等零件构成密封的容腔, 用以容纳压力油, 同时它还是活塞的运动轨道。设计液压缸缸筒时, 应正确确定各部分的尺寸, 保证液压缸有足够的输出力、运动速度和有效行程, 同时还必须有一定的强度, 能够承受也压力、负载力和干扰力等冲击力。另外, 缸筒的内表面应具有合适的配合精度、表面粗糙度和几何精度, 以保证液压缸的密封性、运动平稳性和耐用性。

5. 1. 1 液压缸工作压力的确定:

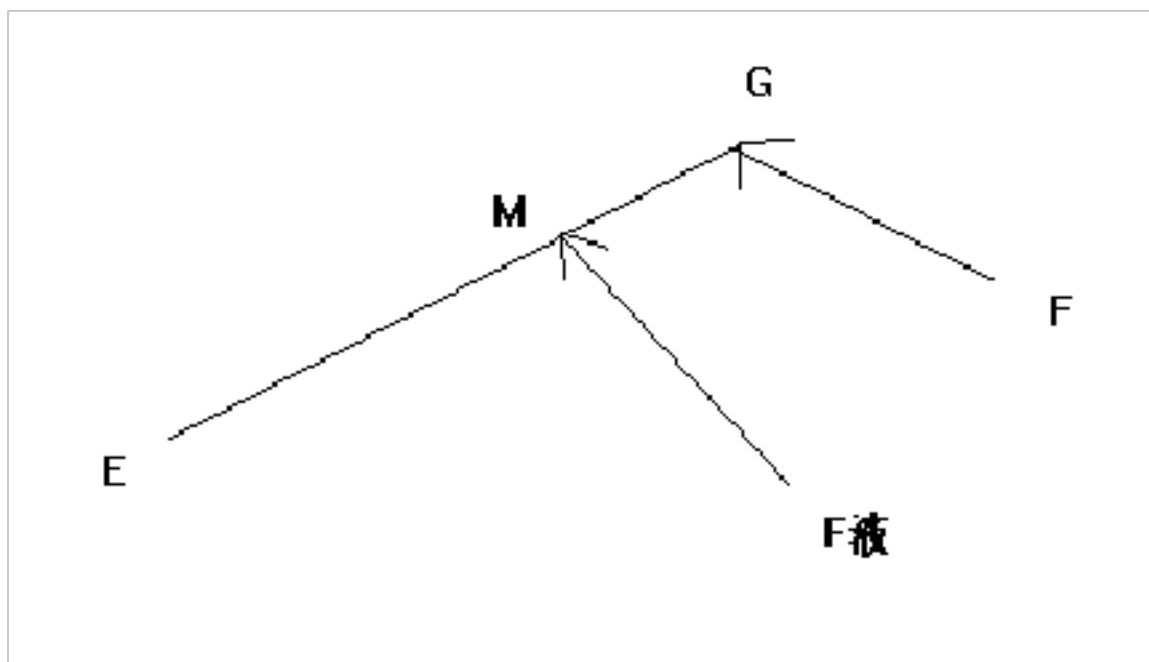
对液压杆进行分析可知, 当系统上升到最高处时, 液压杆承受压力最大。本系统液压杆安装在前后两组交叉剪刀的中间, 在分析其受力时, 可将液压杆简化在一组交叉剪刀上, 但是其受到的载荷需乘以 2。

设液压杆与水平面的夹角为 α , 根据几何关系可得

$$(3L/8)/\sin\alpha = (L/2) \times \cos\alpha / \sin(\pi - \alpha - \theta)$$

$$\alpha = 71^\circ$$

对杆 EG 进行受力分析如下图:



对 E 点取距得:

$$0.5 \times F_{液} \times (L/2) \cos\theta \sin\alpha + F \times L \times \cos\alpha \times \sin\alpha = 0$$

所以 $F_{液} = 3258\text{N}$ 。

所以液压杆的最大负载为 3258N 。

液压缸所能克服的最大负载力 F 与有效工作面积 A 的关系为

$$F = AP$$

式中 F ——液压缸最大负载 (为工作负载、摩擦力和惯性力之和);

P ——液压缸工作压力;

A ——液压缸活塞有效工作面积;

若系统的额定压力已确定, 则取系统压力为设计压力, 液压缸的工作压力课根据最大负

载参照表 5.1.1 选取, 选择适当的工作压力是一个很重要的问题, 应从结构尺寸、经济性等方面进行全面考虑。压力选得过低, 系统所需流量大, 对工作平稳性、可靠性、密封性及降低噪声有利, 但会使液压缸内经增大、质量增大; 反之, 压力选得过高, 会使密封复杂化, 并且对液压缸的强度、刚度要求高, 同时会导致换向冲击大等缺点, 对液压缸的制造精度要求提高, 使容积效率降低, 优点是可以减小液压缸尺寸。应综合各种因素, 合理确定工作压力。

液压件的额定压力是指在指定的工作条件下液压件能够长期正常工作的压力, 又称公称压力。液压缸设计压力的数值应等于额顶压力的值。

表 5.1.1 不同负载条件下的工作压力

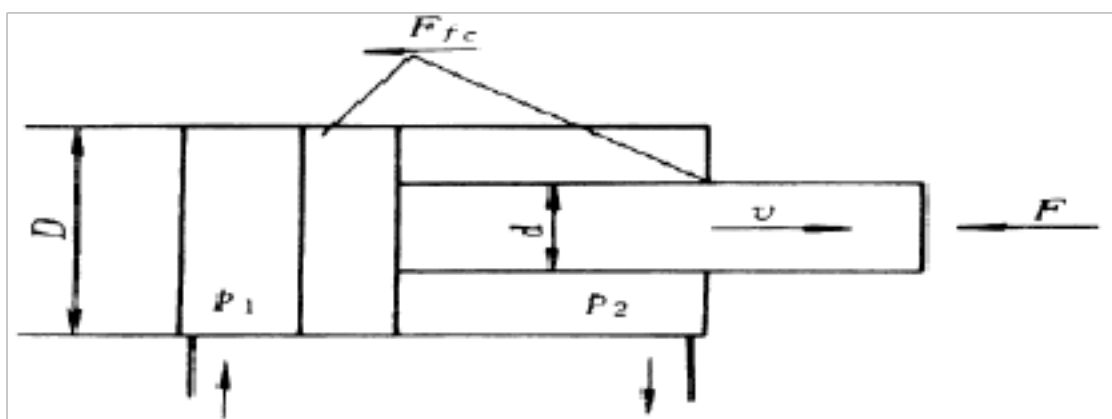
负载 F/KN	<5	5~10	10~20	20~30	30~50	>50
液压缸的工作压力 p/MPa	<0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	≥5

由前面计算所得的油缸的推力 $F < 5 \text{ KN}$, 参考表 5.1.1, 可知, 选择液压缸的工作压力为 1.5MPa。

力为 1.5MPa。

5.1.2 液压缸内径 D 的计算:

计算液压缸内径和活塞杆直径均与设备的类型有关。例如机床类, 对于较大的机床(拉床、刨床和研磨机等)一定要满足牵引力的要求, 计算时以力为主; 对于轻载高速的机床一定要满足速度, 计算时以速度为主, 而本次液压缸的内径主要以力为主来计算的。



$$\frac{D^2 P_1}{4} - F_{fc} = \frac{(D^2 - d^2) P_2}{4} + F$$

$$D^2 = \frac{4(F + F_{fc})}{P_1} + (D^2 - d^2) \frac{P_2}{P_1}$$

式中, P_1 —液压缸工作压力

P_2 —液压缸回油腔背压力, 初算时无法准确计算, 可先根据表 5.1.2.1 估计;

d/D —活塞杆直径与液压缸内径之比, 可按表 5.1.2.2 选取;

表 5.1.2.1 执行元件背压的估计值

系统类型	背压 P_2 MPa
------	--------------

中、低压系统 0~8MPa	简单的系统和一般轻载的节流调速系统	0.2~0.5
	回油路带调速阀的调速系统	0.5~0.8
	回油路带背压阀	0.5~1.5
	采用带补液泵的闭式回路	0.8~1.5
中高压系统 > 6~16MPa	同上	比中低压系统高 50%~100%
高压系统 > 8~32MPa	如锻压机械等	初算时背压可忽略不计

表 5.1.2.2 液压缸内径 D 与活塞杆直径 d 的关系

按机床类型选取 d/D		按液压缸工作压力选取 d/D	
机床类型	d/D	工作压力 P/(MP)	d/D
磨床、珩磨及研磨机床	0.2~0.3	《2	0.2~0.3
插床、拉床、刨床	0.5	> 2~5	0.5~0.58
钻、镗、车、铣床	0.7	> 5~7	0.62~0.70
—	—	> 7	0.7

F - 工作循环中最大的外负载；

F_{fc} — 液压缸密封处摩擦力，它的精确值不易求得，常用液压缸的机械效率 η_{cm} 进行估算。

$$F = \frac{F_{fc}}{\eta_{cm}} \quad (3-2)$$

式中 η_{cm} — 液压缸的机械效率，一般 $\eta_{cm} = 0.9$ 。式中 $P_1 = 1.5\text{MPa}$, $P_2 = 0.2\text{MPa}$, $d/D = 0.5$ 。

代入式 (3-1)，可求得 D 为

$$D = \frac{4F}{P_1 \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right) \left(\frac{d}{D}\right)^2} = 58.4\text{mm} \quad (3-3)$$

活塞杆直径可由 d / D 值算出。

$$d = 0.5 \times D = 29.2\text{mm}$$

参考缸体内径 D 系列 (GB/T2348-1993) (mm)

4	5	6	8	10	12	14	16	18	20
22	25	28	32	36	40	45	50	56	63

70	80	90	100	110	125	140	160	180	200
220	250	280	320	360	400	—	—	—	—
						—	—	—	—

根据上表可知,圆整成标准值后,得 $D=63\text{mm}$,故取液压缸内径的值 $D=63\text{mm}$ 。

5.1.3 缸筒壁厚及缸筒外径的计算:

a. 缸筒壁厚 的计算

对低压系统中或 $D/\delta \geq 16$ 时,缸筒壁厚 一般按薄壁筒计算

$$\delta = \frac{p_y D}{2[\sigma]} \quad (\text{m})$$

$$= \frac{p_y D}{2n\sigma_b}$$

式中 δ ——缸筒壁厚, (m);

D ——缸筒内径 (m);

p_y ——缸筒试验压力, MPa, 液压缸的额定压力 $P < 16\text{MPa}$ 时的 $p_y=1.5P$, 额定压力

$P > 16\text{MPa}$ 时的 $p_y=1.25P$;

$[\sigma]$ ——材料许用应力, MPa

σ_b 为材料的抗拉强度, n 为安全系数, $n=3.5\sim 5$, 这里取 $n=5$ 。

选用 45 号钢, 并且调质 $241\sim 285\text{HB}$, 查阅《工程力学》刘静香著 可知 45 号钢的抗拉强度 $\sigma_b=530\sim 598\text{MPa}$, 现取 $\sigma_b=560\text{MPa}$, 故:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} = 560 / 5 = 112\text{MPa}$$

由于液压缸的工作压力 $P=1.5\text{MPa} < 16\text{MPa}$, 故取 $p_y=1.5P=1.5 \times 1.5=2.25\text{MPa}$ 。

所以

$$\delta = \frac{p_y * D}{2[\sigma]} = 2.25 \times 0.063 / (2 \times 112) = 0.6\text{mm}$$

而缸筒外径 D_1 的计算公式:

$$D_1 = D + 2$$

把缸筒内径 D 及计算出的缸壁厚度 的数据带入, 可得: $D_1 = 63 + 2 \times 0.6 = 64.2 \text{mm}$.

产 品 系 列 代 号	额 定 压 力 Pn /M Pa	缸筒内径 D																	
		40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	220	250	280	320	360	400	450	材 料
											0	0	0	0	0	0	0	0	0
		缸筒外径 D1																	
A 型	16	50	60	76	95	121	146	168	194	219	245								S2 0
	20	50	60	76	95	121	146	168	194	219	245								S4 5
	25	50	60	83	102	121	152	168	194	219	245								S4 5
	32	54 .5	63	83	102	127	152	168	194	219	245								S4 5
B 型	16	50	63 .5	76	95	121	152	168	194	219	245	273	299						

C 型	20						15	16	19		2	2	2	3	3	4	47	5	
							2	8	4		4	6	9	2	6	1	0	2	
D 型	25	50	56	70	89	11	13	15	17	20	2	2	2	3	3				
						2	9	6	9	1	2	4	8	2	6				
E 型	40	50	59	74	95	11	14	16	18	21	2	2	3	3	3				
				.5		8	8	6	9	3	3	7	0	4	9				
E 型	25	50	60	78	10	12	15	17	19	22	2	2	3	3	3				
					0	5	0	0	4	0	4	6	0	3	8				
E 型	35	50	62	83	10	12	16	17	20	23	2	2	3	3	4				
					0	5	0	8	3	0	5	7	2	6	0				
F 型	25	57	70	83	10	12	15	18	19	21	2	2	3	3	4	4	50		S4
					2	7	0	0	4	9	4	7	2	5	0	5	0		5
G 型	10	50	63		95	11	14	15	18	20	2	2							S3
			.5			4	0	9	0	0	1	4							5

参考上表的标准液压缸的缸筒外径系列表，可知，本次设计选择液压缸的缸筒外径 $D_1=76\text{mm}$ ，由于 $D_1=D_2$ ，可得缸筒厚壁：

$$= (D_1 - D) / 2 = (76 - 63) / 2 = 6.5 \text{ mm}$$

5.1.4 缸筒结构设计:

缸筒两端分别和缸盖和缸底相连, 构成密封的压力腔, 因而它的结构形式往往和缸盖及缸底密切相关。因此, 在设计缸筒结构时, 应根据实际情况, 选用结构便于装配、拆卸和维修的连接形式, 缸筒内外径应根据标准进行圆整。

5.2 活塞杆的设计与计算:

活塞杆是液压缸专递动力的主要零部件, 它要承受拉力、压力、弯力和震动冲击等多种作用, 必须有足够的强度和刚度。

5.2.1 活塞杆直径的计算:

$$d = 0.5 D = 29.2 \text{ mm}$$

式中 d —— 活塞杆直径, mm

D —— 液压缸缸筒内径, mm

根据下表来圆整活塞杆直径

活塞杆直径 d 系列 (GB/T2348-1993) mm

4	5	6	8	10	12	14	16	18	20
22	25	28	32	36	40	45	50	56	63
70	80	90	100	110	125	140	160	180	200
220	250	280	320	360	400				

圆整后 $d = 32 \text{ mm}$ 。

5.2.2 活塞杆强度校核:

$$45 \text{ 号钢的许用应力} = \frac{\sigma}{n} = 560 / 1.5 = 373 \text{ Mpa}$$

$$d > \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}$$

式中 d ——活塞杆直径；

F ——液压缸负载；

——活塞杆材料许用应力， $= \frac{\sigma_b}{n}$ ， σ_b 为材料的抗拉强度， n 为安全系数，一般

取 $n = 1.4$ ；

$n = 1.5, F = 5180N$ 。

$d \geq 16.8mm$ ，而 $d = 32$ ，故活塞杆强度符合要求。

5.3 液压缸工作行程的确定：

液压缸工作行程长度，可根据执行机构实际工作的最大行程来确定，并参照表 3.6 中的系列尺寸来选取标准值。

液压缸活塞行程参数系列（GB2349—80）（mm）

I	25	50	80	100	125	160	200	250
	320	400	500	630	800	1000	1250	1600
	2000	2500	3200	4000				
II	40	63	90	110	140	180	220	280
	360	450	550	700	900	1100	1400	1800
	2200	2800	3900					
III	240	260	300	340	380	420	480	530
	600	650	750	850	950	1050	1200	1300
	1500	1700	1900	2100	2400	2600	3000	3800

注：液压缸活塞行程参数依 I、II、III 次序优先选用。

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/288135113062007004>