

# 液压支架的设计及有限元分析

作者姓名：李成东 专业班级：机械三班 指导教师：胡波

## 摘要

对于综合采煤工作面来说，要满足使其高产高效的关键就是液压支架能够正常稳定地运行。液压支架对采煤工作面的有效支护是通过应用液压系统，并且配合相关的机械结构使液压支架能够完成预先设定的各个动作和需要达到的效果。液压支架是在煤矿综采工作面装备当中使用频率最高的装备，当然也是极其重要的生产技术装备。基于这些原因，在液压支架的开发设计过程中，支架的安全可靠性以及技术上的重点，都是本文基于已有的液压支架的相关知识的研究内容。

本文通过以某矿井生产条件下的四柱支撑掩护式液压支架进行液压系统的设计以及有限元分析，对其进行科学的设计。

首先通过分析液压支架的工作环境和外载荷特性，进而对液压支架的液压系统基本的回路、工况等等进行分析从而通过计算得到相关数据，进而绘制出相关液压回路的系统基本原理图。

针对本文的需要研究的液压支架，首先利用三维实体建模软件 Pro/E 进行相关建模并导入进 ANSYS，进行相关的模型简化、网格划分等等相关操作后分析其元部件的应力应变的变化情况，最后得到该三维建模后的液压支架的不同工况下不同零部件受到的应力、载荷等的应力云图。通过对应力云图的相关分析，最终得到液压支架在设计以及受力分析时需要特别注意的有效意见。

本文是以有限元分析和系统建立液压系统为基础的现代设计方法的实际应用，对液压支架的完全设计具有一定的意义，对于解决相关的工程知识问题有一定的应用的意义。

**关键词：**液压支架 液压系统 三维建模 有限元分析 ANSYS

# Design and finite element analysis of hydraulic support

## Abstract

As the fully-mechanized face in the coal mine, the work of coal mining need to be high yielding and highly effective. And the key to the mature work is he hydraulic support could operate normal and stable. Effective hydraulic support in coal mining face support is through the application of the hydraulic system, and cooperate with related mechanical structure of the hydraulic support can complete the pre-set each movement and the need to achieve the effect. Hydraulic support in coal mine fully mechanized working face of equipment most frequently used equipment, is also very important, of course, production technology and equipment. For these reasons, in the process of the development of the hydraulic support design, the safety and reliability of the stent and focus on the technology, is based on the existing knowledge content in the research of hydraulic support.

In this paper, taking a mine production under the condition of four pillars support the shield hydraulic support, the design of the hydraulic system and the finite element analysis on the design of science.

First of all, through the analysis of the working conditions of hydraulic support and external load characteristics, basic circuits of the hydraulic system of hydraulic support, working condition and so on carries on the analysis to the relevant data is obtained by calculation, and then draw out the basic principle of the hydraulic system diagram.

Then using 3D software Pro/E to complete three-dimensional modeling. finite element analysis software ANSYS, and then will be after the completion of the three-dimensional entity model into ANSYS, to carry on the related model simplification, meshing and so on related operations, finally get the 3D modeling of hydraulic support under different working conditions of different parts of stress nephogram of stress, load, etc. Through the correlation analysis of stress nephogram, finally get

hydraulic support need special attention during design and stress analysis effectively.

This article is based on finite element analysis and system to build hydraulic system of the practical application of the modern design method, the complete design of hydraulic support has a certain meaning, to solve the problem of related engineering knowledge has a certain application meaning.

**Key words:** Hydraulic Support; Hydraulic System; Three-dimensional modeling; Finite Element Analysis; ANSYS

## 目 录

摘 要.....	I
Abstract.....	II
第 1 章 前 言.....	1
1.1 选题的提出及意义.....	1
1.2 国内外研究现状与发展趋势.....	2
1.2.1 国内液压支架的发展.....	2
1.2.2 国外液压支架的发展.....	3
1.3 液压支架的设计方法及存在问题.....	4
1.4 本文研究内容及技术路线.....	4
1.4.1 论文的主要研究内容.....	5
1.4.2 论文研究所采用的技术路线和方法.....	5
第 2 章 液压支架的系统构成.....	6
2.1 液压支架的机械结构.....	6
2.1.1 液压支架的组成.....	6
2.1.2 液压支架的承载分析.....	6
2.2 液压支架的液压系统.....	9
2.2.1 液压支架液压系统的基本组成及特点.....	9
2.2.2 液压支架液压系统的基本工况分析.....	10
2.2.3 液压支架液压系统的基本回路.....	12
2.3 液压系统原理图.....	15
第 3 章 液压支架液压系统的设计.....	18
3.1 液压支架基本参数的确定.....	18
3.1.1 架型的选择.....	18
3.1.2 基本参数的确定.....	18
3.2 液压支架液压缸的设计.....	19
3.2.1 立柱.....	19
3.2.2 推移千斤顶.....	21
3.3 大流量系统设计.....	22

3.3.1 供液系统.....	22
3.3.2 管道尺寸与控制元件的设计.....	24
3.3.3 控制方式的设计.....	24
3.4 验算压力损失.....	25
3.4.1 沿程压力损失.....	25
3.4.2 局部压力损失.....	25
3.4.3 管路系统总压力损失.....	26
3.4.4 管路系统压力效率.....	26
<b>第 4 章 液压支架三维模型的建立.....</b>	<b>27</b>
4.1 三维建模软件的选择.....	27
4.2 支架模型的建立.....	28
4.2.1 支架零件的三维结构模型.....	28
4.2.2 基于虚拟样机的虚拟装配.....	30
<b>第 5 章 液压支架主要部件的有限元分析.....</b>	<b>32</b>
5.1 有限元法的原理及 ANSYS 软件.....	32
5.1.1 有限元法基本原理.....	32
5.1.2 ANSYS 软件简介.....	32
5.2 分析方案的制定.....	32
5.2.1 简化模型.....	32
5.2.2 工况载荷的确定.....	33
5.3 各工况下的有限元分析.....	34
5.3.1 顶梁两端集中载荷，底座受到偏载.....	34
5.3.2 顶梁单侧载荷，底座扭转载荷.....	35
5.3.3 顶梁扭转载荷，底座两端集中载荷.....	36
5.4 分析结果.....	37
<b>结 论.....</b>	<b>39</b>
<b>致 谢.....</b>	<b>40</b>
<b>参考文献.....</b>	<b>41</b>
<b>附 录.....</b>	<b>44</b>

# 第 1 章 前言

能量作为人类生产生活的基础，从来都与我们的生活形影不离，而作为世界上储藏量最多、分布面积最广的煤炭是我们从古至今的最常规的能源之一。煤炭由于其低廉的运行成本，一直以来都作为世界范围内的主要能源<sup>[1]</sup>。煤炭科学在不断发展的同时，与其相关的开采工艺和装备水平也在随之不断提高。液压支架的诞生和发展为煤矿高效、安全运行提供了极大地保证。

## 1.1 选题的提出及意义

作为当前世界的第二大经济体，我国的经济社会的发展必定依赖于成熟、充足并且可靠的能源供给。根据国家能源局数据，就 2014 年而言，我国的火力发电的设备容量大约是全部发电设备容量的 67.28%，由此可以见得，作为传统的主要能源，煤炭依然能在新型能源发展不充分时占有着国民经济的重要战略地位。而为了能让煤矿矿井实现现代化高产高效综采，液压支架是最基本的保障，并且还作为保障生产安全的关键性设备。

液压支架的出现以及其发展是对于煤炭行业来说其实是一次重大的历史革新。液压支架从根本上改善了公认的煤矿矿井的工作条件，提高了作业的安全性，同时也提升了采煤的效率并且大幅度地提高了矿井产量。液压支架是主要通过若干个液压元件（油缸、阀件）和金属结构件组成<sup>[2]</sup>，以高压液体作为动力，一种适用于采煤工作面的支撑和控制顶板的设备，具有安全可靠、快速移动、高强度、强大的支护性能等一系列特性<sup>[3]</sup>。在现代化综合采煤的过程中，液压支架起到的主要作用是预防顶板冒落、为工人在安全作业时提供一定的工作空间以及各项采煤作业能够正常运作<sup>[4,5]</sup>。因此液压支架需要提供足够的支撑力才能可靠有效地支撑和控制工作面顶板，然后隔离开采空区，防止矸石落入工作面造成支架受到偏载<sup>[6]</sup>，并且能够实现基本的支撑、推溜以及移架等一系列基本操作。

目前我国煤矿矿井当中，四柱掩护式液压支架是采用的主要的架型。但是由于其工作的环境不稳定，因此液压支架受到的承载载荷变化极大，尤其是一些重要零部件极易在正常工作条件下因受偏载而损坏<sup>[7]</sup>。由于在采煤过程中，

综采工作面顶板附近处于不稳定状态的围岩，以及地质条件复杂多变的煤层，支架的底座和顶梁是受到应力变化最大的零部件，支架整体倾斜也较为严重，同时不同的开采过程采用的工艺会导致顶梁和底座不能保证时刻处于水平状态而导致支架整体倾斜，因此支架的四连杆机构永远不会在实际使用的过程中处于理想状态，所以在这样的工作状态下的支架基本上都处于恶劣的偏载状态中，支架在这样的工作工况下使用时，液压支架在承受扭曲时产生的疲劳损坏就会增加，支架的使用寿命大大减少，支护过程的安全系数也同时降低<sup>[8]</sup>。

因此，为了让液压支架能够安全可靠地工作，同时最大限度地提升液压支架的稳定性和可靠性，就需要使用有限元分析软件 ANSYS 对液压支架的关键性结构元件做相关的静力学分析，得到相关可以用来进行参考分析的结果。本文的重点就是通过已有的流程，进行液压支架液压系统的设计和三维建模并用于有限元分析，而液压系统的设计和有限元分析是作为本文的重点和难点。

## 1.2 国内外研究现状与发展趋势

自从液压支架诞生以来的几十年时间里，各国在煤矿井下开采支护设备在设计以及使用中有了的根本性变化，就是广泛的采用了液压支架用来作为长壁开采支护设施的最主要设备<sup>[9]</sup>。通过使用液压支架来管理顶板是针对现代采煤来说的一次全新的技术变革，同样也成为了煤矿现代化采煤的标志之一<sup>[10]</sup>。液压支架作为高产高效的现代化矿井中综采的重要设备，同样也是保证安全生产和作业空间的关键设备，它的整体重量大约占整个综采设备总体重量的 80%~90%，其费用大约占总体综采设备总体费用的 60%~70%<sup>[11,12]</sup>。而液压支架中大型复杂金属结构件的安全性和可靠性决定了综采技术最终的成败。因此世界各产煤大国长期以来都在对液压支架进行研究，以能够达到提高采煤效率、降低成本以及改善工作条件等为最终目的。

### 1.2.1 国内液压支架的发展

我国采矿业相对于先进国家来说起步晚，煤矿地质条件也颇为复杂，煤层厚度变化大，有薄煤层、急倾斜煤层和特厚煤层等诸多类型的煤层，所以我国液压支架具备了批量小、品种多的明显生产特色<sup>[13]</sup>。

经过大半个世纪的发展，我国目前在支液压架的结构和配套设备上有了喜

人的成绩，但是总体仍与发达国家存在有较大差距，特别是在材料制造、焊接技术的应用等方面。但是我国在支架的制造结构上已经掌握了世界的先进技术，特别是在一些相对关键性的部件和具有特别针对性性能的液压支架，如铺网支架、两硬煤层的强力支撑、支撑特厚煤层的放顶煤支架、端头支架等，但在精细程度上仍然与国外同等类型液压支架存在明显差距<sup>[14]</sup>。我国自行研发的液压支架在系统的自动控制这一块上的可靠性较差，而且液压系统当中设定的额定压力值一般来说都不足  $35\text{ MPa}$ ，额定流量一般来说也低于  $200\text{ L/min}$  径一般介于  $\varnothing 25\text{ mm}$  到  $\varnothing 32\text{ mm}$  之间，回液管的直径一般介于  $\varnothing 25\text{ mm}$  到  $\varnothing 50\text{ mm}$  之间<sup>[12]</sup>。与此同时常采用屈服极限为  $345\text{ MPa}$  的钢材，而井下实际应用时移架最高速度在  $20\text{ s/架}$  甚至以上，高于理论移架的最高速度  $10\sim 12\text{ s/架}$ ，实测初撑比为  $0.25\sim 0.4$ ，也低于一般水平的  $0.52\sim 0.77$ <sup>[6]</sup>。

因此在未来国内的液压支架的发展进程中，我国的主要研究的方向将朝着高强度钢板、高技术含量、快速移架以及电液控制阀这几个大方向发展<sup>[15]</sup>。针对有破碎带以及断层的工作面会增加支架的移架力，并且精良使用整体可靠推杆及抬底座机构的同时减少千斤顶的数量<sup>[16]</sup>。另外还将大范围将额定压力设定为  $40\text{ MPa}$ 、额定流量设定为  $400\text{ L/min}$  的高压大流量乳化液泵站考虑进增加快速移架时间的方案中<sup>[17]</sup>。为了让支架具有达到初撑力需求所足够的压力，液压系统一般选用双向或环形供液，并保证精确的接顶位置<sup>[18]</sup>。同时为了能增加液压支架工作时的稳定性，还需要对四连杆机构进行结构上的优化。

### 1.2.2 国外液压支架的发展

上世纪五十年代，由英、法两个国家分别研制出的垛式、节式液压支架并以之从此结束了原有煤矿固定支架的时代，液压支架便开启了新的煤矿安全支护的新篇章。到六十年代前苏联在原有基础上改进后的 **OMKT** 型掩护式支架，到七十年代全球广泛使用的立即支护式支架，到八十年代澳大利亚引入电液控制技术，再到九十年代美国引入乳化液泵站让推进速度有了大幅度的提升，液压支架在大半个世纪以来始终朝着高效安全的方向不断的进行着改进和革新，特别是八十年代以后，高度可靠性、大功率、重型的设备成为全球液压支架新的发展趋势。

两柱掩护式液压支架是目前国外综采工作面选用液压支架的主要架

型，该型支架的结构是通过刚性连接的分体式底座和整体顶梁，并且附带提底座装置，其工作阻力相对较高<sup>[19]</sup>。该液压支架最大的组成特点是将推移千斤顶的相关机构进行反向装配的倒拉框架式结构<sup>[20]</sup>。以支架的支护状态能够自行进行调控为目的，通过控制环形供液和电液阀仪器配合形成的控制方式，使得支架的升柱、降柱、移架的循环时间一般不超过 10s，且该支架有 5 万次以上的寿命试验<sup>[21]</sup>。

德国 DBT 公司开发研制液压支架时，会结合有限元分析和运动学仿真来进行支架的设计，同时还对四连杆机构进行了相关结构的优化和完善，推出了有着相当的使用高度的一系列适用度较高的架型。作为世界上采煤业最为发达的国家，美国早在 1990 年就已广泛使用额定压力为 50 MPa、额定流量为 478 L/min 的乳化液泵站来提供高压液体，从而让支架能够快速移架，移速达到 6~8 s/架<sup>[13]</sup>。美国研究设计的两柱掩护式液压支架，其使用寿命一般可以达到 8~10 年，支架平均工作阻力范围一般可以达到 6470 kN，最大峰值为 9800 kN，且中心距也在逐渐向 2 m 及 2 m 以上的方向发展，同时为了减少支架数量带来的繁琐和移架时间的缩短，单个液压支架的架宽也在逐步进行加大。澳大利亚也普遍采用一井一面的机械化生产，两柱掩护式支架的平均工作阻力也高达 7640 kN，与此同时英国研究的两柱掩护式液压支架其工作阻力范围也达到了 7000 kN~8000 kN<sup>[17]</sup>。

就当前的液压支架的发展前景来看，大吨位、大缸径仍然在未来液压支架发展方向中占据主要的部分。使用大流量安全阀可以有效地对大吨位、大缸径的液压支架形成保护，但是目前针对大流量安全阀的技术尚未不够完善。

### 1.3 液压支架的设计方法及存在问题

传统的液压支架设计采用二维平面设计，设计周期长、试验费用大，液压支架的强度得不到保证，耗费大量的人力和物力。目前世界上研究开发液压支架的技术手段基本都是采用三维力学模型分析法，即研究设计的工作中引入有限元技术以及计算机辅助设计技术，并且在对液压支架技术进行相关标准化、规范化的建设或者是改进。

### 1.4 本文研究内容及技术路线

根据前文当中提及的液压支架的设计方法和存在的相关问题，本文的研究内容采用三维设计软件 Pro/E 以及有限元分析软件 ANSYS 进行工作的展开。研究的具体内容及技术路线如下：

#### 1.4.1 论文的主要研究内容

本论文以四柱掩护式支架为主要研究内容，研究内容如下：

- （1）完成某矿井生产条件下液压支架的结构设计并进行相关三维建模。
- （2）完成液压支架液压系统设计，绘制液压系统原理图。
- （3）模拟液压支架在不同工作状态，利用有限元分析软件 ANSYS 做出有限元分析，通过结果得出其工作状态下的稳定性、强度。

#### 1.4.2 论文研究所采用的技术路线和方法

（1）利用三维建模软件 Pro/E，采用自底向上的建模方法完成液压支架的三维结构建模并且装配以及干涉检查。

（2）通过 ANSYS，对需要进行有限元分析的三维结构模型做出必要的简化、设置相关边界条件、划分网格后，然后进行有限元分析，然后根据支架主要零部件的应力分布完成合理的分析和总结。

## 第2章 液压支架的系统构成

### 2.1 液压支架的机械结构

#### 2.1.1 液压支架的组成

常见的液压支架主要有四个组成部分，分别是：液压元部件、承载结构件、控制元部件以及辅助装置<sup>[10]</sup>。

（1）承载结构件的主要功能是承载并传递顶板载荷和防止矸石掉落，包括顶梁、前连杆、后连杆、掩护梁、底座、支护梁、伸缩梁等<sup>[22]</sup>。顶梁与顶板在接触后承受来自于顶板产生的载荷，达到支撑和管理顶板的目的；而支架的掩护梁、前连杆、后连杆以及底座组成了一个四杆机械机构，分担了水平方向上的支架收到的力和支架不平整时掩护梁的扭转载荷；底座通过连接推移千斤顶后，达到让运输机和支架快速地进行移动的目的。

（2）液压元部件的主要功用是通过乳化液泵站产生的液压力来实现液压支架的各个不同的动作，主要包括各种类型的千斤顶以及立柱。立柱是液压缸的一种形式，用来调整支架的支护高度；千斤顶则根据在液压支架中不同的功能可以分为前梁千斤顶、侧推千斤顶、推移千斤顶、防滑千斤顶、防倒千斤顶等诸千斤顶，且千斤顶一般在支架中都是作为辅助装置的构成部分<sup>[23]</sup>。

（3）控制元件是控制各个立柱或者千斤顶动作并能保证其相关的功能，从大致上基本可以分为方向控制阀和压力控制阀。方向控制阀囊括操纵阀单、向阀等，用来保持腔体油液压力恒定或切换到不同的工作状态；压力控制阀包括节流阀、溢流阀等多种阀类，可以用来防止千斤顶和立柱的过载，保证使用安全。

（4）在支架中设置辅助装置的目的是为实现液压支架的某些特定功能或者动作，所以必定就会安装相应的辅助装置，例如推移装置、护帮装置、防倒防滑装置等等这些具有特定功能的装备<sup>[5]</sup>。辅助装置可以为液压支架找到合适的工作位置，保障人员和设备的安全，防止支架推移过程或降落过程的不稳定。

#### 2.1.2 液压支架的承载分析

要设计出合理的液压支架液压系统，需要结合特定环境中围岩的作用，然后分析支架在各个工作阶段的承载状况。

### (1) 液压支架受到载荷的确定

从液压支架的设计经验上来说，需要对液压支架与采场周围的岩石的作用关系进行分析，才能保证设计的液压支架具有足够的支护强度。从力学关系上看，围岩和支架之间存在的是作用与反作用力的关系。围岩运动过程中会有围岩变形、不可控岩层的下沉等，造成作用于支架的外载荷不同<sup>[9]</sup>。在液压支架的设计过程中，主要参考的对象是支架受到的可控岩层的最大载荷，这个载荷对支架的工作阻力有很大的影响。因此，确定围岩对于支架的外载荷是进行支架阻力计算的首要任务。

液压支架主要受到静态载荷和动态载荷两种载荷方式。其中，静态载荷顶板产生的负载和压力，并通过大量的理论计算和实验验证，通常在顶板下沉时，直接作用在支架上的力可以近似看成常量值；而动态载荷的主要的形成因素是在老顶岩块断裂后产生了回转<sup>[13,24]</sup>。

静载荷的计算公式为：

$$Q_j = hly \quad (2-1)$$

其中， $Q_j$ 是直接顶重（即静载荷）； $h$ 是直接顶高， $m$ ； $l$ 是悬顶距， $m$ ； $\gamma$ 是直接顶岩体的容重， $3 \text{ KN} \cdot m$ 。

初次来压时，动载荷的计算公式为：

$$Q_d = q \cdot \frac{L_0}{2} \quad (2-2)$$

$$L_0 = H \cdot \sqrt{2KR_{tr}q} \quad (2-3)$$

其中： $Q_d$ 是动载荷， $N$ ； $q$ 是基本顶的均布载荷， $N/m$ ； $L_0$ 是基本顶的初次来压步距， $m$ ； $K$ 是基本顶的岩层抗拉强度系数； $R_{tr}$ 是基本顶的岩层参考抗拉强度， $MPa$ 。

根据实际的工作过程得出的数据表明，顶板下降阶段的过程中，根据上述公式计算出的受力比较符合实际的情况，切受力比较稳定。

### (2) 液压支架在不同的工况阶段下的承载情况

液压支架的工作过程概括起来分为四个过程：升、降柱，移架以及推溜，而且支架在不同的工作阶段，它的承载状况是截然不同的。

#### ①升柱过程

液压支架升柱过程分为顶梁与顶板接触阶段和不接触阶段<sup>[13]</sup>。在顶梁还没有接触顶板时，支架受到的载荷是支架本身的重力和立柱自身的摩擦力；接触顶板后，顶梁对顶板的支撑力不断增加直到达到初撑力为止，这时就需要考虑顶板、顶梁以及底板的弹性变形而引起的弹性力带来的影响了。图 2-1 是升柱过程中的受力简图。

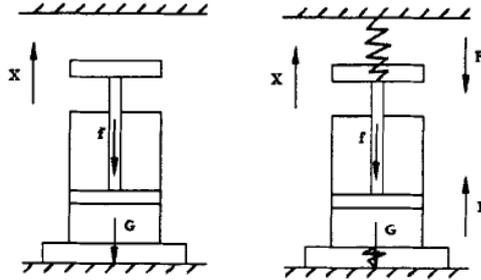


图 2-1 升柱过程受力简图

### ②降柱过程

在立柱卸载降柱的阶段，顶梁会在脱离顶板后降到制定的高度。降柱过程包括顶梁和顶板接触和不接触两个阶段<sup>[12]</sup>。降柱过程的各元件的动作顺序与升柱过程相反。图 2-2 是降柱过程中的受力简图。

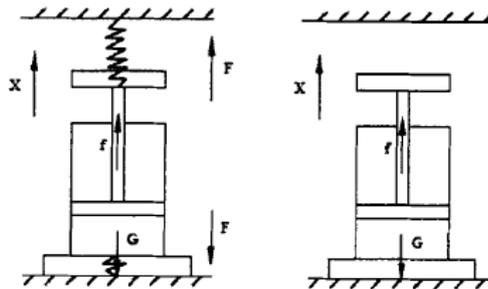


图 2-2 降柱过程受力简图

### ③移架过程

当支架移动时，从台阶深入移出，接着继续移动，一直达到移架的步距，这就需要考虑由静摩擦系数以及底座压入底板所形成的台阶大小来决定的阻力。

### ④推溜过程

推溜过程主要是控制千斤顶动作，使工作面向煤壁一侧移动。推溜过程中，载荷主要来自于底板间的摩擦力以及液压元件的粘性摩擦力。

## 2.2 液压支架的液压系统

### 2.2.1 液压支架液压系统的基本组成及特点

液压支架的液压系统是通过各种不同的管接头附件以及高压胶管，将系统中的立柱、各个装置中的千斤顶及各种阀类与泵站，主供、回液管连接起来，让液压支架能系统地完成预先设定的动作和需要完成的各类需求<sup>[25]</sup>。

液压支架的液压系统是泵-缸开式系统。这样的回路系统是以乳化液泵作为动力源，各种液压缸作为执行元件，工作介质是高压乳化液，通过液压泵把发动机产生的机械能通过液压缸转换成液压能，经过传送后又转变回机械能，就这样通过机械能的传递和转换实现液压支架的不同动作<sup>[26]</sup>。

通常来说，液压支架的液压系统根据液压支架需要实现的不同的功能可以分为三个基本的部分，即泵站、立柱控制、千斤顶控制这三个相关联的系统。油箱、乳化液泵、控制元件和相当的辅助元件共同组成了乳化液泵站，普遍是在工作面的下顺槽进行安装，让其能够随着工作面一同推进<sup>[25]</sup>。单个液压支架在维护时，可以关闭需要维护的支架与主管路相连的截止阀，系统回路中的其他支架仍然能正常进行工作<sup>[25]</sup>。

液压支架液压系统具有以下的特点：

(1) 液压系统庞大，液压元件多。液压支架是沿采煤工作面全长铺设的，因此具有大量的立柱以及千斤顶，还有相当数量的方向控制阀和压力控制阀，有很多管接头和高压软管使整个液压系统变得复杂<sup>[25]</sup>。因此在系统中的各个部件之间的密封性能和工作时的可靠性对支架工作时的影响相当大。

(2) 工作压力高。在综采工作面，液压支架需要有相当数值的支撑力才能支护顶板，初撑力的大小一般是由泵站的工作压力来决定的，所以一般选取的泵站工作压力的范围在  $10\sim 35\text{ MPa}$  之间<sup>[27]</sup>。立柱的活塞腔在支架完成初撑后就需立刻封闭，这样就使得其达到工作阻力后的回路压力远大于工作压力。所以，液压元件的耐高压强度就需要足够的高<sup>[28]</sup>。

(3) 供液回路长，沿程压力损失较大。乳化液来自安装在工作面下顺槽的

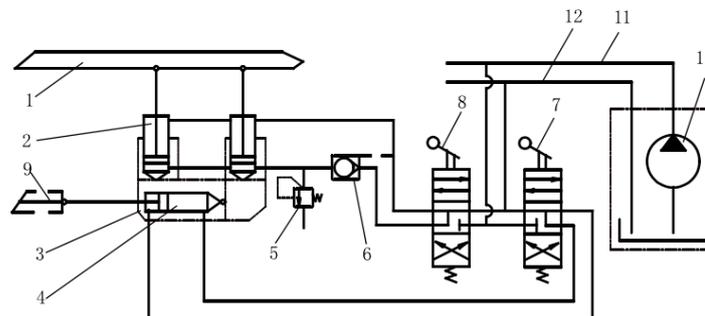
乳化液泵站，是支架的千斤顶和立柱工作的基础，但是经过长距离的输送后导致其沿程压力损失较大，特别是在移架及推移输送机的过程中，在液压回路中存在较大容量的工作液在持续不断地循环流动，所以主管路需要考虑有相当充足的过流断面<sup>[27]</sup>。

（4）工作环境潮湿、粉尘较多，采煤工作条件不稳定。由于地下工作面的空间有限所以检修不方便，因此还要求液压元件可靠，工作的寿命足够长。

（5）对液压元件有要求。由于工作液体是含水量为 95%的乳化液，所以这样就使润滑性和防锈性相对矿物液压油而言要低，因此需要液压元件精度高、使用良好材料制造之外，还要具有比较好的防锈和防腐蚀的能力<sup>[28]</sup>。

### 2.2.2 液压支架液压系统的基本工况分析

液压支架的庞大的液压系统，由于牵涉到大量的液压元件和液压回路，工作状态比较的复杂。根据如图 2.3 所示的液压系统的工作原理图，下面对液压支架具体的工况分析如下：



1-顶梁；2-立柱；3-底座；4-推移千斤顶；5-安全阀；6-液控单向阀；  
7、8-操纵阀；9-运输机；10-乳化液泵；11-主供液管；12-主回液管

图 2.3 液压支架液压系统工作原理图

（1）升柱：移动液压支架后需要将露出的顶板及时地进行支撑。将三位四通操纵阀 8 打到升柱位，高压油液从泵站流至液控单向阀 6，顶开单向阀球后流进立柱的活塞腔。顶板和顶梁之间相互作用关系在升柱的过程中一直在变化着，立柱的负载也就因为作用力的变化而进行相对应变化<sup>[29]</sup>。这个变化过程有三个阶段：初撑阶段、增阻承载阶段和溢流承载阶段，如图 2.4：

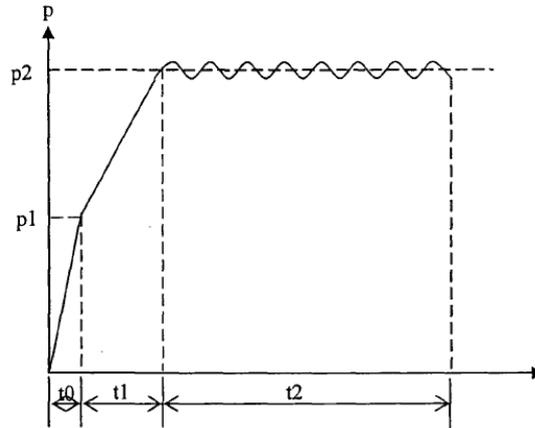


图 2.4 工作曲线图

①初撑阶段：支架上升让顶梁和顶板产生接触，立柱的下腔压力增大至乳化液泵站的工作压力 $P_1$ 后就关闭泵站液控单向阀。这个时候立柱活塞腔下腔受到的液体压力即为初撑力。

②增阻承载阶段：初撑完成后，顶板下沉时立柱活塞腔内的油液就会被压缩，使得其压力增大，支架下腔受到的压力值增大直到支架安全阀预先调定的压力值，此时立柱下腔压力即为支架的工作阻力 $P_2$ <sup>[30]</sup>。

顶板的下沉有两个因素，分别是支架对于顶板的初撑力大小以及顶板岩层的结构特征。因此为了避免初撑力太小时不能保证受支撑顶板的稳定性，或者初撑力太大时又会将顶板顶碎导致矸石冒落，所以从一般生产经验看来，掩护式支架的初撑力根据生产、设计经验设定为支架工作阻力的 70%。

③溢流承载阶段：顶板下沉时需要支架提供的支撑力会随之增大，当大于安全阀设定的调定压力值时，安全阀就会打开溢流从而让立柱下腔受到的压力降低；当立柱下腔受到的压力小于安全阀设置的调定压力值时，安全阀就会立刻关闭以让立柱下腔压力得到相应提升<sup>[31]</sup>。所以压力在安全阀设置的调定范围内，立柱下腔受到的压力曲线随时间呈现出波浪形的变化<sup>[13]</sup>。

(2) 降柱：当液压支架需要降柱操作时，高压油液进入立柱的活塞腔上腔，另一腔油液流回泵站，从而使活塞杆下降并最终让顶梁脱离顶板。

降柱过程和生柱过程比较相似，一般分为两个阶段：顶梁和顶板仍然还有接触时称为卸载冲击阶段；彻底分离之后是为降柱阶段。

(3) 移架：液压支架卸载过后，把三位四通操纵阀 7 打到移架位，此时高

压液体从乳化液泵站流入推移千斤顶后流回主回油管，支架完成移架。此时利用相邻支架之间的的推移千斤顶就可以用来固定运输机，避免支架不稳定的现象<sup>[25]</sup>。

（4）推移运输机：支架完成移架且重新支撑顶板后就需要吧运输机推移到新的工作位，将操纵阀 7 打到推溜位，运输机就会反将支架作为支点快速移动到下一个新的工作位置。

### 2.2.3 液压支架液压系统的基本回路

液压支架的液压控制系统包括两个最为基本的部分：主管路和基本控制回路。液压控制系统囊括了包括换向、差动、连锁、阻尼、锁紧等在内的许多基本控制回路。

#### （1）换向回路

换向回路是对各个液压缸的工作腔中的液流行进方向进行改变，从而最终让液压缸达到缩回或伸出的目的。从一般的生产设计经验来说，换向回路又分为简单和多路两种换向回路。

①简单换向回路：如图 2.5(a)中所示，该回路的操纵阀由数个三位四通换向阀构成，而且其中的每个换向阀只能控制单个液压缸进行换向。简单换向回路各个阀之间可以独立操作，可以达到各个缸之间的系统动作，但是对操作人员的高要求操作水平和技能，不能容忍失误操作对支架的损坏。

②多路换向回路：如图 2.5(b)中所示，操作阀 3 是就九位十通的控制阀，整体就一个把手操作，液压缸之间只能一次实现动作。多路换向回路的每一个工作位只对应相应的液压缸动作，不会因为误操作对支架造成损坏，因而对操作人员的操作水平和技能要求不是很高。

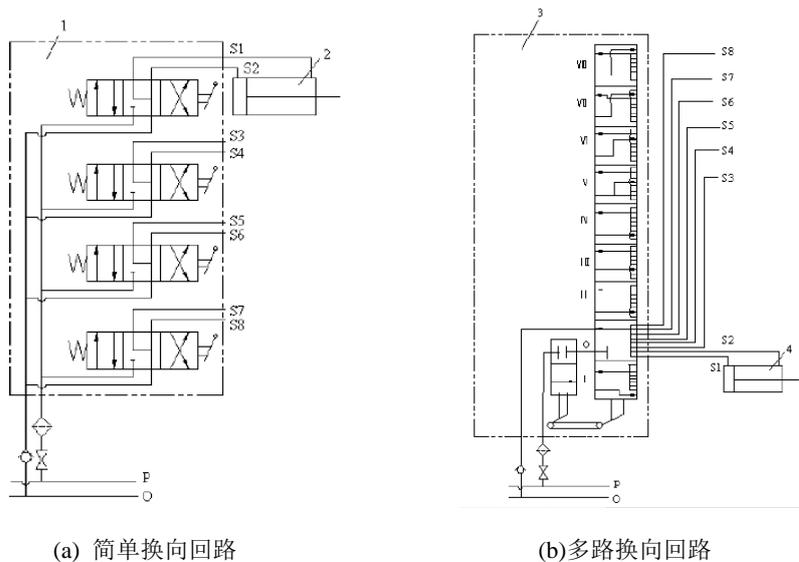


图 2.5 换向回路

(2) 连锁回路

液压缸再受到数个不同操纵阀控制的时候，连锁回路的应用可以使得他们之间的动作形成相互之间的制约，然后就能防止由于工人失误操作带来的严重后果。

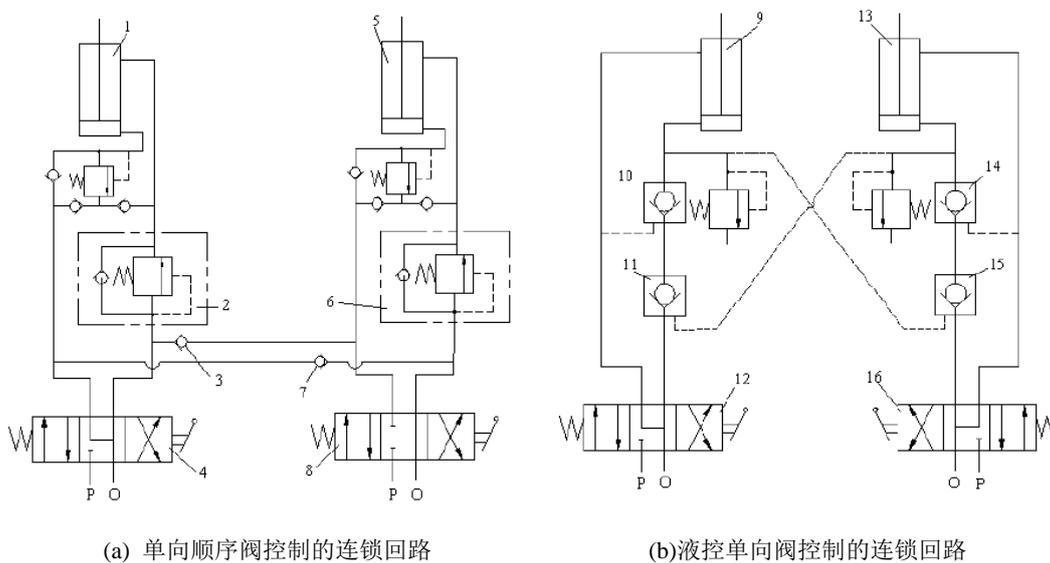


图 2.6 连锁回路

图 2.6 (a)的回路中使用了两个单向顺序阀以及两个单向阀组成的连锁回路，可以防止单个支架两个立柱同时降柱时引起的顶板坍塌。

当需要对立柱 1 的进行降柱动作时，从 P 口进入的高压油液在单向顺序阀 2 的阻拦下经过单向阀 3 来到了立柱 5 的下腔回路，当立柱 5 正在支撑时，单向顺序阀 2 就会因为压力达到预先设定的阀值打开使立柱 1 完成降柱动作；当立柱 5 也处在降柱的动作中时，液压油就会直接经过单向阀和操纵阀 8 回流，立柱 1 就无法完成降柱的动作，从而保证液压支架始终有立柱在支撑顶板；当立柱 5 处于为支撑状态时，操纵阀 8 已经归为零位，液压油就会直接进入立柱 5 的下腔使 5 完成升柱对顶板进行支撑，然后单向顺序阀 2 就会打开使立柱 1 完成降柱的动作<sup>[25]</sup>。反之，要对立柱 5 进行降柱的操作同样也有三种不同的情况。总之，这样的连锁回路可以保证始终有立柱对顶板进行支撑。

图 2.6 (b)使用了两个液控单向阀，也同样使回路中的两根立柱不能同时降柱而导致的安全事故。

在支架的每根立柱的下腔液路当中都安装了两个液控单向阀，当立柱 13 支撑时，液控单向阀 11 就会被解锁，这样就可以通过操纵阀 12 让立柱 9 完成降柱的操作<sup>[33]</sup>。反之只有立柱 9 支撑时才能让立柱 13 完成降柱的动作。在该回路中有两套不一样的液控单向阀，10 和 14 是用来锁定立柱下腔回路的，需要的打开压力值并不大；11 和 15 是对连锁回路的控制，需要让它的打开压力大于立柱支撑时的最小支撑力才能保证支撑的安全性。

### （3）紧锁回路

为了使得液压缸在不操作时也能承受回路中高压的液压油，就需要将液压油封闭在液压缸的工作腔中，紧锁回路就能实现这一目的。当液压缸的后腔封闭时能预防活塞杆往回缩，这样就能达到让液压缸能够承受推力负载的目的。当液压缸的前腔封闭时，能预防活塞杆被强行拉出，这样也就能达到让液压缸能够承受拉力负载的目的。当前、后腔同时被封闭时，液压缸就能同时承受推理负载和拉力负载<sup>[34]</sup>。

需要注意的是，在回路中应用普通单向阀来实现紧锁回路的目的的时候，就需要并联一条旁通解锁支路如图 2.7(b)。在液压支架的回路中，紧锁回路主要都是应用在推移千斤顶以及侧推千斤顶的回路中，起到放倒、防滑的作用。

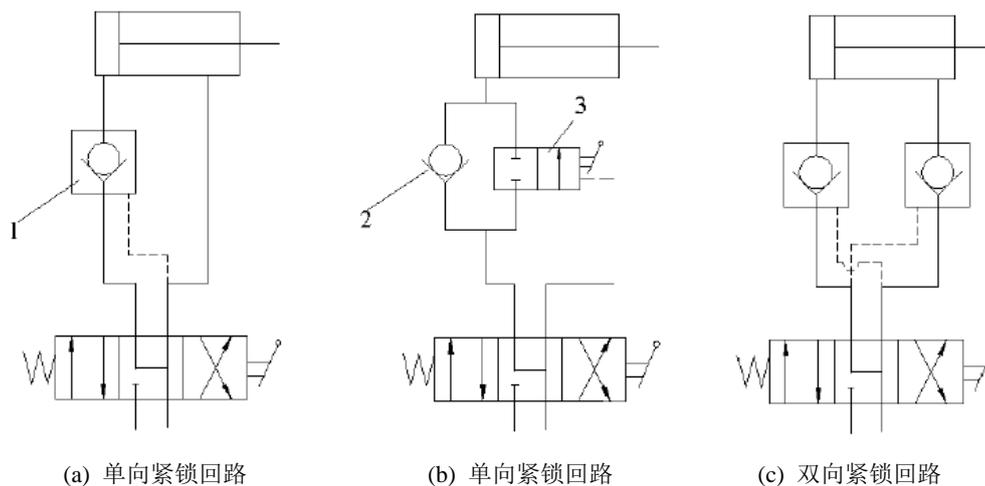


图 2.7 紧锁回路

#### (4) 阻尼回路

阻尼回路能够让处于浮动状态下的液压缸在一定范围内具备抗冲击负荷的性能，同时还能使液压缸更为平稳的进行相关动作。阻尼回路主要是在支路中连接节流阀或者节流孔形成，如图 2.8。该图中将节流阀 2 设置在液压缸所在的前腔支路当中，所以不管在供液亦或是回液的回路当中其都能起到节流作用。而通过在前腔支路中设置的单向阀与一个节流阀进行并联了之后，该回路就只能在回液时才能达到节流的目的，这样就能保证液压缸在动作缩回的时候能够稳定地完成该动作，并且同时具有承受一定的冲击的能力。基于阻尼回路的特性，所以一般将其用于千斤顶或者立柱的控制。

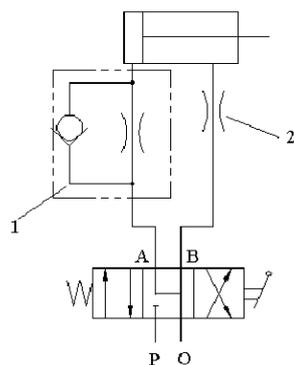


图 2.8 阻尼回路

## 2.3 液压系统原理图

通过前文对液压系统的个别回路以及其运行的原理，结合目前已有的液压支架的液压系统和相关的参考资料，本文制定的该型液压支架的液压回路原理图如图 2.9。

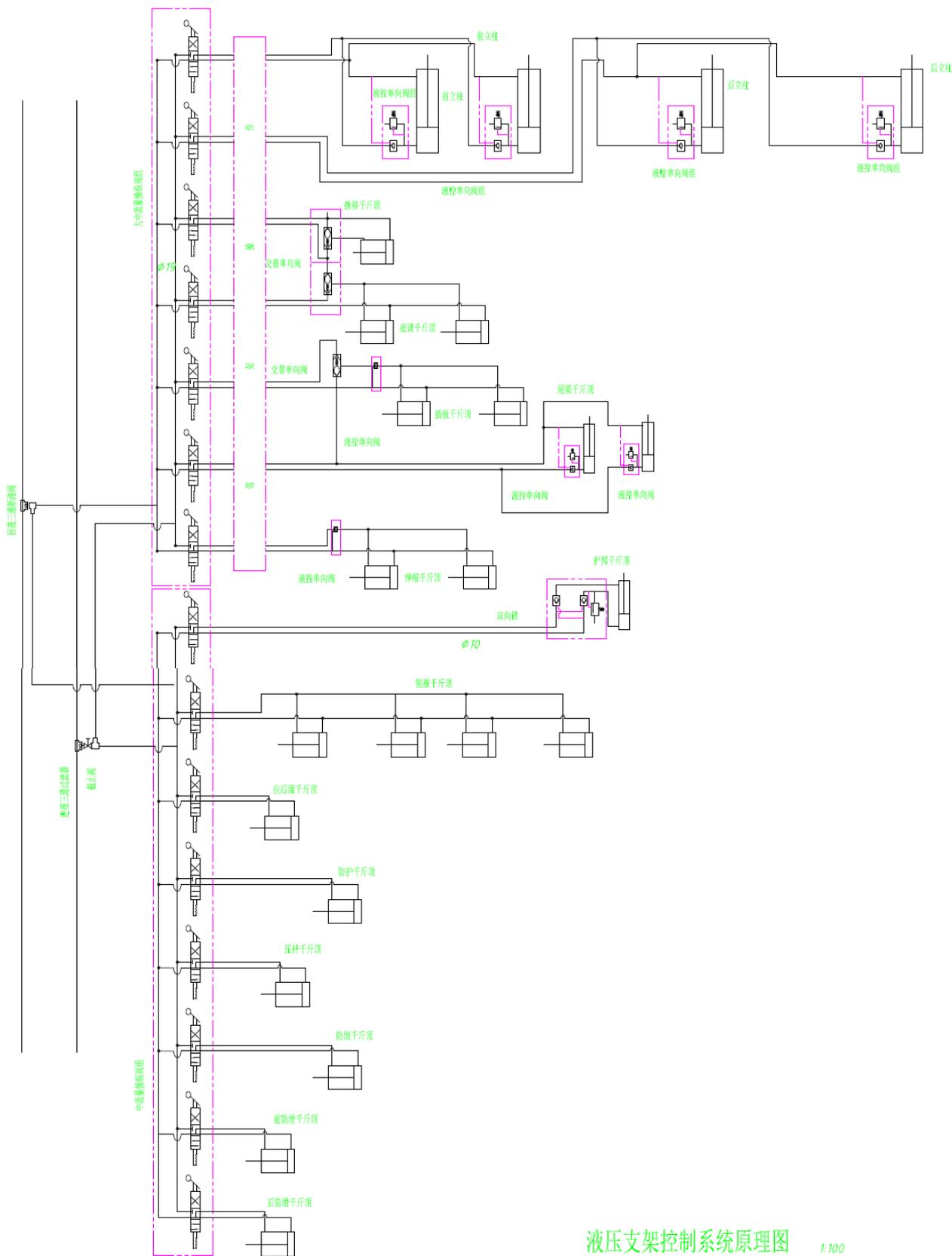


图 2.9 液压支架液压系统原理图

## 第3章 液压支架液压系统的设计

目前，液压支架液压系统的设计方法主要定量化设计和经验设计这两种方式。经验设计就是参考应用于目前已有的液压支架的液压系统，系统中相关的主要参数基本都是通过设计经验来确定得出的<sup>[28]</sup>。目前对于国内外来说，基本采用的方法都是通过经验设计得来的。所以本文也采用经验设计方法来进行本文液压系统的设计。

### 3.1 液压支架基本参数的确定

要完整、合理地设计出液压支架的液压系统，需要提前确定所有千斤顶以及立柱的数目，各类控制元件的型号、规格以及数量，而这些因素又是主要根据液压支架选用的架型、功能上的要求和结构设计来确定得到的，最终这些参数都得到之后就能制定出该型液压系统的系统原理图<sup>[25]</sup>。

#### 3.1.1 架型的选择

对于综采工作面来说，安全生产的关键在于工作面煤层所在的地质条件与支架架型是否相互适应。在综采工作面中，矿压的一般显现规律以及支架与顶煤之间存在的相互作用关系，在支架架型的选择过程中，我们需要对生产技术条件、煤层地质条件、经济条件进行相关的考虑。

本文将设计的一些条件在这里做一些制定，将煤层厚度 $H = 5.8 \sim 6.8 \text{ m}$ 、煤层倾角为 $21.6^\circ \sim 31.2^\circ$ 制定为本型支架适用的原始条件。从实际的生产设计经验来考虑，选用支撑掩护式放顶煤支架比较符合本文设定环境下的支护要求。

#### 3.1.2 基本参数的确定

根据参考成熟的生产经验，并未综合行人、工作面通风、合理采放比、顶板管理和高效开采配套设施这些基本要求，本文最后确定的支架高度范围为 $2300 \sim 4500 \text{ mm}$ （数据来自附表一）。

##### （1）支架工作阻力确定

###### ①估算法

在该方法中，一般认为支架工作面的工作阻力需要大于顶板冒落岩层的总重量以及基本顶在失稳时对支架产生的动载<sup>[35]</sup>，通过公式：

$$q = K_d \cdot q_{\text{冒}} \quad (3-1)$$

其中， $q$ 是支架工作面所需要的支护强度， $MPa$ ； $K_d$ 是基本顶失稳产生的动载系数，根据实际生产中的观测结果，取为 1.6； $q_{\text{冒}}$ 是冒落带的岩层重力产生的应力， $q = h\gamma$ ； $\gamma$ 是顶板岩层容重，取  $24 \text{ kN/m}^3$ ； $h$ 是冒落带的高度，本文根据实际生产经验取  $13 \text{ m}$ 。

所以支架的支护强度为：

$$q = K_d \cdot q_{\text{冒}} = 1.6 \times 24 \times 13 = 499 \text{ kN/m}^3 \approx 0.5 \text{ MPa} \quad (3-2)$$

②倍数岩重法

$$q = nh_m\gamma$$

其中： $q$ 是岩重系数，取值范围为 4~8，这里我们取最大值 8； $h_m$ 是采高，这里同样也取最大值  $3.5 \text{ m}$ ； $\gamma$ 是顶板岩层容重，取  $24 \text{ kN/m}^3$ 。

所以支架的支护强度为：

$$q = nh_m\gamma = 8 \times 3.5 \times 24 = 672 \text{ kN/m}^3 \approx 0.67 \text{ MPa}$$

考虑到一定的安全因素，而且通过这两种方法计算出来的支护强度都相对较为接近，因此本文确定的支架的支护强度需要大于  $0.7 \text{ MPa}$ 。

(2) 额定工作阻力的确定

$$P = q (L_K + L_D) \cdot B \quad (3-3)$$

其中： $P$ 是支架的额定工作阻力， $kN$ ； $q$ 是支架的支护强度，由前文的出为  $0.7 \text{ MPa}$ ； $L_K$ 是控顶距，这里取  $0.35 \text{ m}$ ； $L_D$ 是前梁和顶梁的长度，这里取  $4.8 \text{ m}$ ； $B$ 是支架的宽度，这里取为  $1.5 \text{ m}$ 。则：

$$P = q(L_K + L_D) \cdot B = 700 \times (0.35 + 4.8) \times 1.5 = 5407 \text{ kN} \quad (3-4)$$

考虑到一定的安全因素，并且基于以上的计算过程和高效安全的生产原则，本文在这里将工作阻力定为  $5600 \text{ kN}$ 。

## 3.2 液压支架液压缸的设计

### 3.2.1 立柱

(1) 支护方式与布置

本文设计的支架结构如图 3.1：

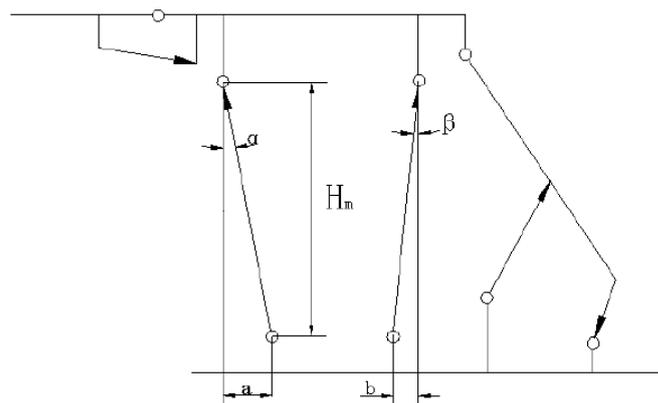


图 3.1 支撑掩护式液压支架结构简图

由图可以得出：

$$\cos\alpha = \frac{H_m}{\sqrt{H_m^2 + a^2}} \quad (3-5)$$

$$\cos\beta = \frac{H_m}{\sqrt{H_m^2 + b^2}} \quad (3-6)$$

结合上述的两个公式，同时根据本文在支架结构设计的相关部分中设定的参数，就能得到得到支架处于最高支撑状态时前排立柱的倾角  $\alpha = 5^\circ$ ，后排立柱的倾角  $\beta = 3^\circ$ 。

为了便于工人进行相关操作，本文根据实际生产经验确定得到的前后排立柱间距取为  $1080 \text{ mm}$ 。

## (2) 主要尺寸

立柱的缸体内径：

$$F_1 = 2P_a A (\cos 3^\circ + \cos 5^\circ) \quad (3-7)$$

其中： $F_1$ 是理论支护阻力， $kN$ ； $A$ 是立柱的横截面积， $cm^2$ ； $P_a$ 是乳化液的压强。

根据液压支架的设计生产经验，本文将乳化液泵站的额定工作压力定为  $28 \text{ MPa}$ ，考虑一定的沿程损失后  $P_a$  取为  $22.4 \text{ MPa}$ 。所以经过计算后得到的立柱的内径  $D_a = 22.6 \text{ cm}$ ，按照有关设计标准取整为  $230 \text{ mm}$ 。根据《液压系统设计简明手册》中表 2-3，活塞杆的直径是液压缸的内径的 0.7 倍，因此可以得到立柱柱径为  $161 \text{ mm}$ ，按照相关标准取作  $200 \text{ mm}$ 。

### （3）立柱初撑力

顶板对顶梁产生的初撑力关系为：

$$F_1 = \frac{\pi D_a^2}{4} P_a \quad (3-8)$$

带入数据计算得出：

$$F_1 = \frac{\pi \cdot 0.23^2}{4} \times 22.4 = 1163 \text{ kN} \quad (3-9)$$

### （4）立柱的实际工作压力及立柱用安全阀的调定压力

通过理论的支持阻力，就可以确定安全阀设定的调定值 $P'_a$ ：

$$P'_a = \frac{40F_Z}{\pi D_a^2} \quad (3-10)$$

$$F_Z \leq \frac{F_m}{2\cos 3^\circ + 2\cos 5^\circ} \quad (3-11)$$

由于支架设定的理论支持阻力 $F_m$ 受到支架支护的面积以及支架具有的支持强度的共同影响：

$$F_m = qF_c \quad (3-12)$$

其中， $F_c$ 是支护面积，是通过结构设计得到的。

综合这些数据，可以计算得出 $P'_a = 33.61 \text{ MPa}$ ，根据四舍五入取安全阀的调定压力为  $33.7 \text{ MPa}$ ，因此得到立柱的工作阻力

$$F_1 = \frac{\pi D_a^2}{4} P'_a = 1400 \text{ kN} \quad (3-13)$$

### 3.2.2 推移千斤顶

液压支架具有的移架力和推溜力都取决于液压支架的支撑高度、采煤深度、结构构造和顶板状况。按照常规来说，液压支架的移架力的取值范围在  $150\sim 300 \text{ kN}$ 、推溜力的取值范围在  $100\sim 150 \text{ kN}$ 时比较适用于中厚煤层的综采工作<sup>[36]</sup>。根据本文前文当中设定的煤层和顶板的条件，本文在这里将移架力和推溜力分别取值为  $250 \text{ kN}$ 和  $125 \text{ kN}$ 。

推溜时，我们只需要通过差动回路进行对推溜力进行计算：

$$F_{推} = \frac{\pi D^2}{4} P' - \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} P' \quad (3-14)$$

移架时，则只需要根据普通液压缸对移架力进行计算即可：

$$F_{移} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} P' \quad (3-15)$$

经过反向计算后，参照液压支架的有关设计标准和设计经验，本文将千斤

顶缸径取为 $D = 160 \text{ mm}$ ，柱径取为 $d = 105 \text{ mm}$ 。

### 3.3 大流量系统设计

为了尽量地让液压支架在升、降柱，拉架以及推移输送机时花费的时间缩短，一般就会在液压支架液压回路中采用大流量系统，以便于直接有效地达到现代化采煤矿井高产高效的需求。

#### 3.3.1 供液系统

为液压支架提供动力的是乳化液泵站，它为液压支架的各项工作状态和不同动作提供必须的工作液，液压支架的使用效果的优劣以及工作的性能的好坏都受到乳化液泵站的直接影响<sup>[37,38]</sup>。

##### (1) 确定泵站压力

根据液压支架的实际生产设计经验，通过支柱的初撑力以及千斤顶的最大推力这两种方式都能用于计算乳化液泵站工作压力。

##### ①根据支柱初撑力

$$P_{b1} = \frac{4 \times 1000}{\pi D^2} f_c \quad (3-16)$$

其中： $P_{b1}$ 是泵站提供给支柱所需要的工作压力， $\text{kg/cm}^2$ ； $D$ 是支柱缸径， $\text{cm}$ ； $f_c$ 是支柱的初撑力， $\text{cm}$ 。

##### ②根据千斤顶的最大推力

$$P_{b2} = \frac{4 \times 1000}{\pi D_1^2} f_r \quad (3-17)$$

其中： $P_{b2}$ 是支柱需要泵站提供的工作压力， $\text{kg/cm}^2$ ； $D_1$ 是支柱缸径， $\text{cm}$ ； $f_r$ 是千斤顶的最大推力， $\text{cm}$ 。

通过前文的两种方法计算得到乳化液泵站的压力之后，需要取得其中的最大值，同时考虑一定的管路中的压力损失之后得出乳化液泵站的工作压力。由于液压支架的液压系统比较复杂且回路较多，所以压力损失很大而且不便于具体的计算。根据目前的实际生产和设计经验来说，一般将液压支架回路压力损失的范围设定在工作压力的百分之十到百分之二十。

所以根据这些选择依据，并在经过计算后，本文将该型支架的乳化液泵站的工作压力取值为 $28\text{MPa}$ 。

## （2）确定泵站流量

泵站流量的大小是决定支架的移动速度的先决条件。一般而言在设计液压支架时，我们需要根据支架在移架过程当中有需要进行动作的液压缸设定的最大流量值才能最终确定出泵站的理论流量，同时由于操作时间、系统漏损这些因素的存在，所以最后得到的泵站的实际流量都大于计算得到的理论流量<sup>[39]</sup>。乳化液泵站的流量计算公式为：

$$Q_{\text{总}} \geq K(\sum Q_i) \frac{V_q}{l} \times 10^{-3} \quad (3-18)$$

其中， $\sum Q_i$ 是单台支架所有立柱和千斤顶在同时动作时需要的流量<sup>[40]</sup>， $\text{cm}^3$ ； $K$ 是回路损失系数，一般取 1.1~1.3； $V_q$ 是采煤机的牵引速度， $\text{m}/\text{min}$ ； $l$ 是支架的中心距， $\text{m}$ 。

当前我国的牵引速度是 5~6  $\text{m}/\text{min}$ ，取为 5  $\text{m}/\text{min}$ ； $K$ 取值 1.1，则：

$$Q_{\text{总}} \geq 194.56 \text{ L}/\text{min} \quad (3-19)$$

当前我国设计研发的泵当中，大流量液压泵基本分为 200  $\text{L}/\text{min}$ 和 315  $\text{L}/\text{min}$ 两种，当然也有更大的流量的液压泵，因为我国实际的制造技术、高效高生产以及需要与生产设别相互配套，所以本文乳化液泵的流量选择 200  $\text{L}/\text{min}$ <sup>[25]</sup>。

## （3）确定泵站的电动机功率

在本文的前文中得出了本文设计的泵站压力、流量的值，那么在这里就可以确定出泵站的输出功率，根据公式：

$$N = \frac{PQ}{612\eta} \quad (3-20)$$

其中： $P$ 是泵站额定压力， $\text{kg}/\text{cm}^2$ ； $Q$ 是泵站额定流量， $\text{L}/\text{min}$ ； $\eta$ 是泵站总效率， $\eta = \eta_v \cdot \eta_j$ ， $\eta_v$ 是容积效率， $\eta_j$ 是机械效率。

## （4）确定乳化液箱容积

乳化液箱为液压支架提供工作时的的工作液，但是由于井下的空间限制，乳化液箱的大小需要在满足液压支架正常工作的前提下，又不能过分大使得安装、搬运过程变得复杂。因此，根据生产设计经验本文采用集中式液压站。同时还需要特别注意的是，支架停止运行后，管路中的有很大一部分的油液会回流到液压箱，因此还需要预防油液从油箱当中溢流出来。根据实际的生产经验

配合现有的设计研发的经验，液压油箱的油位基本都只占油箱实际高度的 80% 左右。

另外，确定乳化液箱的容积大小同时还需要首先满足以下的条件：

- ①乳化液箱的容积必须大于乳化液泵排量的 3 倍；
- ②乳化液箱能够容纳所有供回液管路的回流液；
- ③乳化液箱容积能够容纳因为采高变化引起的支架所需液量差<sup>[39]</sup>。

### 3.3.2 管道尺寸与控制元件的设计

为了让大功率采煤机的采煤效率得到应有的充足发挥，满足当前采煤矿井高产高效的年代需要，因此快速采煤时基本都采用大功率采煤机。因此，工作面液压支架的必须相应地提高其移架的速度，要达到这样做的目的就在于液压元件的选择，而能满足这样要求的阀对于我国来说，已经不再是历史。在选择液压控制阀的具体规格、型号是，需要在一定程度上考虑控制阀的外形尺寸、油口尺寸、操纵方式、控制特性等一些阀门特点。

选择油管的尺寸时，一方面可以根据当前支架中选用的液压元件的接口尺寸，一方面也可以按照管路的允许流速经过一些列的计算得到。本文为了让液压回路增大流通流量以及油液压力，综合考虑诸多面的因素，所以将泵站到采煤工作面的主要供、回液管总长度各设定为 100 m，主供液管管径为  $\varnothing 31.5\text{ mm}$ ，主回液管管径为  $\varnothing 32\text{ mm}$ ，主操纵阀与截止阀两者之间的油管管径为  $\varnothing 19\text{ mm}$ ，全部将管路之间的连接采用为快速接头，把高压胶管全部取成标准规格<sup>[25]</sup>。

### 3.3.3 控制方式的设计

液压支架的控制方式一般来说有手动、自动化控制。通常需要综合考虑控制方式的主要依据是操纵要迅速、安全，动作要可靠和要便于日常的维修工作等。

因为本文设定的工作面所在的煤层倾角为  $21.6^\circ \sim 31.2^\circ$ ，所以在这样的煤层条件下经常发生煤块、矸石滚落的现象就比较的突出，非常不利于工人在开展采煤工作时的生产安全。所以本文选取单向邻架控制的控制方式来预防机具这些不安全因素的情况发生。

### 3.4 验算压力损失

#### 3.4.1 沿程压力损失

本文设定的液压缸与泵的管路长为 100 m，内径为 $\varnothing 31.5$  mm，最大流速是 0.5 L/s。因此油液在液压管路当中的实际流速为：

$$v = \frac{q_v}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (3-21)$$

带入前文当中的数据，

$$v = \frac{0.5 \times 10^{-3}}{\frac{\pi \times 0.0315^2}{4}} = 3.95 \text{ m/s} \quad (3-22)$$

雷诺数为：

$$R_e = \frac{vd}{\nu} \quad (3-23)$$

带入数据，

$$R_e = \frac{3.95 \times 0.0315}{4.3 \times 10^{-5}} = 2388 > 2300 \quad (3-24)$$

由上式的结果可以看出，油管中油液在管路中处于紊流流动的状态，所以油液在这种情况下的沿程阻力系数：

$$\lambda = \frac{0.3164}{R_e^{0.25}} \quad (3-25)$$

沿程压力损失：

$$\Delta P_1 = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (3-26)$$

通过代入数据计算得到，得到沿程压力损失为：

$$\Delta P_1 = \frac{0.3164 \times 9 \times 3.95^2 \times 960}{2388^{0.25} \times 0.026 \times 2 \times 10^6} = 0.117 \text{ MPa} \quad (3-27)$$

#### 3.4.2 局部压力损失

液压管路的局部压力损失：

$$\Delta P_2 = \xi \frac{v^2}{2} \rho \quad (3-28)$$

代入数据计算后：

$$\Delta P_2 = 1.2 \times \frac{3.95^2}{2} \times 960 = 0.009 \text{ MPa} \quad (3-29)$$

阀类元部件产生的局部压力损失 $\Delta P_3$ 的大小需要根据产品样本以及相关的计算，从而得到 $\Delta P_3 = 0.88 \text{ MPa}$ ，所以从泵站到液压缸的行程中产生的系统压力

损失为：

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = 0.117 + 0.009 + 0.88 = 1.006 \text{ MPa} \quad (3-30)$$

通过以上结果，泵站出口压力的实际值尚未达到本文泵站设定的额定压力，那么也就证明本文选择出来的泵是合理的。

### 3.4.3 管路系统总压力损失

在该液压回路中所有的局部压力损失以及沿程压力损失的总和就是在该液压系统中存在于管路的总压力损失 $\Delta P_0$ ，即

$$\Delta P_0 = \sum \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \frac{v^2}{2} \rho \sum \Delta P \quad (3-31)$$

经过计算，

$$\Delta P_0 = 0.652 + 1.006 = 1.658 \text{ MPa} \quad (3-32)$$

### 3.4.4 管路系统压力效率

$$\eta_p = \frac{P_0 - \Delta P_0}{P_0} \quad (3-33)$$

其中， $P_0$ 是系统的调速压力，在前文中取得经验值为 22.4 MPa，因此计算可得该管路系统的压力效率：

$$\eta_p = \frac{22.4 - 1.658}{22.4} = 0.93 \quad (3-34)$$

## 第 4 章 液压支架三维模型的建立

### 4.1 三维建模软件的选择

目前行业应用的三维软件有很多，譬如 SolidWorks、Pro/E、Inventor、UG、CATIA 等软件都在现在的行业中得到各个领域不同程度的青睐。根据作者自己的学习以及未来工作的情况，本文将使用 Pro/E 进行相关参数的三维建模。

Pro/E 是美国 PTC 软件公司在 1989 年开始发布的实体模型软件，在 20 余年的发展过程当中，Pro/E 已成为目前全世界普及度最高的三维 CAD/CAM 标准软件，并且大量地应用在机械、模具、工业设计、电子、航天、汽车、家电等诸多行业当中。Pro/E 的核心技术特点如下<sup>[41]</sup>：

（1）技术特点较为突出：提供出一整套机械产品设计的完整解决方案，是 Pro/E 和传统绘图工具（CAD）的最大区别，这套解决方案基本涵盖了从设计到加工、从有限元分析到相关指定机构的分析、从产品整个生命周期管理到产品数据库管理的许多内容，让这些数据能够更为直观的体现出来。

Pro/E 最大的优点就在于同一个工程中的数据均来自同一个数据库，其中数个独立用户能够同步对一个产品的造型展开不同的工作。任意参数在设计过程中发生变动后，就可以同步映射到整个设计过程当中的相对应的环节，例如二维工程图中相关数据的改变，就会让所设计的零件三维模型相应的作出相关的改变<sup>[43]</sup>。

（2）功能模块更为齐全：从三维设计的角度来说，Pro/E 的基本模块较同类型的软件更为齐全，如草绘模块、零件模块、装配模块、Surface 曲面模块等，可以对相关三维造型进行草绘、三维建模、设计装配等设计需要的操作。

（3）兼容性较强。目前来说，Pro/E 能够快速有效地与有限元分析软件 ANSYS 和 Cosmos、二维设计软件 AutoCAD、三维模型软件 UG、机构运动学分析软件 MotionWorks 和 Visual Nastran Desktop 以及产品数据管理 PDM (Product Data Manager) 等设计软件实现无缝兼容连接<sup>[44]</sup>。

（4）易操作和掌握：Pro/E 在众多的三维建模软件当中的普及度最高，相对而言它的相关操作比较简单易学，同时能够辅助设计人员对相对较复杂的结

构造型设计特别是其后续的分析计算有比较客观科学的结论。

## 4.2 支架模型的建立

本文的设计的液压支架的三维模型，是利用 Pro/E 来进行三维建模工作的。本文首先构建了顶梁、掩护梁、前连杆、后连杆、立柱、千斤顶以及底座等重要零部件模型的三维构造，接着再进行相关的装配和后续的有限元分析。

### 4.2.1 支架零件的三维结构模型

(1) 底座模型的建立，如图 4.1:

底座装配模型中主要零部件有用来连接底座与立柱底端的柱窝，其三维图如下:

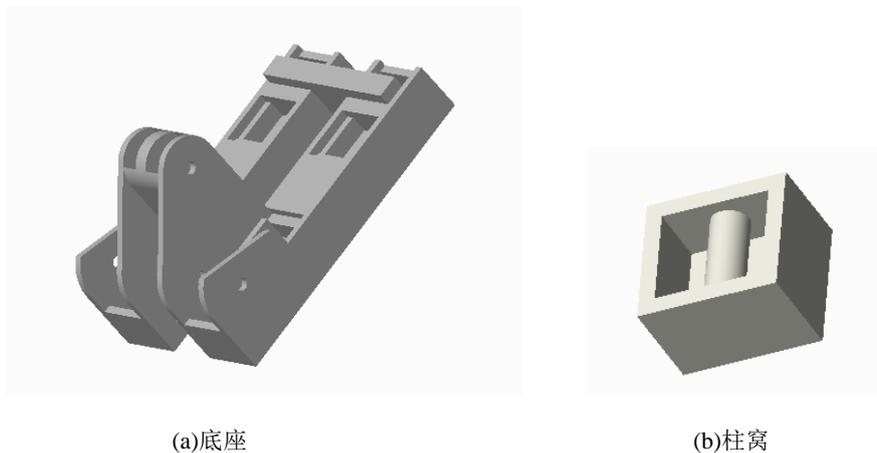


图 4.1 底座三维模型

(2) 顶梁模型的建立，如图 4.2:

顶梁的三维模型中主要零部件有用来连接顶梁与立柱上端的窝柱，其三维图如下:

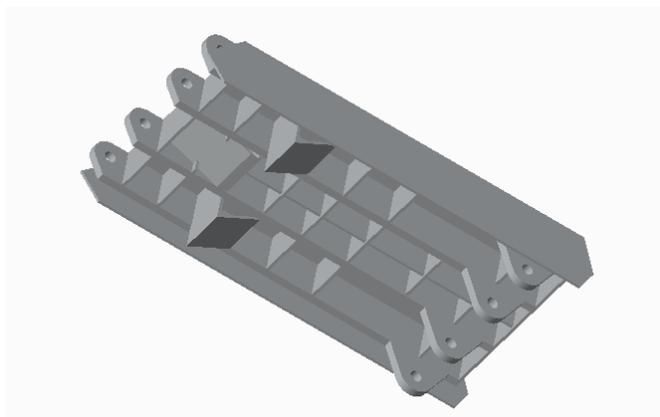


图 4.2 顶梁三维模型

(3) 掩护梁模型的建立，如图 4.3:

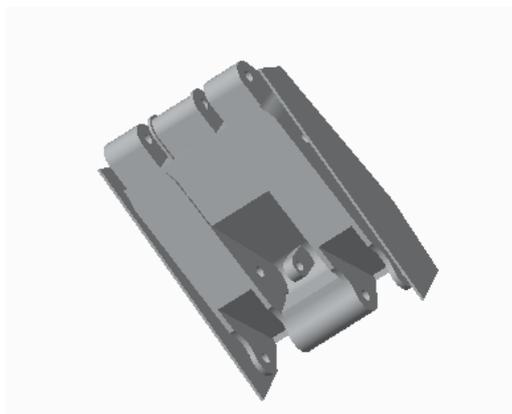
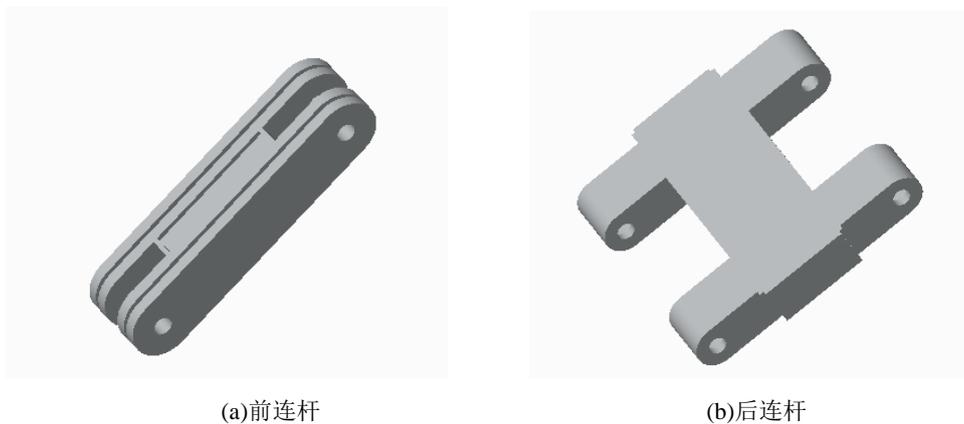


图 4.3 掩护梁三维模型

(4) 前、后连杆模型的建立，如图 4.4:



(a)前连杆

(b)后连杆

图 4.4 前后连杆三维模型

(5) 前探梁模型的建立，如图 4.5:

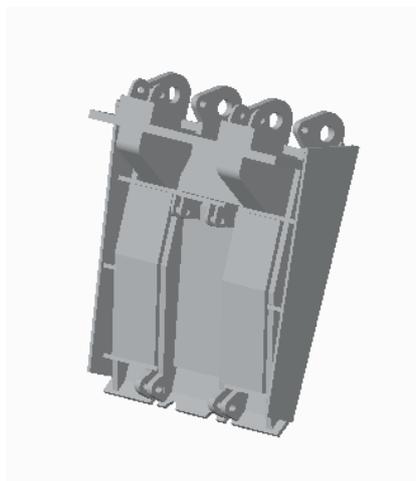


图 4.5 前探梁三维模型

(6) 立柱模型的建立，如图 4.6:

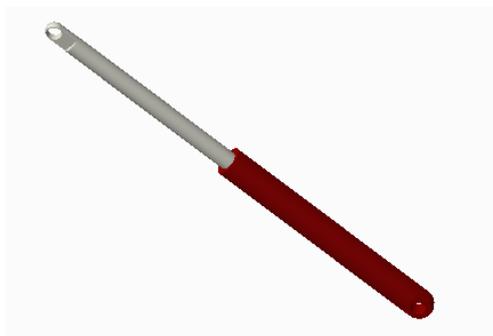
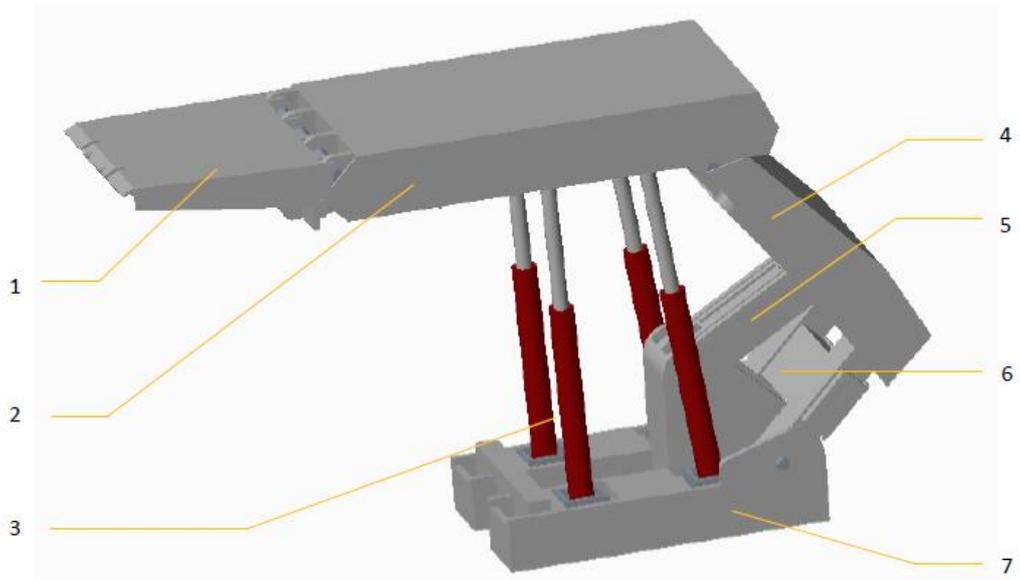


图 4.6 立柱三维模型

#### 4.2.2 基于虚拟样机的虚拟装配

在结束液压支架重要零部件的三维建模工作之后，就需要根据事先设定的设计要求对三维模型进行虚拟装配的工作。而实际上，零件之间设置的装配关系就是通过相互之间设置的位置约束关系来完成整体模型的组装过程<sup>[45]</sup>。因为 Pro/E 的单一数据库的关系，装配完成的整体模型仍然能够代表该设计模型的最新的数据特征和结构特征。Pro/E 中的约束方式一般有移动、连接和放置三种。放置适用于普通零件的装配，而对于需要做运动仿真的装配体来说，那么就需要选择连接来进行装配工作，才能完成接下来的分析工作。

经过装配后的液压支架模型如图 4.7。



1- 前梁；2- 顶梁；3- 立柱；4- 掩护梁；

5- 前连杆；6- 后连杆；7- 底座

图 4.7 液压支架整架模型

## 第 5 章 液压支架主要部件的有限元分析

当前各国普遍采用的液压支架的设计方法较传统的设计方法而言，通过应用计算机辅助制造（CAM），使用有限元方法对建立的三维实体模型进行有限元分析，不但让得到的数据更加科学合理，而且也在节约了人力以及物力的同时也缩减了液压支架设计的周期。

### 5.1 有限元法的原理及 ANSYS 软件

#### 5.1.1 有限元法基本原理

利用有限单元法进行分析计算的思路就是，将受力的整体离散成为有限个有限小的互相之间存在联系的单元，且每个单元间利用相互的单元节点连结<sup>[46]</sup>。划分单元时，需要根据实际计算的需要和计算精度，合理的对单元进行划分，包括单元的数目、和设置的单元机电等。然后分析单元的力学性质导出单元刚度矩阵，计算等效节点力来代替作用在单元上的力，利用结构力的平衡条件和边界条件重新连接各单元并形成整体的有限元方程，最终得到问题的求解后的近似值<sup>[47,48]</sup>。

#### 5.1.2 ANSYS 软件简介

ANSYS 公司推出的 ANSYS Workbench 作为新一代的 CAE 分析环境和应用平台，其强大的服务框架和总舵的模块为有需求的产品整机以及物理分析提供了一个相当优秀的科学合理的解决方案<sup>[49]</sup>。AWB 集集几何建模、有限元分析、优化设计这三个模块于一体，使得其分期的结果能够将 CAD 与 CAE 之间的分析参数进行优化对比和相互关联为用户得到更加合理的分析结果。

液压支架是复杂的大型机械结构，选用大规模且较为成熟的有限元结构分析软件，如 ANSYS、ADINA、SAPV，能够比较科学全面的得到分析及结果。基于这些考虑，本文选用 ANSYS 有限元软件对本课题的液压支架进行相关有限元分析与总结。

### 5.2 分析方案的制定

#### 5.2.1 简化模型

当前业界研究液压支架的方式主要是内加载的方式，也就是将立柱产生的作用力看作是支架受到的载荷进行分析。液压支架的结构比较复杂繁琐，且每一个零件的结构也是比较的复杂，所以为了让有限元分析的过程比较顺畅，我们需要对原有的支架模型进行一定程度上的简化。

总体结构上来说，需要将非关键性的承载（如插板）元件去掉，将立柱也去掉后将其作用力挂载在相应的位置上。零部件上的结构来说，需要将一些零部件上的对受力较小的部分（如千斤顶）去掉。

### 5.2.2 工况载荷的确定

在液压支架工作过程中，支架主要受到来自顶板的压力、底板产生的支撑力和相邻两支架之间产生的挤压力<sup>[50]</sup>。但是对于煤矿工作面来说，因为本身地质条件相对比较恶劣，所以支架受到的力长期处于不稳定的状态，所以液压支架实际受到的工况载荷比较的复杂。

根据我国对液压支架的分析研究实验标准看来，顶梁和底座通常是主要受到载荷的零部件。通常来说，这两者受到的载荷让工作状态变得恶劣的形式基本有 4 种，分别是中间集中、两端集中载荷，单侧偏载以及扭转载荷。由于分析情况比较复杂，本文的有限元分析选择 3 种不同组合的加载方式：

#### （1）顶梁两端集中载荷，底座受到偏载

顶梁和底座受到的载荷如图 5.1，这种加载方式通过分析顶梁均匀受到的载荷和底座前方受到载荷时的情况，得到支架底部受力不平衡时的状态。

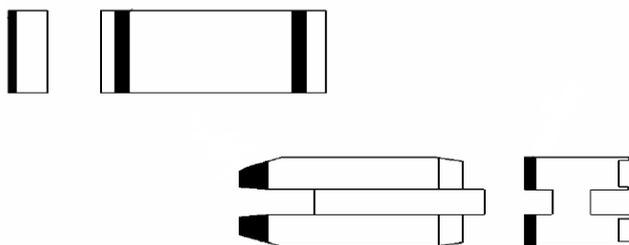


图 5.1 顶梁两端集中载荷，底座受到偏载

#### （2）顶梁单侧载荷，底座扭转载荷

顶梁和底座受到的载荷如图 5.2，这样的工加载方式能够通过分析结果得到

顶梁变形后的屈服形变以及底座受到最大扭力是液压支架的强度，得到支架支护不正常时的状态。

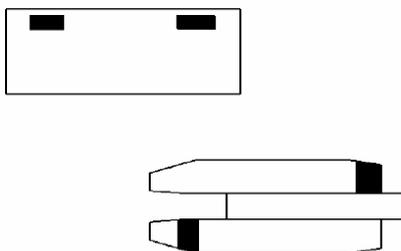


图 5.2 顶梁单侧载荷，底座扭转载荷

### （3）顶梁扭转载荷，底座两端集中载荷

顶梁和底座受到的载荷如图 5.3，这样的加载方式顶梁受到相当大的扭力，得到顶板载荷不均的状态。

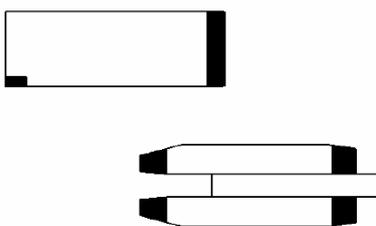


图 5.3 顶梁扭转载荷，底座两端集中载荷

## 5.3 各工况下的有限元分析

### 5.3.1 顶梁两端集中载荷，底座受到偏载

#### （1）顶梁

顶梁在该工况下顶梁分析后得到的应力云图如图 5.4。从图中可以看出，在给定的工况条件下，顶梁在约束部位受到的应力相对的比较集中，受到的最大应力是 394MPa，前后两段受到的应力都相对的比较大小但是分布相对对称。

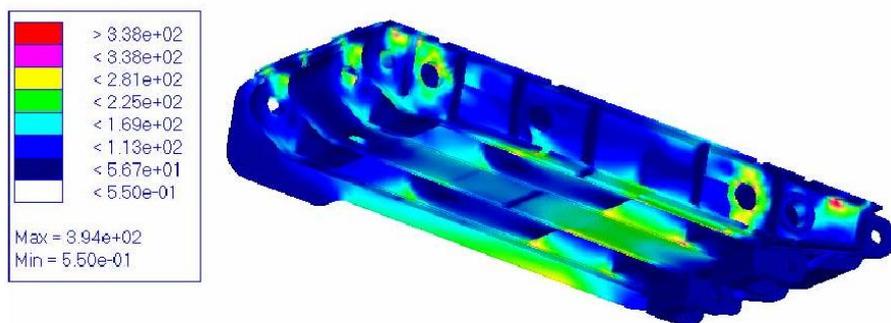


图 5.4 工况一下顶梁应力云图

## (2) 底座

底座在该工况下顶梁分析后得到的应力云图如图 5.5。从图中可以看出，底座受到的应力相对来说比较均匀，应力的分布也是相对的比较对称，这其中最大应力值根据分析报告为 348Mpa。

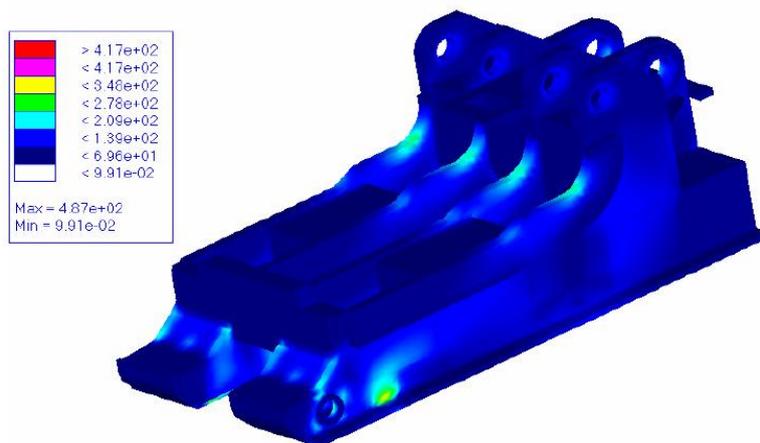


图 5.5 工况一下底座应力图

### 5.3.2 顶梁单侧载荷，底座扭转载荷

#### (1) 顶梁

顶梁在该工况下顶梁分析后得到的应力云图如图 5.6。从图中可以看出，顶梁在受到加载载荷的地方表现出应力集中，最大应力大约为 420MPa，其他未受到加载载荷的区域没有明显的应力变化。

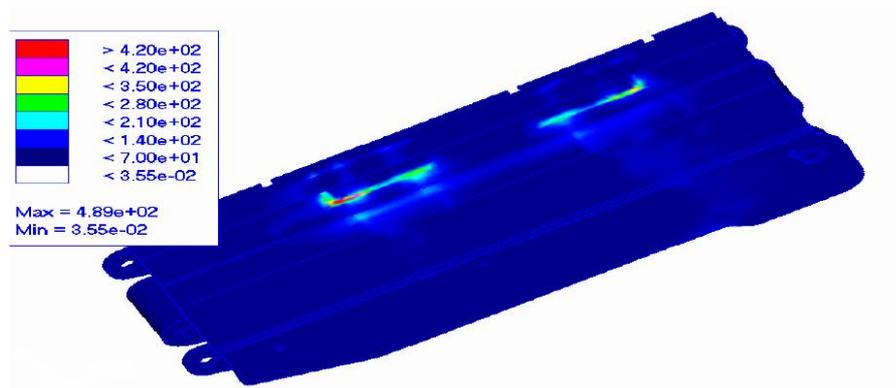


图 5.6 工况二下顶梁应力云图

## (2) 底座

底座在该工况下顶梁分析后得到的应力云图如图 5.7。从图中可以看出，过桥受到的应力变化相对比较大，最大应力达到 541MPa，大于了材料的屈服应力 450MPa，所以在这种工况下，受到最大应力的过桥很危险。

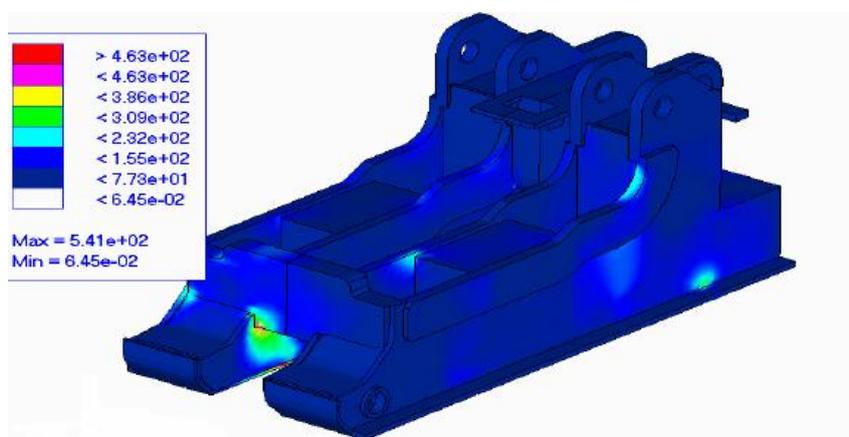


图 5.7 工况二下底座应力云图

### 5.3.3 顶梁扭转载荷，底座两端集中载荷

#### (1) 顶梁

顶梁在该工况下顶梁分析后得到的应力云图如图 5.8。从图中可以看出，顶梁受到的应力基本上集中在顶梁的中间位置，最大的应力大小大约为 609MPa，已经处于很危险的状态。

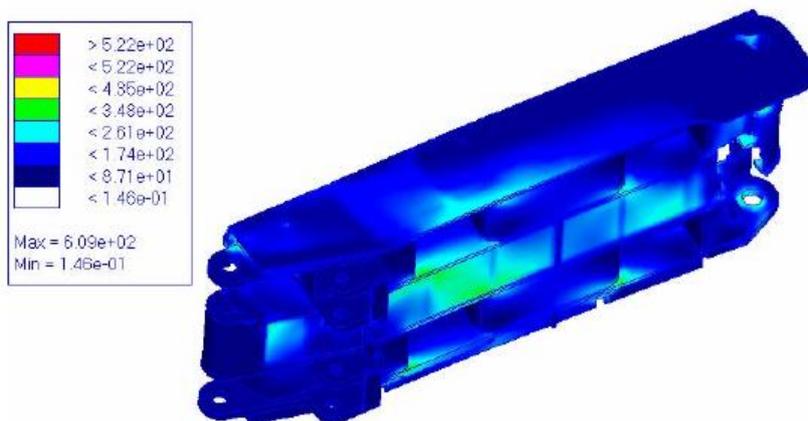


图 5.8 工况三下顶梁应力云图

## (2) 底座

底座在该工况下顶梁分析后得到的应力云图如图 5.9。从图中可以看出，底座受到的应力分布相对比较均匀，左右也相对对称。最大的应力分布在底座的中心位置，大小约为 385Mpa。

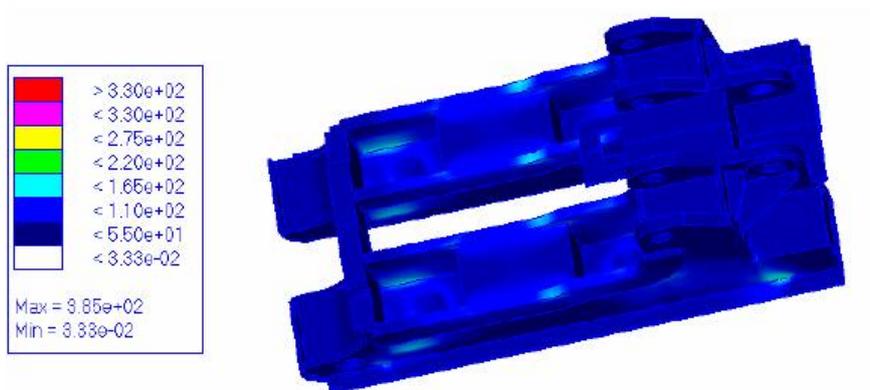


图 5.9 工况三下底座应力云图

## 5.4 分析结果

本文通过三种顶梁和底座受到的载荷分布情况来看，支架在受到偏载或者是扭转时，顶梁或者是底座受到的应力都相对的集中在加载载荷的地方，特别是顶梁或者是底座在受到扭转时应力会突增的特别大从而造成危险。

本文选定的三种加载方式基本上模拟了支架在底座正常支撑状态、顶梁正

常受到顶板载荷状态、底座支撑不平衡或扭矩状态、顶梁受到顶板载荷不平衡或扭矩状态下受到应力的情况。从以上这些分析结果看来，支架正常支护状态时能够提供安全可靠的工作空间，当支护状态发生改变后，极易发生危险。所以在综采过程中，需要时刻保持支架处于正常的支护状态，同时要保证支架的辅助装置正常工作才能为支架的正常工作状态所服务。

## 结 论

作为液压支架执行各种相关动作的技术基础，液压控制和液压传动的性能决定了液压支架的高效的工作性能。就目前而言，液压支架的设计都是靠经验积累和相互类比的方法进行的，通过计算机辅助设计进行仿真分析，而并非是通过样机对设计的合理性进行检验，这样就节约了大量的人力和物力，减小设计的漏洞造成的损失。

本文完成的工作如下：

（1）查阅相关液压支架有关于其液压系统、有限元分析以及结构等的相关知识，比较系统的总结出了液压支架在国内和过载的发展和研究现状，从中明确本文需要研究的内容和研究需要使用的引导方向。

（2）通过相关知识分析出液压支架的液压系统，然后对液压系统的基本组成、基础回路和工况分析进行较为系统的学习、分析过程。以某型支撑掩护式支架为例，进行了液压系统的设计，然后根据本文实际计算得到的有关数值，然后再参考以往生产设计的经验绘制出本文需要的的液压回路系统原理图。

（3）通过查阅相关的知识并获取相关的规格参数之后，对该型液压支架主要构成零部件进行三维实体建模，并基于 ANSYS 完成液压支架相关工况的有限元分析的工作。利用有限元分析软件 ANSYS，确定了液压支架不同工况下受到的不同载荷时的有限元分析，并得出液压支架的关键机械部件的应力应变分析云图，并分析结果中得出设计过程中需要对结构有特别设计或注意的地方。

本文利用有限元软件 ANSYS 对预先建立好的液压支架的三维实体模型进行应力应变分析，并且得出了具有一定意义的结论，但是由于学业能力和电脑水平不足以说明其中的实际问题，所以在针对某些问题的学习、研究上尚未达到相当的深度。因此还需要对液压支架的结构模型进行相当程度的完善和改进；针对于液压系统的研究也应该更加深入；对液压系统的相关计算或验算同样没有足够的全面，所以得到的结论比较的肤浅；有限元分析中的加载方式比较的理想化，还可以更加科学合理的进行分析。

## 致 谢

在本文的撰写成稿的过程中，胡波老师尽心尽力在本文从选题、研究方法到研究过程等各个方面给予我指导，让我能够在驳杂的信息中找到研究和解决本文问题的方法和方向，为本文最终的呈现提供了极大的帮助。

同时还要感谢汪缔洪同学在液压系统的设计计算部分给予的帮助和探讨，感谢孙建平同学在三维建模方向提供的帮助，感谢邓明飞、钟飞和陈建龙在有限元分析部分的交流学习以及讨论。

最后衷心的感谢各位老师和同学对于本论文完成给予的指导。

## 参考文献

- [1] 2014 年中国煤炭行业分析报告
- [2] 吴乐兵.液压支架的发展与前瞻[J].淮南职业技术学院学报, 2006,1:44-45.
- [3] 李蓉.液压支架报废技术检验规范的研究[D].太原.太原理工大学.2008.
- [4] 张立新.综采工作面支护系统可靠性理论研究[D].阜新.辽宁工程技术大学.2006.
- [5] 赵清铁.液压支护设备及组装[J].品牌与标准化, 2011,2:51-51
- [6] 周晓萍.液压支架结构优化与静力学分析[D].太原.太原理工大学.2013.
- [7] 夏秋仲.液压支架关键部件力学性能有限元分析[D].阜新.辽宁工程技术大学.2007.
- [8] 秦润泽.放顶煤液压支架的应力测试及有限元分析[D].西安.西安科技大学.2012.
- [9] 李立.基于有限元法的 ZFS3200 型液压支架工程分析[D].济南.山东大学.2007.
- [10] 李长江.液压支架的计算机辅助工程分析[D].济南.山东大学.2005.
- [11] 王艳伟.煤矿综采设备寿命评价的探讨[J].科技资讯, 2012,11:76-76
- [12] 沙宝银, 姜金球.液压支架检测检验技术综述[J].煤炭工程, 2012,1: 118-119.
- [13] 任锡义.液压支架整体动态特性仿真分析[D].太原.太原理工大学.2010.
- [14] 张怡馨.液压支架应力分析研究[D].西安.西安科技大学.2011.
- [15] 孙洪敏.浅谈综采工作面液压支架的应用[J].科技视界, 2013,24:279-279,307.
- [16] 高郁,冯旻.我国液压支架技术现状及发展[J].煤炭技术, 2003,7:4-6.
- [17] 罗恩波.国内外液压支架现状及我国的发展趋势[J].煤矿机电, 2000,3:27-29.
- [18] 刘军锋.综采工作面支架选型关键技术研究[J].青岛.山东科技大学.2013.
- [19] 张杰.液压支架设计软件的开发研究[D].西安.西安科技大学.2010.
- [20] 王娟.ZY8700/17/32 型液压支架的数字化样机研究[D].西安.西安科技大学.2007
- [21] 田振林, 张传伟, 李建华.综采工作面技术装备的发展动态[J].煤炭技术,  
2006,25(10):1-2
- [22] 李艳霞.ZY3000/10/20 排斥式液压支架改进设计研究[D].邯郸.河北科技大学.2010.
- [23] 戴汉政.大倾角液压支架整架仿真与稳定性技术研究[D].青岛.山东科技大学.2009.
- [24] Klishin V I, Tarasik. Stand tests of hydraulic support with respect to dynamic loads [J]. Fiz  
Tekh Probl Razrab Polezn Iskop, 2001.10:84-91
- [25] 王磊.液压支架液压系统的仿真研究[D].青岛.山东科技大学.2009.
- [26] 李强.煤矿乳化液泵站的使用维护[J].煤炭技术, 2009,28(6):23-24 .

- [27] 张林, 黄家正.综采工作面液压支架提高初撑力的途径与效果[J].中国科技信息, 2006,8:85-86
- [28] 吴小旺.液压支架机液联合仿真与液压控制系统分析[D].青岛.山东科技大学.2010.
- [29] 徐鹏.矿用液压支架电控系统的研究[D].阜新.辽宁工程技术大学.2011.
- [30] 周桂英, 刘辉, 谢苗, 崔闯.薄煤层液压支架虚拟样机的参数化分析[J].煤矿机械, 2008,29(11):77-78 .
- [31] 李晓白, 张亮, 王东攀.大采高工作面液压支架安全阀损坏原因分析[J].煤炭工程, 2014,46(4).
- [32] 黄华.放顶煤液压支架液压系统可靠性分析与研究[D].辽宁.辽宁工程技术大学.2007
- [33] 吴义珍.ZF3500/17/29 液压支架顶梁的有限元应力分析[D].西安.西安科技大学.2007.
- [34] 倪继勇.自移式掘进机辅助支护设备液压控制系统的研究[D].阜新.辽宁工程技术大学.2012.
- [35] 刘瑞生.准大采高综放工作面液压支架选型设计[J].煤矿开采, 2007,5:25-27.
- [36] 李学民等.浅谈综合采煤机械化的设备选型[J].中国科技投资, 2013,6.
- [37] 魏保玉.乳化液泵站在煤矿中的应用[J].科技与生活, 2011,20:186-187.
- [38] 杨晓敏, 韩键美.BRWZ550/31.5 智能型高压、大流量乳化液泵站使用寿命分析[J].科技信息, 2010,12.
- [39] 魏新生, 刘进.浅议液压支架制造总装厂房的动力系统施工方案[J].企业技术开发: 下, 2011,10:163-165.
- [40] 王勇.综采支架液压控制技术发展与展望[J].煤矿开采, 2005,3:4-6.
- [41] 芮冰, 黄软宗.我国采煤机 30 年发展回顾和展望[J].煤矿机电, 2000,5:36-40.
- [42] 刘欣丽.液压支架双伸缩立柱承载特性研究[D].青岛.山东科技大学.2010.
- [43] 陈浩.Pro/E 在计算机辅助夹具设计中的新应用[J].制造业自动化, 2010,3:22-24.
- [44] 王国法, 徐亚军.液压支架三维建模及其运动仿真[J].煤炭科学技术, 2003,1:42-45.
- [45] 韩毅.虚拟装配技术在机械设计中的应用与研究[J].中国科技投资,2014.
- [46] 殷增振.主轴系统试验台理论建模及结合部动态特性研究[D].昆明.昆明理工大学.2005.
- [47] 范云霄, 杨兵, 鲁绪阁, 钱抗抗.JG21-250A 开式压力机机身的优化设计[J].煤矿机械, 2008,29(4):25-27.
- [48] Desai C S, Abel J F. Introduction to the Finite Element method[M]. Van Nostrand Feinhold

Co.1972

[49] 黄华.基于导管间隙的气门偏摆落座特性的仿真系统研究[D].武汉.武汉理工大学.2010

[50] 谢道刚.大倾角综采液压支架支护技术与安全措施[J].煤炭技术, 2008,27(5):68-69

## 附录

附表一：支架高度选用参考

最大采高 $H_{max}/m$	最小采高 $H_{min}/m$	最大采高 $H_{max}/m$	最小采高 $H_{min}/m$
1.0	0.5	3.1	1.6
1.1	0.55	3.2	1.7
1.2	0.6	3.3	1.8
1.3	0.65	3.5	1.9
1.4	0.7	3.8	2.0
1.5	0.75	4.0	2.1
1.6	0.8	4.2	2.2
1.7	0.9	4.5	2.3
1.8	1.0	4.7	2.4
2.0	1.1	5.0	2.5
2.2	1.2	5.3	2.6
2.5	1.3	5.5	2.7
2.8	1.4	6.0	2.8
3.0	1.5		

附表二：支架立柱工作阻力参考

液压支架立柱工作阻力选择标准/ $kN$		
1200	3200	5400
1400	3400	5600
1600	3600	6000
1800	3800	6400
2000	4000	6800
2200	4200	7200
2400	4400	7600
2600	4800	8000
2800	5000	8600
3000	5200	8200