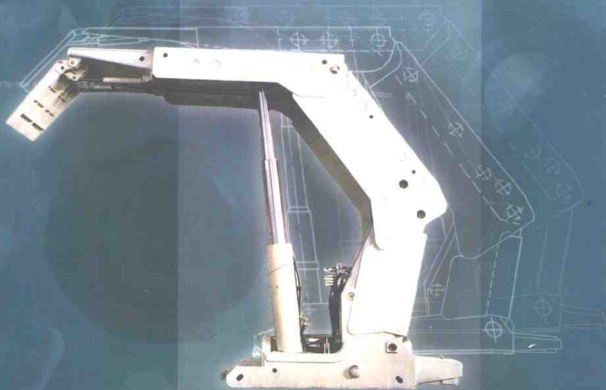


液压支架技术

POWERED SUPPORT TECHNOLOGY

王国法 等著



煤炭工业出版社

ISBN 7-5020-1706-2



9 787502 017064 >

ISBN7-5020-1706-2/TD355

书号: 4477 定价: 58.00元(平装)
68.00元(精装)

TD 355
W-347

煤矿开采实用新技术系列丛书之一

液 压 支 架 技 术

主编 王国法
著者 王国法 史元伟 陈忠恕 李继周 朱凤志
朱 军 王恩鹏 张银亮 王晓东 杜忠孝
傅京昱 孙桂英 邱开坤 胡万昌 孙守山
张惠民 李颖飞

煤炭工业出版社

890957

图书在版编目 (CIP) 数据

液压支架技术/王国法等著. -北京:煤炭工业出版社, 1999.8
ISBN 7-5020-1706-2

I. 液… II. 王… III. 回采工作面支护-液压支架-技术 IV.
TD355

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (1999) 第 16307 号

液 压 支 架 技 术

王 国 法 等 著

责任编辑: 黄朝阳

*

煤炭工业出版社 出版发行

(北京朝阳区惠光里 8 号 100016)

煤炭工业出版社印刷厂 印刷

*

开本 880×1230 mm¹/₁₆ 印张 22

字数 630 千字 印数 1—3, 000

1999 年 9 月第 1 版 1999 年 9 月第 1 次印刷

书号 4477 定价 58.00 元 (平装)
68.00 元 (精装)

版权所有 违者必究

本书如有缺页、倒页、脱页等质量问题, 本社负责调换

序

依靠科技进步,建设高产高效矿井,实现煤矿生产的机械化、自动化和安全高效,是煤炭工业发展的根本出路。

改革开放以来,我国煤炭科学技术取得了突飞猛进的发展,开采工艺及装备水平不断提高,机械化程度逐年上升,安全生产状况显著改善,高产高效纪录不断刷新。一大批创新科研成果不断涌现并推广应用,使我国煤矿开采技术跻身世界先进行列。为了全面总结近十年来煤矿开采实用新技术成果,促进科研成果转化为生产力,推动煤炭行业的技术进步,煤炭科学研究总院北京开采研究所和煤炭工业出版社组织编写和出版“煤矿开采实用新技术系列丛书”,这是一件十分有意义的工作,也是对我国煤炭工业的又一重要贡献。我谨对本丛书的出版表示热烈祝贺。

发展高效综采的关键是装备技术的现代化。液压支架是综采工作面关键设备,它的适应性和可靠性是决定综采成败的关键因素之一。北京开采研究所是我国最早进行液压支架研究和设计的单位之一,长期以来,该所与有关兄弟厂、矿和研究单位密切合作,取得了一批重要成果。先后研制成功薄煤层、中厚煤层、大采高和放顶煤等各种类型的液压支架,满足了我国煤炭工业发展的需要。特别是近十年来,该所深化科研体制改革,加强人才培养,面向市场,加快技术创新步伐,取得了液压支架系列优化设计、提高液压支架可靠性、液压支架大流量快速移架系统、新型高效低位放顶煤液压支架、提高综放工作面回采率的研究等一系列重要成果,为煤炭工业的发展做出了新的贡献。

《液压支架技术》是煤矿开采实用新技术系列丛书之一,内容新颖、翔实,论述深入、系统,具有重要参考价值。相信本书的出版会为广大读者提供有益的帮助。

范维澄

中国煤炭学会理事长
中国工程院院士
1999年8月16日

4/502/31

前 言

煤矿的根本出路在于机械化,我国自70年代初开始大规模引进国外综采设备,发展综合机械化采煤。与此同时,煤炭科学研究院及相关厂矿共同开始了对液压支架的科研和技术攻关,至80年代末,已先后研制成功薄煤层、中厚煤层、厚煤层和特厚煤层综采成套设备和技术,基本上取代了进口,促进了煤炭工业的快速发展。到1997年全国国有重点煤矿综合机械化程度已达到48.38%,相继建成一批高产高效的矿井。国产综采设备的水平有了较大的提高,一些技术指标接近或达到国际先进水平。我国综采设备已开始打入国际市场,先后出口到美国、印度、土耳其、俄罗斯等国家。

液压支架是综采工作面的重要设备之一,其投资约占综采工作面成套设备总投资的60%左右,其作用不仅是支护顶板、维护安全作业空间,而且要推移工作面输送机和采煤机。因此,液压支架的性能和可靠性是决定综采成败的关键因素之一。

煤炭科学研究总院北京开采研究所是我国最早从事综采液压支架设计研究的单位之一,也是全国煤炭系统液压支架的技术归口单位,负责起草制定了《液压支架通用技术条件》、《液压支架型式及参数》、《液压支架设计规范》等系列技术标准。本所液压实验室是国家煤矿支护设备质量检测中心。

北京开采研究所具有多学科的综合优势,依靠经验丰富的科技人员队伍、先进的计算机辅助设计手段和较完善的试验条件,长期坚持面向生产,与实践相结合的科研路线,根据我国煤矿综采发展的要求,不断研究开发液压支架新架型、新技术,到目前已设计开发近200余种各种类型、各种用途的液压支架,并且大力加强基础研究,取得了液压支架系列优化设计及提高可靠性的研究等一系列研究成果。

本书认真总结了北京开采研究所20余年液压支架研究成果和技术,全面论述了国内外综采液压支架发展现状和趋势,液压支架型式参数和型号编制,液压支架支护原理与选型,液压支架结构参数设计方法和要求,液压支架受力分析,液压支架计算机模拟试验,液压支架参数优化设计与CAD,液压支架立柱和千斤顶,液压支架控制系统和阀,薄煤层和中厚煤层液压支架,大采高液压支架,放顶煤液压支架,铺网液压支架和大倾角液压支架,端头液压支架及液压支架的检验等。

本书由煤炭科学研究总院北京开采研究所国家级有突出贡献的中青年专家王国法研究员主编、统稿。本著作第一章、第三章、第四章、第五章、第六章、第十章、第十一章(第三节)、第十四章(部分)等由王国法研究员执笔,第二章由史元伟研究员执笔,第七章由陈忠恕教授级高工、孙桂英高工、张银亮工程师执笔,第八章由李继周研究员执笔,第九章由朱凤志教授级高工、邱开坤高工、李颖飞博士执笔,第十一章由朱军工程师(第一、二节)、孙桂英高工(第四节)、胡万富高工(第五节)执笔,第十二章由王恩鹏高工执笔,第十三章由张银亮工程师(第一、二、三、四节)、邱开坤高工(第五节)、孙守山高工(第六节)执笔,第十四章(部分)由王晓东工程师执笔。赵衡山研究员、史元伟研究员、陈忠恕教授对本书进行了认真的审核。周群、华辉、曾明胜工程师等参加了书稿校订工作。

中国工程院院士范维唐教授对本书的编著出版给予亲切的关怀和鼓励,煤炭科学研究总院领导、煤炭科学基金委员会、北京开采所学术委员会和本丛书编委会的有关专家给予了大力支持。本书在编著过程中,北京开采所液压支架研究室全体同志密切配合,黄高智研究员、李兴海研究员、朱德政研究员、曹铁生高工、朱荣辉高工、刘玉文高工、张惠民高工、张华丰高工等老专家们无私地提供资料和指导。《煤炭学报》编辑部高雪梅、柳玉柏、温润和、国来忠、官山月等同志为本书的编辑付出了大量劳动。谨此向他们致以崇高的敬意。

本书为煤矿开采实用新技术系列丛书之一,可供从事液压支架设计研究、制造和使用的工程技术人员阅读,也可供煤矿现场从事综采生产、设备管理、矿井设计的工程技术人员和管理干部参考,可作为综采队培训教材,也可作为煤矿高等院校本科生和研究生的教学参考书。

作 者

一九九八年十月

内 容 提 要

本书为煤矿开采实用新技术系列丛书之一,是一本关于综采工作面液压支架与支护技术的专著。书中较全面地介绍了国内外综采技术发展概况,液压支架支护原理与选型,论述了液压支架结构参数设计方法、受力分析、模拟试验和参数优化设计与CAD;各种类型液压支架的设计、结构、原理和技术要点;液压支架立柱、千斤顶、阀和控制系统的设计和原理;液压支架的检验。本书是作者和煤炭科学研究总院北京开采研究所液压支架和综采支护技术研究成果的总结,内容新颖、实用性强。

本书可供从事煤矿机械化工作的广大干部和技术人员阅读,可作为综采队伍培训教材,也可作为煤炭院校师生的教学参考书。

目 录

第一章 综 述	1
第一节 国外主要产煤国家综采技术的发展趋势	1
第二节 我国综采技术发展现状及问题	3
第三节 煤矿高产高效综采技术的发展趋势	5
第四节 液压支架的组成和支护方式	6
第五节 液压支架的型式、参数和型号编制	8
第二章 支护原理与支架选型	15
第一节 长壁采煤工作面矿压显现和围岩稳定性	15
第二节 综采工作面矿压显现与支架—围岩力学相互作用	20
第三节 支护参数优化选择计算和液压支架结构选型	29
第三章 液压支架结构参数设计方法和要求	36
第一节 液压支架主要结构参数和型式的确定	36
第二节 掩护式支架平衡千斤顶和顶梁机械限位装置的设计	46
第三节 四连杆机构作图法	49
第四节 四连杆机构解析法设计和运动分析	51
第五节 液压支架的安全性要求	53
第六节 液压支架的适应性要求	54
第七节 液压支架技术特征参数的计算	55
第四章 液压支架受力分析	57
第一节 顶梁和底座上的压力分布	57
第二节 液压支架简化平面受力分析	67
第三节 液压支架空间力学模型受力分析	70
第四节 液压支架主体结构的强度计算	82
第五节 液压支架非主体结构件的强度计算	87
第六节 液压支架试验应力的分析	94
第五章 液压支架计算机模拟试验	100
第一节 SSTS 模拟试验仿真软件系统	100
第二节 液压支架计算机模拟试验模型	103
第三节 液压支架计算机模拟试验结果分析	105
第六章 液压支架参数优化设计与 CAD	116
第一节 优化设计方法概论	116
第二节 液压支架总体参数优化设计	117
第三节 液压支架数据库及其应用	123
第四节 液压支架 CAD 系统开发	126
第七章 液压支架立柱和千斤顶	133
第一节 液压支架立柱	133
第二节 液压支架千斤顶	139
第三节 液压支架立柱、千斤顶活塞和活塞杆的密封形式、尺寸和公差	142
第四节 液压支架立柱、千斤顶结构合理化	145
第五节 液压支架立柱强度计算	150
第八章 液压支架阀和控制系统	155

第一节	阀	155
第二节	液压支架控制系统	186
第二节	液压元件与液压系统的模拟试验	199
第九章	薄煤层和中厚煤层液压支架	201
第一节	薄煤层液压支架的结构特点和设计	201
第二节	典型薄煤层液压支架	202
第三节	适应不同条件的中厚煤层液压支架结构设计	204
第四节	中厚煤层液压支架轻型化	210
第五节	印度综采长壁工作面液压支架选型标准	213
第十章	大采高液压支架	226
第一节	国内外大采高液压支架技术的发展概况	226
第二节	大采高工作面矿压规律	228
第三节	大采高支架的稳定性	233
第四节	大采高支架设计的技术要求	240
第五节	典型大采高支架	241
第十一章	放顶煤液压支架	246
第一节	放顶煤液压支架的发展和架型选择	246
第二节	放顶煤液压支架设计的技术要求	252
第三节	新型反向四连杆大插板低位放顶煤支架	257
第四节	轻型单摆杆放顶煤液压支架	260
第五节	放顶煤过渡支架	266
第十二章	铺网液压支架和大倾角液压支架	272
第一节	铺网液压支架	272
第二节	大倾角液压支架	278
第十三章	端头液压支架	287
第一节	综采工作面端头支护要求和端头液压支架的作用	287
第二节	端头支架的分类和技术要求	288
第三节	普通工作面端头支架	295
第四节	放顶煤端头支架	302
第五节	大倾角端头液压支架	307
第六节	气(水)垫式端头支架	309
第十四章	液压支架检验	312
第一节	概 述	312
第二节	液压支架结构件检验	313
第三节	液压支架立柱和千斤顶检验	316
第四节	液压支架用网检验	320
第五节	液压支架胶管总成及中间接头检验	327
第六节	液压支架整架检验	329
第七节	液压支架检验技术的发展	340
参考文献		345

第一章 综 述

第一节 国外主要产煤国家综采技术的发展趋势

综合机械化采煤是煤矿开采技术现代化的重要标志。80年代末以来,世界主要产煤国家高产高效综采技术迅速发展,特别是美国、澳大利亚、德国、英国和南非发展最快。综采工作面高产高效纪录不断刷新,综采装备新技术层出不穷。

1993年,美国综采工作面平均班产达到3 076 t洗精煤,据33个综采工作面的统计数据,平均年产145.4万t洗精煤,平均工效274 t/(工·d),工作面搬家(包括设备安装)时间平均684人工/面。工作面平均长度240 m,最大长度335 m。1994年平均班产进一步提高,其中,前10个工作面年平均班产达到5 998 t洗精煤,相当于年产400万t以上的水平。沙莫罗克公司(SHAMROCK)的彼克佛克矿在123个小班中产煤166万t,相当于月产83万t;塞普路斯阿马克斯煤炭公司卡姆博兰德矿1995年6月达到月产洗精煤57.3万t的纪录,阿科煤炭公司的西摩鹿矿1994年11月创造了日产4.5万t的世界纪录,当月产量50余万t。

美国1994年共有80个长壁工作面,其中有70个工作面是电液控制的工作面,占87.5%,使用两柱掩护式支架73套,四柱支撑掩护式支架7套,两柱掩护式支架占91.25%,支架工作阻力大部分在7 000~8 000 kN,最大的两柱掩护式支架工作阻力达到9 800 kN。普遍装备大功率电牵引重型采煤机组和大功率、大运量、高可靠性刮板输送机。

澳大利亚近10年来综采发展很快,综采工作面数量从1980年的3个增加到1994年的25个,井工效率达到17.71 t/工。科迪尔克斯矿和巴波尼矿的综采工作面年产量已超过300万t。为使综采产量持续增长,近几年来澳大利亚采取了一系列措施,包括改革劳动制度,采用各种新设备、新技术,综采工作面优选世界各国最先进的重型高效装备,实现一井一面,集中化生产。

英国和德国是世界上综采技术装备最先进的国家,由于受其自然煤层赋存条件的限制,其高产高效工作面的纪录不如美国和澳大利亚,但世界著名的采煤机械公司主要集中在德国和英国。近年来,由于国际采矿业市场的不景气和激烈竞争,导致各公司的相互兼并,形成几个大跨国公司。为占领市场,各公司不断开发新技术、新产品。

世界主要产煤国家技术经济指标见表1-1。

高产高效综采技术的核心是工作面综采设备,近10年来,工作面三大配套设备——采煤机、刮板输送机和液压支架,在设计方法和结构上都有了重大发展,主要是提高设备生产能力和可靠性,改进操作性能。

采煤机技术发展的一个突破是采用了多电机牵引技术,大大简化了机械传动系统。采煤机的模块化设计使机器的维护和监测更加简便,可靠性更高。现代先进采煤机的主要特点是:①多电机交流变频调速或直流调速电牵引,牵引速度不断提高,最大牵引速度已达到29 m/min;②大功率、高电压、大截深,采煤机装机功率超过1 200 kW,现行1 100 V工作电压已不适应大功率采煤机的要求,美国目前常用电压为2 300 V,部分工作面开始使用4 160 V电压;英国、澳大利亚使用3 300 V电压;法国使用5 000 V电压;波兰使用6 000 V电压。采煤机截深达到1~1.2 m;③积木式结构,各单元之间没有机械动力传动,简单可靠;④其中更先进的设备,可实现滚筒自动导向,其实质是煤岩界面探测技术,它

能自动识别煤层界面，并据此自动调节液筒截割高度；⑤煤尘控制和故障诊断系统。

表 1-1 1994 年世界主要产煤国家技术经济指标

国 家	煤矿数	煤矿职工人数 (万人)	原煤产量 (亿 t)	井工比重 (%)	井上效率 (t/工)	百万吨死亡率 (人/万吨)	采煤机械化程度 (%)	综合机械化程度 (%)
中 国	75 000	338.92*	12.50	93.36*	1.59*	1.191*	71.02*	44.75*
美 国	3 600	10.2	9.35			0.047	100	
俄 罗 斯	262	81.9	2.71	43.9	2.24			85.7
澳 大 利 亚	40		2.70		17.71	0.015		
德 国	40	14.48	2.64	21.66	5.329		99.9	99.9
印 度	547		2.63	26.17	0.51	0.75		
波 兰	73	29.4	2.01	66.73	2.35	0.25	98	
南 非	80	4.7	1.95	60	13.17			
英 国	59	1.886 4	0.572	76.4	8.76	0.12	99.8	99.9
哈 萨 克 斯 坦	33	10.7	1.09					
乌 克 兰	253	81.15	0.94			4.4		76.4

* 国有统配煤矿数据。

几种国际著名采煤机技术特征参数见表 1-2。

表 1-2 先进采煤机技术特征参数

项 目	Electra1000 (安德森)	4LS 型 (久益)	6SL (久益)	EDW-450/1000L (艾柯夫)
装机总功率 (kW)	最大 1 220	605 (740)	1 045	1 080 (1 180)
截割电机功率 (kW)	2×230, 2×300, 2×375 2×450, 2×500	2×268, 2×395	2×410	500×2 (550×2)
牵引电机(直流)功率(kW)	2×26, 2×41, 2×56	2×26	2×45	2×40DC
牵引速度(直流)(m/min)	10/23	12.2/20	9.1/15.2	7.5/12.3
泵站电机功率 (kW)	1×37.5	8.5	30×2	
牵引力 (kN)	390~600	460	510	584
供电电压 (V)	1 140, 2 300, 3 300	2 300, 3 300	2 300, 3 300	3 300, 5 000 (2 300, 4 160)
摇臂长度 (mm)	2 400	1 943	2 510	1 960
滚筒直径 (m)	1.4~2.7	1.22~1.52	1.52~2.44	1.8~2.3
滚筒截深 (mm)	767~1 100	680~1 020	762~1 020	850~1 000
滚筒转速 (r/min)	25, 29, 33, 35	37~60	30	23, 26, 30
采 高 (m)	1.6~5	1.2~2.6	1.8~4.5	2.2~4.2 (5.0)
机身长度 (m)	12.63	10.52	13.3	10.85
机身高度 (m)	1.4~2.4	0.915~1.22	1.42~1.905	1.7~2.0
过煤高度 (mm)	457~1 140	305~610	560~1 040	550, 830
机重 (t)	60~80	32	49	63 (92)
配套输送机宽度 (mm)	760~1 000	760~1 000	760~1 000	730~1 100

随着采煤机功率加大，产量提高，工作面刮板输送机也发展成为大功率、高强度、高可靠性的运输设备。目前工作面刮板输送机最大工作长度已达 335 m，最大输送能力达 3 500 t/h，最大功率 1 412 kW。表 1-3 中列出几种国外先进刮板输送机的技术特征。

表 1-3 工作面刮板输送机技术特性

项 目	布朗公司	威斯特伐利亚公司	麦柯公司	美国长壁公司
输送能力 (t/h)	3 500	3 500	2 500~3 000	2 500~3 000
功率 (kW)	1 412 (3×640HP)	1 323 (3×600HP)	1 125 (3×510HP)	1 125 (3×510HP)
链规格 (mm)	2×φ42, 双中链	2×φ42, 双中链	2×φ38, 双中链	2×φ38, 双中链
链速 (m/s)	1.45	1.54	1.26	1.26
中部槽宽 (mm)	1 000	1 000	1 000	1 000

先进的刮板输送机的主要特点是：①整体铸造溜槽或组合焊接溜槽，减少了螺栓联接，提高了可靠

性。使用寿命达到 600~1 200 万 t 过煤量；②采用 $\phi 38$ mm、 $\phi 42$ mm 大直径刮板链；③采用软启动技术，使用双缓液力偶合器或排水型偶合器，配有程序逻辑控制器控制水的流速。软启动大大提高了输送机的可靠性，使链子和链轮的寿命加倍；④故障诊断和工况监测技术，可以连续监测输送机各部件的运行状态，进行故障诊断和报警。

液压支架是综采工作面主要设备之一，近 10 年来主要的发展趋势是向两柱掩护式和四柱支撑掩护式架型发展，架型结构进一步完善，设计方法更先进，参数向高工作阻力、大中心距(1.75 m、2 m)发展，结构件材料越来越多地采用高强度钢材，例如屈服极限 69 MPa 以上的钢板，支架的寿命和可靠性要求大大提高，有些公司要求支架的耐久性试验循环次数达 50 000 次。支架的寿命达 14 年以上。

液压支架技术另一重大突破是控制系统，应用电液控制技术，采用电磁（或微电机）控制的先导阀，先进可靠的压力和位移传感器，灵活自由编程的微处理机技术，红外湿感技术等现代科技成果，使液压支架的动作自动连续进行，移架速度大大提高，支架循环时间达到 6~8 s。配合采煤机的煤岩识别系统等先进技术，可实现工作面自动控制。

第二节 我国综采技术发展现状及问题

我国自 1973 年开始大规模引进德国、英国等国家的综采设备，经历了消化、吸收和改进提高的过程，到目前已形成了较完整的设计、制造和科研体系。先后研制试验成功经济型综采成套设备；薄煤层、中厚煤层和大采高综采成套设备，特厚煤层分层机械化铺网液压支架系列及成套设备和工艺；放顶煤液压支架系列及成套设备和工艺。1995 年全国共有 243 个综采工作面，统配煤矿综合机械化程度达到 46.66%，工作面平均工效 25.077 t/工，全国有 65 个年产百万吨以上的综采队，其中 9 个队年产量达到 200 万 t 以上，2 个队年产量达到 300 万 t 以上，兖州南屯煤矿综二队 1995 年年产量达到 315 万 t，最高月产 34.7 万 t，创出我国高产高效的最好纪录。

一、高产高效矿井建设取得重大成绩

我国从 1993 年开始组织高产高效矿井建设，到 1995 年已建成 56 个高产高效矿井。在产量增加 9.1% 的基础上，平均工效达到 6.23 t/工，提高 2.9 t/工。工作面平均个数由 149 个减至 107，减少原煤生产人员 7 万人，实现了一井一面或一井两面的生产模式，向集约化生产迈出可喜的一步。

高产高效工作面装备，因地制宜采取 3 种模式，第 1 种是全套引进国际先进装备，如神华集团大柳塔煤矿，全套引进德、英、美等国家先进装备，学习国外高产高效矿井的先进经验，走高起点、高投入、高产出、高效益的道路；第 2 种模式是引进与国产相结合，引进国外先进采煤机和刮板输送机等有关设备，配套国内先进设备，如兖州南屯煤矿等；第 3 种模式是立足国内设备，优选各种国产先进设备，优化系统配套，实现高产高效，如铁法晓南煤矿试验成功国产日产 7 kt 综采成套设备。国内几个著名高产高效工作面装备情况见表 1-4。

表 1-4 国内典型高产高效综采工作面装备和生产情况

项 目	兖州南屯综二队	晋城古书院综一队	神府大柳塔矿	铁法晓南综一队
采高(m)	3.5	3.1	4.0	3.4
工作面长度(m)	210	205	220	204
走向长度(m)	1 360	2 100	2 660	
液压支架型号	SZY560(国产)	ZZP4400/17/35(国产)	WS1.7(6750/23/45)(德国)	ZZ4400/17/35(国产)
采煤机型号	DR102102(日本)	EDW450/1100L(德国)	6LS-03(美国)	MG2×400-W(国产)
刮板输送机型号	HFC-1000/375×3(美国)	HB280(德国)	LX(2A)-2000/1000(美国)	SG2880/(2-3)×400(国产)
1995 年产量(万 t)	315.6	149.4	1995 年 12 月正式投产	152

二、机械化铺网分层开采和放顶煤技术达到世界先进水平

我国自 80 年代中期开始进行特厚煤层分层开采机械化铺网液压支架及配套技术的攻关,取得重要成果,研制试验成功两柱掩护式和四柱支撑掩护式铺网支架系列,义马、晋城、大同等矿区在特厚煤层分层铺网技术方面积累了丰富经验,晋城矿务局古书院煤矿分层铺网工作面年产量达到 200 万 t,达到世界先进水平。

综采放顶煤技术 50 年代末起源于欧洲,经过数十年的试验和使用在全世界近 10 个国家得到发展,然而,进入 80 年代以来,这一技术在国外已奄奄一息,不但美、英、德、澳等国家不再采用,连放顶煤技术发展最早的法国、匈牙利、南斯拉夫和俄罗斯等也极少采用。其主要原因是:①受客观条件的限制,适合放顶煤开采的煤层少;②受严格的安全规程和放顶煤技术自身弱点和复杂性的制约;③环保要求;④传统综采的效益优势。

近年来,综采放顶煤技术在我国得到发展和广泛普及,综采放顶煤采煤法正在成为一种高产高效采煤方法,1995 年全国 65 个综采百万吨创水平队中有 23 个是综采放顶煤队,占 35.4%,其中,年产 200 万 t 以上的 9 个综采队中有 6 个是综采放顶煤队。目前全国已有 70 多个综采放顶煤工作面,并且,正以很快的速度在发展。我国放顶煤技术已达到世界领先水平。

三、综采设备研制有了新的发展

“八五”期间,适应高产高效工作面生产要求的大功率、高效综采设备有了较大发展。我国部分综采设备已开始出口美国、俄罗斯、印度和土耳其。

研制成功 MC2×400-W 型滚筒采煤机,液压牵引,装机功率 2×400 kW,采高 1.8~3.8 m,截深 800 mm,牵引速度达到 7.2~15 m/min,牵引力 500 kN。自行设计研制的 920 kW 交流变频电牵引采煤机组已投入井下工业性试验。西安煤机厂、太原矿山机械厂等重点采煤机生产厂分别与艾柯夫,朗艾道-安德森公司合作,采取技术引进方式,开发具有国际先进水平的电牵引采煤机,已取得重要进展。

已研制成功 SGZ-880/2×400 型刮板输送机,具有功率 2×400 kW、运输能力 1 500 t/h,铺设长度 250 m,铸造槽帮,2× ϕ 34 双中链交叉侧卸机头,双行星减速器,双速电机驱动,传动部可平行或垂直布置,过煤量 200 万 t 等特点。张家口煤机厂、西北煤机一厂等重点输送机生产厂分别与国际长壁公司和威斯特伐利亚公司合作,开发槽宽 1 000 mm,运输能力 2 000~2 500 t/h,功率 2×575 kW,过煤量 500 万 t 以上的刮板输送机等设备,目前正处于试制阶段。

液压支架设计研究取得重要进展,主要在以下方面:

(1) 设计理论和方法有了突破。煤炭科学研究总院北京开采研究所对支架力学特性进行了深入的研究,提出了液压支架三維力学模型的计算方法,克服了传统平面力系计算方法的缺陷,提出了液压支架总体结构参数优化设计方法,开发出液压支架设计计算通用软件系统,并广泛应用,使我国液压支架设计计算提高到一个新水平。

(2) 完成液压支架计算机模拟试验的研究。把有限元方法成功地用于液压支架的研究,建立了液压支架整体有限元模型,开发出 SSTS 液压支架模拟试验计算机仿真软件系统,大大提高了液压支架设计的可靠性,广泛应用于液压支架设计研究,达到国际先进水平,为我国液压支架打入国际市场发挥了重要作用。

(3) 技术规范和标准化建设取得重要进展。我们已先后制定液压支架系列技术标准 17 项,成为国际上液压支架标准较完善的国家之一,促进了液压支架技术的发展。

(4) 计算机辅助设计(CAD)有了较大发展。开发了 CAD 工作站和微机 CAD 系统,建成了较完整的液压支架数据库和通用件图库,并正在逐步实现支架设计 CAD 化。

(5) 液压支架控制系统有了重大进步。根据我国国情研制的全液压手动控制快速移架系统的广泛应

用,使支架降、移、升速度大幅度提高,由过去的20~30 s/架,提高到9~12 s/架。

(6) 新架型研制成绩显著,架型结构进一步完善。新型高可靠性支架,反向四连杆高产高效低位放顶煤支架,适应中小煤矿的单一煤层开采用轻型支架和轻型单摆杆放顶煤支架均取得成功。

四、我国综采技术发展中的问题

(1) 我国煤层赋存条件复杂,老矿井受生产系统制约,综采效率难以发挥。我国大部分矿井井型较小,生产系统不适应集中生产的要求。巷道断面小,支护质量差,掘进设备落后,进度慢,运输系统环节多,辅助运输落后。工作面长度、采煤机截深、采区长度等工作面参数都比较大。

(2) 职工队伍素质差,许多综采队以农民轮换工为主,文化基础差,队伍不稳定。管理水平低,管理模式落后,管理层次多,扯皮现象严重。

(3) 煤炭企业普遍经济效益较差,负担重,技术改造任务难度大,资金投入严重不足,以致发展后劲不足,一些矿井没有设备更新能力,机械化出现倒退局面。

(4) 小煤窑滥采滥挖现象严重。一方面造成对资源的严重破坏和浪费,甚至直接干扰和破坏国有重点煤矿的安全生产;另一方面造成对国有煤矿的市场冲击,成为影响综采发展的一个消极因素。

(5) 科研投入严重不足。科研单位创收成为主要目标,技术攻关力量不足,科研成果低水平循环现象严重。

(6) 由于受价格和基础工业水平的影响,我国煤机制造质量、产品性能和可靠性距世界先进水平还有较大差距。特别是采煤机、工作面输送机、液压支架电液控制技术、采区供电技术、工况监测和故障诊断技术及自动化技术等,与国际先进水平相比还存在较大差距。

第三节 煤矿高产高效综采技术发展趋势

我国是世界主要产煤国家,煤矿总数超过全世界其他所有国家煤矿的总和。综采技术经过20多年发展,积累了丰富的经验,高产高效矿井建设已初见成效。原煤炭部提出到2000年建成100个高产高效矿井,其中,要建设10~15个具有世界先进水平的高产高效矿井,全行业总体技术水平要上一个新台阶,这是我国煤矿工作者的历史使命。发展综采技术是建设高产高效矿井的重要任务,根据高产高效矿井建设和国外发展经验,目前我国煤矿高产高效综采技术发展的趋势是:

1. 加大技术改造力度,简化生产系统,合理集中生产,优化工作面参数和配套

生产系统复杂、环节多是制约综采工作面生产的重要因素,老矿井必须进行技术改造、简化生产系统,消除“卡脖子”环节,实现合理集中生产。年产200万t以下矿井力争实现一井一面,年产300~400万t的矿井实现一井两面。这样将使矿井运输、通风、供电、开拓掘进系统大为简化。为提高工作面单产,减少搬家次数,有条件的矿井要适当加长工作面长度和采区走向长度。工作面长度应达到200m,部分条件好的矿井工作面长度可随着工作面输送机铺设长度的增加,逐步达到250~300m。要优化工作面设备配套,保证设备生产能力的充分发挥。采煤机应向大截深发展,由截深600mm增加到800~1000mm,从而可将单刀产量提高30%~60%,相应减小端头作业量和推移时间。

2. 提高设备的可靠性,加强管理,提高开机率

目前,我国已具有生产年产200~300万t级综采工作面成套设备的能力,关键是提高质量和可靠性。“九五”期间要通过技术攻关,提高基础元件的可靠性,提高结构设计的可靠性,优选材料,进行工艺攻关,严格质量管理,提高产品质量。攻克电牵引采煤机和3300V采区供电设备,包括移动变电站、开关、电机、电缆等。部分元件暂时国内不过关的,可精选国外先进产品。实现采煤机3年不大修,刮板输送机过煤量达到300~500万t。要使液压支架大修期由目前的1~2年提高到3~4年。要大力加强综采工作面管理,抓紧综采队伍培训,提高技术素质;加强设备维护,提高开机率,高产高效

工作面开机率力争达45%以上。

3. 加大科研投入, 重视基础研究, 保持持续发展后劲, 研究可实现日产1~1.5万t, 年产300~500万t级的综采成套设备

要千方百计筹措科研资金, 加大科研投入力度, 重视立项预研, 提高课题的可行性、先进性, 提高成果质量。要重视基础研究, 特别是与发展综采技术密切相关的应用基础研究; 加强对煤矿机械可靠性设计理论和方法、寿命预测评估和CAD实用软件技术等研究。加强地质保障系统、设备工况监测与故障诊断系统、工作面通讯等技术的研究和产品开发, 加快矿用传感器和其它高技术元器件的开发, 提高性能和可靠性。要瞄准国际先进水平, 研究开发液压支架电液控制技术和适应我国煤矿目前发展要求的液压手动快速移架系统、邻架液压先导控制快速移架系统等新技术。要研究日产1~1.5万t, 年产300~500万t级综采(综放)成套设备, 包括总装机功率1100kW以上, 牵引速度达12~18m/min的大功率、高可靠性电牵引采煤机; 槽宽1~1.2m、 $\phi 38 \sim \phi 42$ 圆环链、功率1000kW以上, 输送能力达到2000~2500t/h, 过煤量500~600万t以上的工作面输送机及配套转载机和破碎机; 电液控制, 移架速度8~10s/架的高可靠性液压支架。要加强煤矿机械标准化工作, 在5~8年内逐步完成煤矿机械标准系列, 建议尽可能等同采用或等效采用国际标准或欧洲先进标准, 以推动我国煤矿机械制造技术的进步, 增强国际竞争能力。

4. 加强放顶煤技术的研究, 重视适应中小煤矿的轻型综采设备的研制和推广, 提高中小煤矿综合机械化程度, 实现安全、高效生产

放顶煤开采技术在我国已成为一种高产高效的采煤方法, 正以很快的速度迅速推广, 但是放顶煤技术中仍有许多问题需要解决。必须以积极慎重的态度, 加强对放顶煤安全技术(包括火、瓦斯、煤尘综合防治技术)、放顶煤工艺、放顶煤工作面合理参数、放顶煤液压支架适应性、提高采出率等技术的研究, 积极推广新型反向四连杆高产高效低位放顶煤液压支架系列。继续深入研究放顶煤支架—围岩的适应性和结构参数优化技术。发展适应特殊条件的放顶煤支架。我国中小煤矿占有很大比重, 在这些煤矿实现采煤机械化是我国煤炭工业现代化的重要任务, 要积极研制推广适应中小煤矿的轻型综采设备, 提高中小煤矿的综合机械化程度, 研制推广每架重量4~8t的轻型液压支架系列, 如单摆杆放顶煤支架系列等。

第四节 液压支架的组成和支持方式

一、液压支架的组成

液压支架是综采工作面支护设备, 它的主要作用是支护采场顶板, 维护安全作业空间, 推移工作面采运设备。液压支架的种类很多, 但其基本功能是相同的。

液压支架按其结构特点和与围岩的作用关系一般分为三大类, 即支撑式(图1-1)、掩护式(图1-2)和支撑掩护式(图1-3)。

根据支架各部件的功能和作用, 其组成可分为4个部分:

(1) 承载结构件, 如顶梁、掩护梁、底座、连杆、尾梁等。其主要功能是承受和传递顶板和垮落岩石的载荷。

(2) 液压油缸, 包括立柱和各类千斤顶。其主要功能是实现支架的各种动作, 产生液压力。

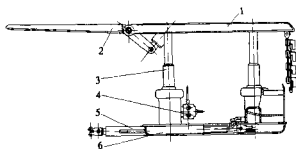


图1-1 支撑式液压支架结构

1—顶梁; 2—前梁; 3—立柱; 4—控制阀; 5—推移装置; 6—底座

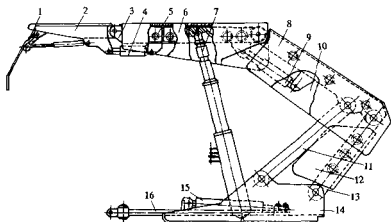


图 1-2 掩护式支架结构

1—护帮装置；2—前梁；3—顶梁；4—前梁千斤顶；5—弹簧筒；6—顶梁侧护板；7—立柱；
8—掩护梁；9—平衡千斤顶；10—掩护梁侧护板；11—前连杆；12—后连杆侧护板；13—后连
杆；14—底座；15—推移千斤顶；16—推杆

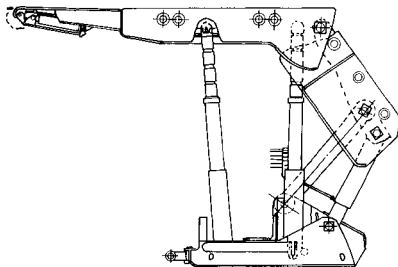


图 1-3 支撑掩护式液压支架结构

(3) 控制元部件，包括液压系统操纵阀、单向阀、安全阀等各类阀，以及管路、液压、电控元件。其主要功能是操作控制支架各液压油缸动作及保证所需的工作特性。

(4) 辅助装置，如推移装置、护帮（或挑梁）装置、伸缩梁（或插板）装置、活动侧护板、防倒防滑装置、连接件、喷雾装置等。这些装置是为实现支架的某些动作或功能所必需的装置。

二、液压支架的支护方式

综采工作面的主要生产工序有采煤、移架和推溜。3个工序的不同组合顺序，可形成液压支架的3种支护方式，从而决定工作面“三机”的不同配套关系。

1. 即时支护

一般循环方式为：割煤—移架—推溜，工作面“三机”的配套关系如图 1-4 所示。

即时支护的特点是，顶板暴露时间短，梁端距较小。适用于各种顶板条件，是目前应用最广泛的支护方式。

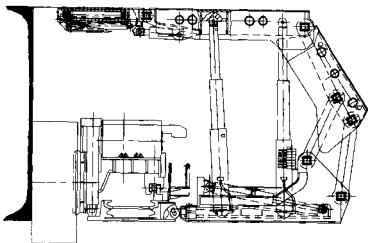


图 1-4 即时支护“三机”配套关系

2. 滞后支护

一般循环方式为：割煤—推溜—移架，工作面“三机”的配套关系如图 1-5 所示。

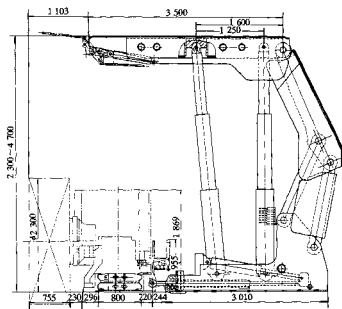


图 1-5 滞后支护“三机”配套关系

滞后支护的特点是，支护滞后时间较长，梁端距大，支架顶梁较短。可用于稳定、完整的顶板。

3. 复合支护

一般循环方式为：割煤—支架伸出伸缩梁—推溜—收伸缩梁—移架。

复合支护的特点是，支护滞后时间短，但增加了反复支撑次数。可适用于各种顶板条件，但支架操作次数增加，不能适应高产高效要求，目前应用较少。

第五节 液压支架的型式、参数和型号编制

一、液压支架的型式

1. 按架型结构及与围岩关系分

1) 掩护式。

(1) 支掩护式支架分插底式和不插底式 (如图 1-6 和图 1-7 所示);

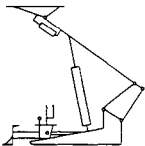


图 1-6 插底式支掩护式支架

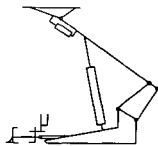


图 1-7 不插底式支掩护式支架

(2) 支顶掩护式支架分为支架平衡千斤顶设在顶梁与掩护梁之间和平衡千斤顶设在掩护梁与底座之间两类 (如图 1-8 和图 1-9 所示)。

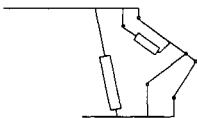


图 1-8 支顶掩护式支架

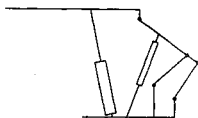


图 1-9 支顶支掩护式支架

2) 支撑掩护式支架。

(1) 支顶支撑掩护式支架 (如图 1-10 所示);

(2) 支顶支支撑掩护式支架 (如图 1-11 所示), 其中一排立柱支撑在掩护梁上。

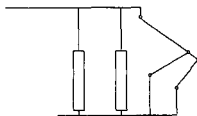


图 1-10 支顶支撑掩护式支架

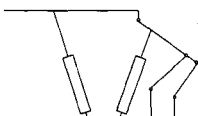


图 1-11 支顶支支撑掩护式支架

3) 支撑式支架。

(1) 节式支架 (如图 1-12 所示) 分两框架式、三框架及四框架组合式两类;

(2) 垛式支架 (如图 1-13 所示)。

2. 按适用煤层倾角分

1) 一般工作面支架;

2) 大倾角支架。

3. 按适用采高分

1) 薄煤层支架;

2) 中厚煤层支架;

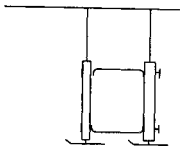


图 1-12 节式支架

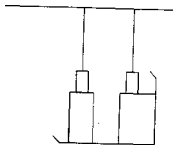


图 1-13 垛式支架

- 3) 大采高支架。
4. 按适用采煤方法分
 - 1) 一次采全高支架；
 - 2) 放顶煤支架；
 - 3) 铺网支架；
 - 4) 充填支架。
5. 按在工作面中的位置分
 - 1) 工作面支架；
 - 2) 过渡支架（排头支架）；
 - 3) 端头支架。
6. 按稳定机构分
 - 1) 四连杆机构支架；
 - 2) 单铰点机构支架；
 - 3) 反四连杆机构支架；
 - 4) 单摆杆式支架；
 - 5) 机械限位支架（橡胶限位、弹簧钢板限位、千斤顶限位）。
7. 按组合方式分
 - 1) 单架式支架；
 - 2) 组合式支架。
8. 按控制方式分
 - 1) 本架控制支架；
 - 2) 邻架控制支架；
 - 3) 成组控制支架。
9. 按控制原理分
 - 1) 液压直接控制支架；
 - 2) 液压先导控制支架；
 - 3) 电液控制支架。

二、液压支架尺寸参数和性能参数

1. 支架最大高度和最小高度

液压支架最大高度 (H_{max}) 和最小高度 (H_{min}) (如图 1-14 所示) 应符合表 1-5 的规定, 当煤层采高有特殊需要时, 支架高度参数可作适当调整。

2. 支架立柱工作阻力总值

液压支架立柱工作阻力总值应符合表 1-6 的规定, 当对支架工作阻力有特殊需要时, 可作适当调整。

3. 支架中心距

液压支架中心距 (A) (如图 1-15 所示) 的取值为 1.25 (仅用于轻型支架)、1.50、1.75 m。

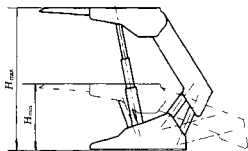


图 1-14 支架最大、最小高度

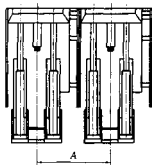


图 1-15 支架中心距

表 1-5 支架高度系列 单位: m

H_{min}	H_{min}	H_{max}	H_{min}
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		

表 1-6 支架工作阻力 单位: kN

支架支柱工作阻力总值	支架支柱工作阻力总值
1 200	4 200
1 400	4 400
1 600	4 800
1 800	5 000
2 000	5 200
2 200	5 400
2 400	5 600
2 600	6 000
2 800	6 400
3 000	6 800
3 200	7 200
3 400	7 600
3 600	8 000
3 800	8 600
4 000	9 200
	10 000

4. 支架推移装置行程

液压支架推移装置行程应符合表 1-7 的规定, 当工作面配套有特殊要求时, 可对表 1-7 中数据作适当调整。

表 1-7 支架推移装置行程

单位: mm

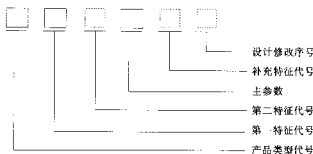
配套采煤机截深	支架推移千斤顶行程	配套采煤机截深	支架推移千斤顶行程
600	700	900	1 000
700	800	1 000	1 100
800	900		

三、液压支架产品型号编制

1. 支架型号的组成和排列方式

支架型号主要由“产品类型代号”、“第一特征代号”和“主参数代号”组成。如果这样表示仍难以区分时, 再逐一增加“第二特征代号”、“补充特征代号”以至“设计修改序号”。

支架型号的组成和排列方式如下：



2. 支架型号的编制方法

“产品类型代号”表明产品类别，用汉语拼音字母 Z 表示。

第一特征代号：用于一般工作面支架时，“第一特征代号”表明支架的架型结构。用于特殊用途支架，“第一特征代号”表明支架的特殊用途。“第一特征代号”的使用方法见表 1-8。

第二特征代号：“第二特征代号”用于一般工作面支架，表明支架的主要结构特点。其使用方法及省略规定见表 1-9。用于特殊用途支架，“第二特征代号”表明支架的结构特点或用途。

“第二特征代号”使用方法见表 1-9。

表 1-8 支架第一特征代号

用途	产品类型代号	第一特征代号	产品名称
一般工作面支架	Z	Y	掩护式支架
		Z	支撑掩护式支架
		D	支撑式支架
特殊用途支架	Z	Q	大倾角支架
		F	放顶煤支架
		P	铺网支架
		C	充填支架
		G	过渡支架
		T	端头支架

表 1-9 支架第二特征代号

用途	产品类型代号	第一特征代号	第二特征代号	注 解
一般工作面支架	Z	Y	Y	支掩护式支架
			省略	表示支顶掩护式支架，平衡千斤顶设在顶梁与掩护梁之间
			Q	支顶掩护式支架，平衡千斤顶设在底座与掩护梁之间
特殊用途支架	Z	Z	省略	表示四柱支顶支撑掩护式支架
			Y	二柱支顶、三柱支撑掩护式支架
			X	立柱“X”型布置的支撑掩护式支架
特殊用途支架	Z	D	省略	表示垛式支架
			B	稳定机构为摆杆的支撑式支架
			J	节式支架
特殊用途支架	Z	F	D	单输送机高位放顶煤支架
			Z	中位放煤
			省略	表示低位放煤
			G	放顶煤过渡支架
			T	放顶煤端头支架
			特殊用途支架	Z
Y	掩护式铺网支架			
G	铺网过渡支架			
特殊用途支架	Z	G	T	铺网端头支架
			省略	表示支撑掩护式过渡支架
			Y	掩护式过渡支架
特殊用途支架	Z	T	省略	表示偏置式端头支架
			Z	中置式端头支架
特殊用途支架	Z	Q	H	后置式端头支架
			省略	表示支撑掩护式大倾角支架
特殊用途支架	Z	Q	Y	掩护式大倾角支架

支架型号中的“主参数代号”依次用支架工作阻力（立柱工作阻力总值）、支架的最小高度和最大高度3个参数，均用阿拉伯数字表示，参数与参数之间应用“/”符号隔开。参数量纲分别为kN和dm。高度值出现小数时，最大高度舍去小数，最小高度四舍五入。

如果用“产品类型代号”、“第一特征代号”、“第二特征代号”、“主参数代号”仍难以区别或需强调某些特征时，则用“补充特征代号”。

“补充特征代号”根据需要可设1~2个，但力求简明，以能区别为限。

“补充特征代号”是进一步用支架的结构特点、主要部件的结构特点或者支架控制方式来区分。

中心距为1.5m的工作面支架，短推杆推移装置、配套采煤机截深为600mm、一般活动侧护板（直角单双侧、折页式）、本架或邻架控制均不加标注。

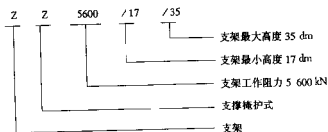
对于特殊用途的铺网支架中的后铺网方式、铺窄网、手工联网；摆杆机构或四连杆机构放顶煤支架中的小尾梁放煤机构；反四连杆机构放顶煤支架中的大尾梁；放顶煤过渡支架后部带连接板的形式；端部支架偏置二列式等均不加标注，只标注不相同的结构或方式。

对于需要以“补充特征代号”标注的结构或方式的使用办法见表1-10。

产品型号中的“类型代号”、“特征代号”及“补充特征代号”用汉语拼音的大写字母表示，但不能用其中的I、O二个字母。产品型号中“设计修改序号”应使用加括号的大写汉语拼音字母(A)、(B)……依次表示。产品型号中的数字、字母和产品名称的汉字字体的大小要相仿，不得用角标和脚注。

支架产品型号编制方法的示例：

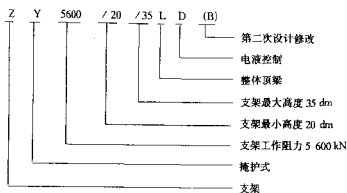
例1 支撑掩护式支架。



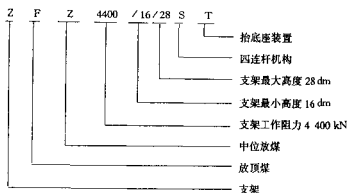
例2 整体顶梁、电液控制的掩护式支架。

表 1-10 支架补充特征代号

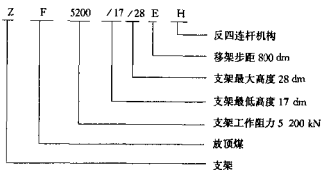
补充特征代号	说 明
R	用于支撑掩护式支架，表示插底式
C	用于工作面支架，表示长框架推移装置
L	整体顶梁
G	固定侧护板
F	用于工作面支架，表示底分式刚性底座或分式铰接底座 用于放顶煤过渡支架或端头支架，表示具有放煤功能
K	表示中心距为1.75m的宽型支架
T	抬底座装置
D	用于一般工作面支架，电液控制系统
H	反四连杆机构
B	摆杆机构
W	用于放顶煤支架，表示大尾梁形式 用于铺网支架，表示铺设宽网
Q	架前铺网
J	机械化联网
X	用于工作面支架，表示楔形顶梁 用于放顶煤过渡支架，表示悬臂式
Z	用于各种工作面支架，表示中心距为1.2m的窄形支架
S	用于工作面放顶煤支架，表示四连杆机构 用于端头支架，表示二列式
Y	两柱放顶煤支架
M	配套采煤机截深为700mm
E	配套采煤机截深为800mm
N	配套采煤机截深为900mm以上



例 3 有四连杆机构、抬底座装置的中位放顶煤支架。



例 4 移架步距 800 mm、低位、反四连杆机构、大尾梁放顶煤支架。



3. 支架产品型号的应用和管理

支架型号后面加上产品名称就是产品的全称。在正式文件第一次出现时，必须写出产品全称。以后，在不致引起误解的前提下，可以仅用产品型号或产品名称，也可用产品名称的简称来代替产品全称。

第二章 支护原理和支架选型

为研究长壁工作面的合理支护问题,需要对采场围岩的力学和运动特征有较全面的了解。本章首先概括介绍长壁采煤工作面的矿压显现规律、采场围岩分类,然后讨论支架与围岩相互作用规律,最后研究支架选型和必需的支持阻力选择问题。

第一节 长壁采煤工作面矿压显现和围岩稳定性

一、采场围岩移动和应力分布特征

长壁采煤工作面推进引起上、下方围岩应力重新分布和移动破坏,这一过程对工作面开采和支护将产生显著影响。

1. 采场上覆岩层的分带和分区

采场上覆岩层沿铅垂方向自上而下分为3带:整体移动带、裂隙带、冒落带。其中后两带的几何特征对采场矿压显现有较显著的影响。冒落带的高度一般为采高的2~5倍。裂隙带高度根据覆岩性质的不同变动在10~25倍左右。坚硬岩层垮落后松散系数较小,一般冒落带和裂隙带高度较大,同时由于其滞后垮落,对工作面矿压显现影响较大。

实测表明,沿工作面方向采空区上方裂隙带和冒落带呈马鞍形状。反映了中部顶板下沉量较大导致冒落岩石充填空洞的高度相对较小的特点。

另一方面,从工作面推进方向的覆岩运动特征也可以分为3个区域:

(1) 支承影响区(A区)。位于工作面前方和上方,一般始于工作面前方30~40m。此区域岩层变形缓慢,在支承压力作用下表现为垂直压缩,在采空区覆岩运动影响下出现水平拉伸和局部微量上升。

(2) 离层区(B区)。煤壁后至采空区压实区上方岩层失去支承后,断裂岩块急剧下沉,离层自下而上发展,出现若干组互相分离的咬合岩层。其挠度曲线各不相同,一般自下而上挠度递减。

(3) 重新压实区(C区)。在工作面后方40~60m,裂隙带岩层受到下部已垮落岩层的支承,下沉速度减小,直至完全压实。以上3带如图2-1所示。

以上两个3带的分布特征将显著影响工作面矿压显现和支护。例如,离层区下部挠曲岩层的咬合结构的形成和失稳过程也是工作面基本顶压力显现的发展过程。

2. 采场围岩应力分布

采煤工艺和工作面推进引起围岩应力重新分布,出现高、低应力区。相应形成剪切破坏、拉伸破坏

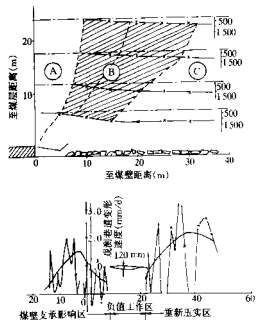


图2-1 采场上覆岩层沿推进方向的分区

区。对于工作面动态形成有显著影响。

计算和实测表明，高应力区出现在采场周围未采煤体上、下方围岩中，包括工作面前方超前高应力区、工作面两侧持久性高应力和切眼侧高应力（通常为采区隔离煤柱高应力）区。应力峰值和高应力范围取决于开采系统、围岩力学特性、采高和相邻工作面及开采煤层的相互影响。工作面后方采空区为低应力区。图 2-2 为采场周围的高、低应力区分布特征。

按照莫尔-库仑准则，在高、低应力区的交界面附近由于较大的主应力差，会出现剪切应力超过极限值的条件而出现剪切破坏，形成所谓预成裂隙或开采裂隙，它在一定范围内削弱煤层、直接顶和基本顶的强度和稳定性。采深或采高愈大，这种由剪切应力形成的开采裂隙愈发育，其结果是降低了直接顶的稳定性，增加了岩层控制的难度，但同时基本顶来压步距和强度也有所减低。因而，工作面支架必需的支持阻力并不随采深增加而增加。但由于直接顶稳定性的减低，对支架结构设计和采煤工艺的要求提高了。

3. 底板应力变化

工作面煤层底板经历了超前应力的压缩作用 and 在工作面空区及采空区的卸压作用，在煤壁附近的底板岩层一定范围内形成剪切破坏区和拉伸破坏，如图 2-3、2-4 所示。这种情况导致工作面底板力学特性的部分改变，特别是抗压入强度和刚度的减低，容易引起支架底座尖端压入底板。

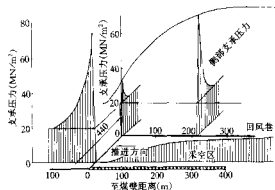


图 2-2 采场周围的高、低应力区分布特征

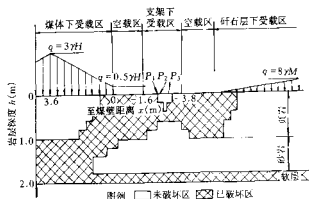


图 2-3 工作面底板剪切破坏区的分布

P_1 —前排立柱载荷； P_2 —后排立柱载荷；
 P_3 —四连杆对底板等效作用力

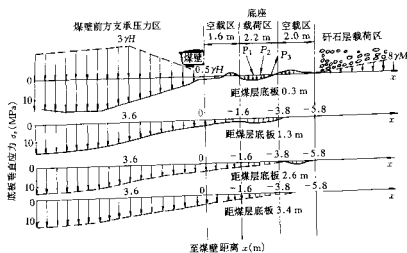


图 2-4 采场底板不同层位的垂直应力分布

二、顶底板稳定性特征及分类

采场围岩包括：煤层上方的直接顶、基本顶和煤层下方的直接底板。它们的力学和运动特征对工作面支护选型和支护参数选择至关重要。

1. 直接顶的稳定性划分

直接顶是工作面支架首要的支护对象。对直接顶的稳定性评价，是支架结构和支护参数选择的首要依据。研究表明，影响顶板稳定性的主要因素是：

(1) 组成顶板岩石的坚硬程度和脆性特征。一般用单轴抗压强度 (R_c) 表征其坚硬程度，抗拉强度反映其脆性特征。

(2) 顶板岩层分层厚度和分层强度沿厚度的分布。这里涉及刚度较大的岩层（承载层）和刚度较小的岩层（可称为随动层）的厚度及相对关系。

(3) 顶板岩体的完整程度。主要以节理弱面的发育程度来表征，包括分层厚度和节理特征（有密度、方向、组数）。

以上3个指标是反映直接顶稳定性的基本要素。从岩层控制的需要出发，有必要对直接顶的稳定性进行实用性分类。

研究表明，直接顶初次垮落步距是综合反映其稳定性的权威性指标。有关的回归公式见表2-1。

表2-1 直接顶分类主要因素回归分析结果

序号	因变量	自变量	回归公式	样本数	相关系数	F 检验
1	l_{d0}	h_0	$l_{d0} = 3.4 + 14.5 \sqrt{h_0}$	318	0.86	79.6
2	l_{d0}	R_c	$l_{d0} = -3.68 + 0.78 \sqrt{R_c}$	325	0.93	188.5
3	l_{d0}	D	$l_{d0} = 6.44 + 0.225D$	306	0.96	199.6
4	l_{d0}	I	$l_{d0} = 9 + 10.93I$	314	0.69	45.5

由表2-1可以看出，直接顶初次垮落步距 (l_{d0}) 与直接顶分层厚度 (h_0)、岩石单轴抗压强度 (R_c) 的平方根密切相关，这与固支梁理论计算结果一致。其次是裂隙密度 (I)，它可以用直接顶岩体综合弱化系数表征。

在直接顶中无裂隙参与时，其初次垮落步距可视为与固支梁的极限断裂步距等效，即

$$l_{d0} = h_{11} \sqrt{\frac{2R_1}{7h_{22}}}$$

式中 $h_{22} = h_{11} + h_{12}$ ；

h_{11} ——直接顶内承载层厚度（较硬层）；

h_{12} ——直接顶内的随动层厚度（较弱层）；

γ ——直接顶岩石容重；

R_1 ——直接顶岩石的抗拉强度。

如果已知直接顶的平均分层厚度 h_0 、岩石的抗压强度 R_c ，即

$$h_{11} = C_1 h_0, h_{12} = C_2 h_0, R_1 = C_3 R_c$$

令 $C_0 = C_1 \sqrt{\frac{C_3}{C_2}}$ ，引入弱化系数 C_4 ，得

$$l_{d0} = 8.94 C_0 C_4 \sqrt{R_c h_0} \quad \text{或} \quad l_{d0} = 8.94 C_2 \sqrt{R_c h_0} \quad (\text{理论式}) \quad (2-1)$$

式中 C_2 ——直接顶综合弱化常量， $C_2 = C_0 C_4$ 。

在以上研究的基础上，可建立直接顶分类指标，见表2-2。

上述分类标准的重要优点是可根据已采工作面或煤层的基本参数，特别是综合弱化常量，再考虑未

采工作面或煤层的分层厚度和抗压强度推算未采工作面或煤层的直接顶分类,进而可推算新矿井未采煤层的直接顶类别。

表 2-2 直接顶稳定性分类指标

项目	I类(不稳定)		2类(中等稳定)	3类(稳定)	4类(非常稳定)
	1a(极不稳定)	1b(较不稳定)			
基本指标	$l_0 < 4\text{ m}$	$4\text{ m} < l_0 \leq 8\text{ m}$	$8\text{ m} < l_0 \leq 18\text{ m}$	$18\text{ m} < l_0 \leq 28\text{ m}$	$28\text{ m} < l_0 \leq 50\text{ m}$
辅助指标	泥岩、泥页岩节理裂隙不发育;分层厚度 $0.13 \sim 0.41\text{ m}$; 抗压强度小于 38 MPa ; 综合弱化常量 $C_1 = 0.10 \sim 0.23$	泥岩、碳质泥岩; 节理裂隙较发育; 分层厚度 $0.15 \sim 0.42\text{ m}$; 抗压强度 $10 \sim 60\text{ MPa}$; 综合弱化常量 $C_1 = 0.18 \sim 0.383$	致密泥岩、粉砂岩、砂质页岩、砂岩; 节理裂隙不发育; 分层厚度 $0.16 \sim 0.86\text{ m}$; 岩石强度 $26 \sim 66.3\text{ MPa}$; 综合弱化常量 $C_1 = 0.18 \sim 0.42$	砂岩、石灰岩; 节理裂隙很少; 分层厚度 $0.33 \sim 1.0\text{ m}$; 岩石强度 $32 \sim 99\text{ MPa}$; 综合弱化常量 $C_1 = 0.28 \sim 0.59$	致密砂岩、石灰岩; 节理裂隙极少; 分层厚度 $0.37 \sim 1.1\text{ m}$; 岩石强度 $22 \sim 56\text{ MPa}$; 综合弱化常量 $C_1 = 0.37 \sim 0.59$
辅助指标参考区间	$C_m = 0.163 \pm 0.064$ $R_c = 27.94 \pm 10.75$ $h_0 = 0.26 \pm 0.125$ $R_c h_0 < 7.52$	$C_m = 0.273 \pm 0.09$ $R_c = 36 \pm 25.75$ $h_0 = 0.285 \pm 0.13$ $R_c h_0 = 2.9 \sim 11.4$	$C_m = 0.30 \pm 0.12$ $R_c = 46.3 \pm 20$ $h_0 = 0.51 \pm 0.355$ $R_c h_0 = 7.8 \sim 29.1$	$C_m = 0.43 \pm 0.157$ $R_c = 65.3 \pm 33.7$ $h_0 = 0.675 \pm 0.34$ $R_c h_0 = 33 \sim 104$	$C_m = 0.48 \pm 0.11$ $R_c = 89.4 \pm 32.6$ $h_0 = 0.72 \pm 0.34$ $R_c h_0 = 45.5 \sim 139.4$

注: 参考区间中, C_m (平均综合弱化常量)、 R_c (岩石单向抗压强度) 和 h_0 (分层厚度) 均为该类顶板各煤层的平均值 \pm 均方差。

2. 基本顶矿压显现分级

基本顶是指直接位于煤层之上对于工作面动态有不同程度影响的较硬岩层。它的运动特征对于综采工作面支架设计和选型有重要意义。研究表明, 基本顶断裂对工作面压力显现的影响程度取决于:

(1) 基本顶初次或周期来压步距, 它是基本顶厚度、抗拉或抗压强度及被裂隙弱化程度的综合反映;

(2) 直接顶垮落后的充填程度, 通常用直接顶厚度与采高的比值表示;

(3) 采高, 在直接顶厚度一定的情况下, 采高愈大, 矿压显现愈强烈。

运用模糊动态聚类分析计算机程序, 对综采工作面基本顶压力显现数据随机抽样, 选取 160 个样本, 得到基本顶来压显现强度的 4 个聚类中心, 经原简化后为:

$$\text{I: } L_0 = 30\text{ m}, N = 3.41, q_{m0} = 410\text{ kN/m}^2;$$

$$\text{II: } L_0 = 33\text{ m}, N = 2.3, q_{m0} = 480\text{ kN/m}^2;$$

$$\text{III: } L_0 = 38\text{ m}, N = 1.5, q_{m0} = 560\text{ kN/m}^2;$$

$$\text{IV: } L_0 = 53.2\text{ m}, N = 0.67, q_{m0} = 690\text{ kN/m}^2。$$

相应的分级界限可定为

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{I级} \quad q_{mf} < 440\text{ kN/m}^2; \\ \text{II级} \quad 440\text{ kN/m}^2 < q_{mf} < 520\text{ kN/m}^2; \\ \text{III级} \quad 520\text{ kN/m}^2 < q_{mf} < 620\text{ kN/m}^2; \\ \text{IVa级} \quad 620\text{ kN/m}^2 < q_{mf} < 690\text{ kN/m}^2; \\ \text{IVb级} \quad q_{mf} > 690\text{ kN/m}^2。 \end{array} \right. \quad (2-2)$$

另一方面, 根据 171 个综采工作面的观测数据建立了回归公式, 即

$$q_{mf} = 241.3 \ln(L_0) + 52.6M - 15.5N - 455 \quad (2-3)$$

式中 q_{mf} ——基本顶初次来压时的支架载荷强度;

L_0 ——基本顶初次来压步距;

N ——直接顶充填系数, 为直接顶厚度与采高的比值;

M ——煤层开采厚度。

根据刚度理论,式(2-3)中的非常数项等效于基本顶来压时的载荷增量,与来压时的顶板下沉成比例,故可作为基本顶初次来压强度的当量值和基本顶分级界限(D_L)。

$$D_L = 241.3 \ln L_0 - 15.5N + 52.6M \quad (2-4)$$

将上述分界值代入式(2-2),即得到各级基本顶矿压显现级别相应的当量值及地质技术条件,见表2-3(参见MT 554-1996)。

表 2-3 基本顶压力显现分级界限及相应的典型条件

项目	基本顶压力显现等级								
	I 级 (来压不明显)		II 级 (来压明显)		III 级 (来压强烈)		IV 级		
							来压极强烈 IV a	来压极强烈 IV b	
分级界限	$D_L \leq 895$		$895 < D_L \leq 975$		$975 < D_L \leq 1075$		$1075 < D_L \leq 1145$	$D_L > 1145$	
典型 条件	区间	N=1~2	3~4	N=1~2	3~4	N=1~2	3~4	N=1~2	3~4
	M=1	$L_0 < 37$	37~41	$L_0 = 41$ ~47	47~54	$L_0 = 54$ ~72	72~82	$L_0 = 82$ ~105	105~120
	M=2	$L_0 < 30$	30~34	$L_0 = 34$ ~38	38~43	$L_0 = 43$ ~58	58~66	$L_0 = 66$ ~85	85~96
	M=3	$L_0 < 24$	24~27	$L_0 = 27$ ~31	31~35	$L_0 = 35$ ~46	46~53	$L_0 = 53$ ~68	68~78
M=4	$L_0 < 19$	19~22	$L_0 = 22$ ~27	27~31	$L_0 = 31$ ~41	41~47	$L_0 = 47$ ~55	55~62	
									$L_0 > 120$
									$L_0 > 96$
									$L_0 > 78$
									$L_0 > 62$

根据工作面的这3个基本数据,可由表2-3初步推断该工作面基本顶级别。

长壁工作面的开采边界条件,如周围未采、一侧采空、两侧采空等因素对围岩应力及基本顶断裂步距有一定的影响,特别是当基本顶初次来压步距超过工作面长度1/2时,影响显著。为此,需要进行基本顶初次来压步距的等效值计算。具体要求是,在上述条件下实测的基本顶来压步距按表2-4的公式进行等效值计算。

表 2-4 基本顶初次来压步距换算公式(式 2-5)

项目	周边条件		
	四周未采	一边采空或有走向断层	两侧已采的工作面
折算公式	$L_{0b} = L_0/A_1$	$L_{0b} = L_0/A_3$	$L_{0b} = L_0/A_2$
换算系数	$A_1 = \sqrt{\frac{1+k}{1+\mu k}}$	$A_3 = \sqrt{\frac{2(2+k)}{4+3\mu k}}$	$A_2 = \sqrt{\frac{2(1+k)}{3(1+\mu k)}}$

注: $k = L_0/L_p$; L_0 为工作面长度, m ; μ 为基本顶岩层的泊松系数,在无任何资料时,一般取:砂质页岩, $\mu = 0.35$; 砂岩, $\mu = 0.20$ ~0.30; 砾岩, $\mu = 0.20$ 。

已知基本顶周期来压步距(L_p),应用式(2-5)换算为初次来压等效步距 L_{0b} ,即

$$L_{0b} = 2.45 L_p \quad (2-6)$$

3. 回采工作面底板分类综述

对综采工作面围岩控制有重要影响的是直接底板对支架的抗压入特性。实测研究表明,底板抗压入特性可分为3种典型类型:脆性、塑脆性和塑性。每种类型又可分为增阻型和降阻型两类,如图2-5所示。但共同特点是,在支架未压入底板前,底板具有弹性特征,具有不同的抗压压缩刚度,而一旦支架或支柱压入底板后抗压压缩刚度显著降低(对于增阻型,压入后的抗压压缩刚度平均为压入前的26.7%),对于降阻型,压入后刚度甚至为负值,导致压入后支撑系统的总刚度显著降低,顶板下沉显著增大。

为便于进行底板控制的优化设计,需对底板进行分类。底板分类的基本原则是:应根据实测的底板容许极限载荷作为基本指标、底板抗压入刚度作为辅助指标对工作面底板进行分类,依此作为支架选型和围岩可控性分类的基本依据,避免支架或支柱在相应类别工作面出现压入底板。

部颁标准 MT 553-1996 缓倾斜煤层工作面底板分类的指标,见表2-5。

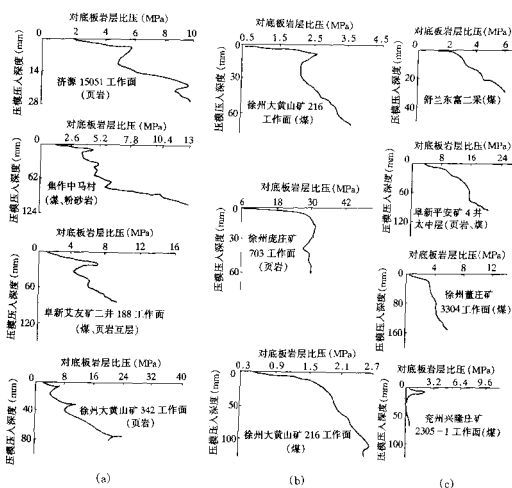


图 2-5 实测工作面底板岩层抗压入特性

a—脆性特征；b—阻陷性特征；c—塑性特征

表 2-5 缓倾斜煤层回采工作面底板分类

底板类别		基本指标	辅助指标	参考指标	参考岩性
名称	代号	容许比压 p_p (MPa)	容许刚度 S_p (MPa/mm)	容许单向抗压强度 R_p (MPa)	
极软	I	<3.0	<0.23	<6.31	充填砂、泥岩、软煤 泥页岩、煤
松软	II	$3.0 < p_p \leq 6.0$	$0.23 < S_p \leq 0.53$	$6.31 < R_p \leq 9.88$	
较软	III a	$6.0 < p_p \leq 10$	$0.53 < S_p \leq 0.93$	$9.88 < R_p \leq 14.65$	中硬煤、薄层页岩 硬煤、致密页岩
	III b	$10 < p_p \leq 16$	$0.93 < S_p \leq 1.53$	$14.65 < R_p \leq 21.80$	
中硬	IV	$16 < p_p \leq 32$	$1.53 < S_p \leq 3.13$	$21.80 < R_p \leq 40.87$	致密页岩、砂质页岩
坚硬	V	$p_p > 32.0$	$S_p > 3.13$	$R_p > 40.87$	厚层砂质页岩、粉砂岩、砂岩

第二节 综采工作面矿压显现与支架—围岩力学相互作用

一、支架对工作面围岩的控制任务和特点

由于开采过程引起的围岩离层和下沉运动、支承压力引起的剪切破坏、以及底板在通过高、低应力

区时发生的松动，导致顶、底板围岩发生弱化趋势；另一方面，由于直接顶、基本顶和直接底的岩层初始力学特性不同，在采场表现了不同的稳定性和压力显现特征。为了保持回采工作面可靠的工作空间，支架的基本任务是对控顶区暴露的顶、底板给予支护，包括：

(1) 对直接顶的纵向和横向卸压运动给予控制；对于已被裂隙分割的暴露的顶板岩块给予承托或遮盖，避免在控顶区内出现冒落。

(2) 对基本顶的破断失稳运动引起的周期性高载荷给予足够的平衡阻力，以避免控顶区过大的下沉和离层。

(3) 同时，必须限制支架对底板岩层的比压（或称载荷强度）以避免出现支架压入底板而引起对顶板控制恶化的可能。

对于现代化支护设备的要求，已不仅是保护可靠的工作空间，而且要求支护工艺对采煤工序的干扰或影响最小，以便为高产高效，连续采煤创造条件。以液压支架为支护设备的综合机械化采煤，正是实现了这一要求。其特点是支架的支-移工序可以和采煤机采煤联合作业，且较高阻力的支架可保证较大而可靠的采煤作业空间。掩护支架和支撑掩护支架可同时遮盖顶板和采空区，实现支与护的统一。这些优点决定了液压支架得到广泛应用的基本原因。同时，液压支架在对底板的控制方面也优于单体支柱，一般支架底座尖端压入底板的可能性显著减小。但是，与单体支柱相比，也存在若干重要问题需要解决。这些问题是：与支护工艺和支架结构有关的直接顶的垂直卸压运动；控顶区顶板破断岩块的水平分离运动；基本顶失稳运动的控制，松软底板和使用高阻力支架的底板控制问题等。

综采工作面由于支护工艺与一般单体工作面不同，其矿压显现也有不同于一般长壁工作面的新特点。主要表现在以下诸方面：

1. 支-移过程的顶板下沉波

单体支柱支护后直至达到最大控顶位置，回柱前不脱离顶板。而液压支架则不同，其在控顶区内的工序为支-降-移-支，且在支架与顶板接触的每个位置，顶板一般均要遭受6~10次支撑-卸压过程，使顶板应力发生显著变化，顶板下沉出现明显的波动。这种现象称为移架引起的顶板下沉波，急剧的下沉发生在移架期间，如图2-6所示。

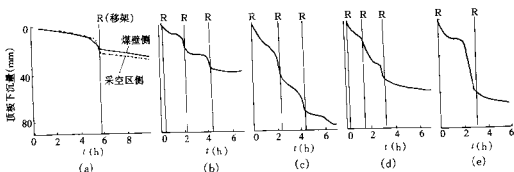


图 2-6 液压支架移架引起的顶板下沉波（实测资料）

a—比利时白林矿 62 号层；b—德国伊宾布尔矿弗特维尔层；c—德国弗利德利格矿迪克班克层；d—德国奥斯菲德矿玛赫斯层；e—德国弗尔贝德矿瓦史伐尔层

同理，工作面生产工艺引起的下沉量和下沉速度变化如图 2-7 所示。

由图 2-7 可见，割煤、移架工序形成顶板下沉速度的两次高峰，此时的下沉速率达到 2.1~3.2 mm/min。而非工序时间为 0.1 mm/min 以下。

研究表明，割煤、移架工序对工作面顶板下沉的影响幅度，取决于支架的实际初撑力与支架-围岩平衡必需的临界阻力之间的差值。在沿工作面顺序割煤和移架期间，控顶区支架对顶板的支持阻力显著

变化。尚未移动的支架处于接近循环末阻力，而正在移动的支架支护阻力为零，刚刚移过的支架支护阻力接近初撑力，从而导致沿工作面整个控顶区支护阻力随支架移动发生波浪式的降低，引起顶板下沉波的出现。随后支护阻力又随顶板下沉的增加而增加，直至出现新的平衡，下沉减小。如图 2-8 所示。

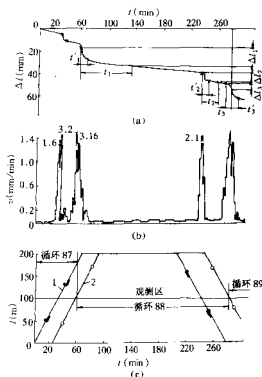


图 2-7 割煤和移架工艺与下沉量的组成
 a—顶板下沉量；b—顶板下沉速度；c—工作面工作图表
 (1—采煤机采煤；2—移架)

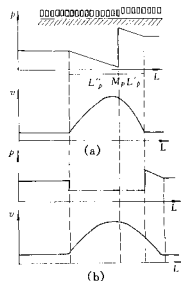


图 2-8 移架过程引起的工作面支护阻力的变化
 M_p —回载和移架地点； L'_p —支架卸载的前方影响带；
 L''_p —支架卸载后方影响带

这一过程引起的顶板下沉波动幅度在低阻力支架，特别是低初撑力的支架特别严重。我国 80 年代初期引进的液压支架大部分失败，主要原因就在于此。近 10 多年液压支架成功之处首先在于普遍提高了支护阻力，包括高初撑力。其次实现了对顶板和采空区的高速盖率。但对于特殊条件，如采高很大，顶板稳定性很低及放顶煤开采等情况下，避免或减小移架引起的顶板下沉波仍是十分重要的课题。

2. 轨道上方顶板动态

液压支架与单体支柱不同的另一特点是，在支架立柱前方有较大的无立柱空间，用以使大功率采煤机通过，从而出现了轨道上方顶板的控制问题。在此区域顶梁对顶板的支护阻力一般较低，特别是早期的支撑式支架顶梁过长，且支架无抵抗顶板水平推力的能力，导致轨道顶板早期下沉过大和离层破碎，见图 2-9 所示。轨道上方和控顶区与控顶区顶板下沉和顶梁载荷分布如图 2-10 所示。

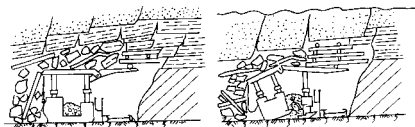


图 2-9 支撑式支架顶板的早期离层破碎

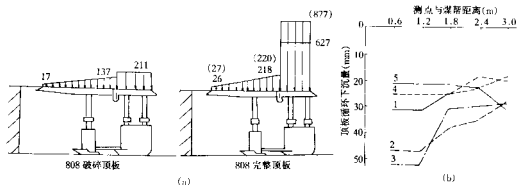


图 2-10 梁式支架巷道及控顶区的顶板下沉及顶梁载荷分布

a—梁式支架实测顶梁载荷分布, 单位: kN/m^2 , () 表示周期来压情况; b—梁式支架工作面至煤壁 30 m 内的顶板下沉量 (阳泉四矿和一矿); 1~5 为测站编号, 其中 1~3 为中部测站; 4、5 为端头测站

掩护式支架对巷道上方顶板的支护得到一定程度的改善, 但仍有待于国内外学者继续深入研究。

1) 端面顶板冒落率。

德国学者首先研究了巷道上方顶板冒落率及相关因素。认为, 冒落率与顶板岩性及梁端距有关, 一般与梁端距呈线性关系, 即

$$F = A + BS \quad (2-7)$$

式中 F ——冒落率 (%) ;

S ——巷道上方未支护宽度, 一般取 $S = a + b + c$;

a ——顶梁端部至第一接顶点的距离 (cm) ;

b ——梁端至煤壁切割面的距离 (cm) ;

c ——煤壁片帮深度 (cm) ;

A 、 B ——与顶板岩性有关的常数。

表征岩性影响用冒落敏感度 E (%) , 此值为梁端距 $S = 100 \text{ cm}$ 时的顶板冒落率。如图 2-11 所示。

德国根据测量结果将顶板分为 3 类: 高敏感度顶板, $E > 30\%$; 中等敏感度顶板, $E = 11\% - 30\%$; 低敏感度顶板, $E \leq 10\%$ 。

我国 80 年代对综采工作面顶板的冒落度进行过细致的测定, 发现除上述两因素外, 支护阻力也有一定的影响。回归公式具有如下形式, 即

$$F = A + BS + \frac{c}{q_t} \quad (2-8)$$

式中 q_t ——时间加权平均支护强度。

即适当提高支护阻力可减少巷道顶板冒落度, 一般 q_t 应在 $300 \text{ kN}/\text{m}^2$ 以上。

2) 顶板裂隙类型及其发展。

德国和原苏联学者均研究了开采工作面顶板裂隙的类型和发展。德国雅可比等将顶板裂隙主要分为 5 类: 平行层面的裂隙 (R_1) ; 垂直层面的裂隙 (R_2) ; 向煤壁倾斜的裂隙 (R_3) ; 向采空区倾斜的裂隙 (R_4) 和楔型裂隙 (R_5)。还有以上各种交叉裂隙。其中, 对综采工作面最危险的是巷道上方经常出现的楔型裂隙, 如图 2-12 所示。

这种裂隙多发生在总支护阻力和支护强度不足的工作面。巷道出现楔形冒落, 特别是冒高超过

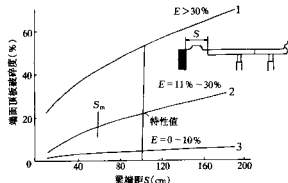


图 2-11 德国长壁工作面顶板冒落敏感度

1—冒落感度高; 2—冒落感度中等; 3—冒落感度低

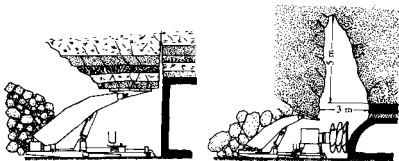


图 2-12 机道上方的模型裂隙和冒落

50 cm 时, 对工作面控制非常不利。

原苏联测量研究所将综采工作面的顶板状况分为 4 级并进行综合评分。

- I 级 (良好): 顶板无裂隙或仅有裂隙而无错动;
- II 级 (中等): 顶板裂隙有错动但不超过 100 mm;
- III 级 (不好): 顶板裂隙有错动和冒落 (一般不超过 0.5 m);
- IV 级 (很差): 顶板到处有不规则的台阶错动和冒落。

现场研究表明, 当工作面支护强度超过 500 kN/m^2 时, 顶板裂隙占的比重显著增大, 而冒落显著减小。而当支护阻力再增大时, 对顶板状况的改善已不显著。

以上的研究表明, 在其他条件相同时, 适当提高支护阻力可控制顶板裂隙和错动, 以及冒落的发展。

3. 改善顶板下沉和高层破碎的原则

近年来国内外的研究和实践表明, 为改善综采工作面顶板控制, 应优先予以考虑以下技术途径:

1) 提高支架阻力。

包括初阻力和额定工作阻力。由于移架期间对顶板的支护阻力显著下降, 为避免顶板失稳, 应当提高支架的初撑力和额定工作阻力, 以使使移架期间对顶板的总支护阻力不低于使直接顶板保持平衡必需的阻力。近几年来综采液压支架普遍采取了高工作阻力及初撑力与额定工作阻力的高比值, 取得良好效果。

2) 增加对顶板的隔离或遮盖作用。

由于支架的反复支撑和卸载作用, 除较坚硬的顶板以外, 一般总会在支架上方出现一些破碎矸石。通过提高支架顶梁对顶板的遮盖率, 可避免破碎矸石落入工作空间。目前掩护支架和支撑掩护支架对控顶区顶板的遮盖率可达 90% 左右, 避免了破碎矸石落入控顶区, 在大多数综采工作面获得成功。

3) 擦顶移架。

如果移架前降柱过多, 将导致顶梁上的破碎矸石厚度增加, 进而增加梁端一煤壁距离, 促使机道上方破碎顶板冒落。根据国内外的经验, 采用擦顶移架措施, 即移架时仅使支护阻力接近零值而不使顶梁脱离顶板。这样, 既可避免与支架接触的顶板层进一步破碎, 又可提高移架速度。

4) 控制和减小机道顶板冒落的措施。

除以上措施外, 现代液压支架多采取以下结构措施:

(1) 伸缩梁结构。一般采用外套式结构, 割煤后此部分可从前梁伸出, 及时支护机道上方顶板。

(2) 挑梁结构。此部分结构铰接在前梁下方, 可通过千斤顶使其伸出并支护机道顶板。

(3) 立即移架结构。这种支架结构设计使得支架底座至输送机之间有不小于一个移架步距的宽度, 割煤后可立即移架, 支护已暴露的顶板。

这些结构有可能使机道上方无支护宽度降低到容许的范围以内，并避免支护迟延，对所暴露的顶板实现及时支护。

二、顶梁载荷分布及前端的支护阻力控制

综采工作面的无立柱空间宽度一般在 2.0 m 以上，如果没有足够的支护阻力，将同样导致机道顶板的过大早期下沉和离层破碎。特别是在采高较大或煤层松软条件下，无支护宽度进一步增大，顶梁前端的支护阻力问题更为突出。为此必须研究不同条件下液压支架顶梁载荷分布。

顶梁载荷分布规律的研究对于改善顶板控制无疑是十分重要的因素。在多年来实验室和现场试验基础上取得了以下主要成果：

1. 顶梁载荷的统计分布

在天然条件下顶板是不平的。顶梁与顶板的接触处仅是几个小面积，通常为三点接触。研究表明，接触点是随机分布的，而在接触点处的压力服从力矩平衡条件，例如，对于支掩式掩护支架，相对于顶梁—立柱铰接点保持力矩平衡，即

$$\sum_{i=1}^2 p_i x_i = \sum_{j=1}^2 p_j x_j$$

式中 $\sum_{i=1}^2 p_i x_i$ ——顶梁—立柱铰接点前方（前梁）接触压力（ p_i ）与至铰接点距离（ x_i ）的乘积；
 $\sum_{j=1}^2 p_j x_j$ ——顶梁—立柱铰接点后方（后梁）接触压力（ p_j ）与至铰接点距离（ x_j ）的乘积。

左右两侧的接触点不超过 2 个。

图 2-13 为义马矿务局千秋矿对 ZYZ-1 型掩护支架井下工作面测定的顶梁载荷统计分布。

由图 2-13 可见，顶梁载荷统计分布不是线性的，而是波浪形的，并在周期来压时显著增大。其共同点是：顶板合力作用点位置始终接近顶梁与立柱铰接点处，该点大体是顶梁力矩中心。在这方面一个重要研究成果是顶梁载荷分布可按笔者发展的“不等接触概率”计算和模拟。计算和实测的顶梁载荷统计分布的比较如图 2-14 所示。

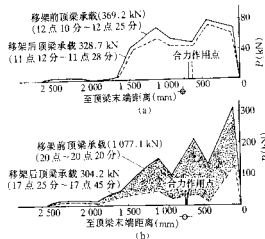


图 2-13 ZYZ-1 型掩护支架顶梁载荷实测统计分布
 a—非周期来压期间；b—周期来压期间

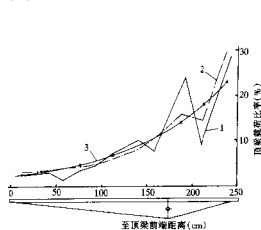


图 2-14 计算和实测的顶梁载荷统计分布的比较
 (以载荷比率表示)

1—实测的载荷比率分布；2—按不等接触概率计算的比率分布；3—按不等接触概率计算的比率值的回归曲线 $\Delta R_i/R_i = 2.228 e^{0.00947x}$

通过改变顶梁前、后段比值，可改变顶梁载荷分布。从接触概率理论出发，通过改变顶梁上平面的不平度，例如，使顶梁前、后端部高于其他部分，则同样可提高顶梁前、后端部区段的比压分布值。如图

2-15 所示。

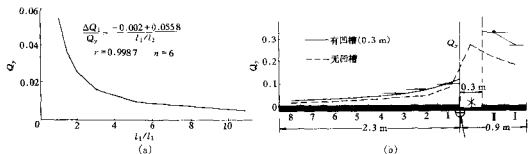


图 2-15 顶梁比压分布与其不平度的关系

a—顶梁尖端区段 ($\Delta l_1 = (l_1 + l_2) / 12$) 统计平均载荷与合力作用点位置关系; b—顶梁后有凹槽的载荷分布对比, 图中各点表示该区段区段载荷的统计平均值; 顶梁凹槽处不承受载荷, 故曲线中断; I—8、I、II 为区段编号

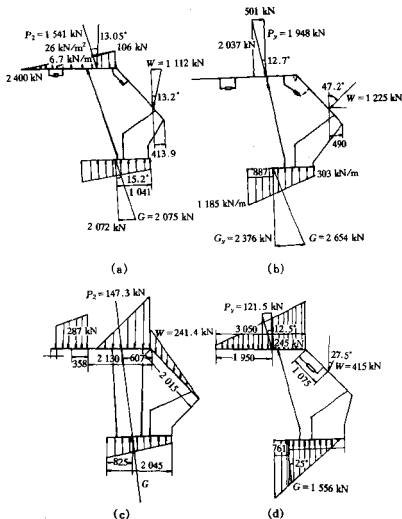


图 2-16 掩护型和支撑掩护型支架的顶梁—底座载荷线性分布

a—G—320 支架受力特征 (五龙矿); b—G—320 13/32 支架受力特征 (五龙矿); c—ZY—35 支架受力特征 (淮北杨庄矿); d—WS—1.7 掩护支架受力特征 (阳泉一矿)

通常, 在支架设计中, 采取顶梁前端翘起的结构, 实际上可以达到增大前端接触概率和接触比压的

目的。但若前梁刚度过大,则在顶梁前段结构应力过大,且出现一段零载荷区,不利于该处的顶板控制。因此,前梁翘起段应采用弹性结构。

2. 顶梁载荷的线性分布

通常人们采取线性分布较简单地计算顶梁、底座载荷分布,顶梁前端的支护阻力将随架型、支架总支护阻力和顶梁前、后段尺寸计算确定。一般要求是在顶梁前端不出现零载荷值。为此要求以支架立柱与顶梁铰接点为界,前、后段的比值尽可能接近于2。图2-16为我国常用的几种典型结构通过井下用测力销观测并按线性分布计算的顶梁载荷分布。

对于铰接前梁结构或可伸缩前梁,要求端部支撑力达到的支护强度一般应不低于一倍采高的岩重。即

$$q_0 \geq \gamma M \quad (2-9)$$

式中 γ ——岩石容重;
 M ——采高。

三、底板比压分布的实验研究和控制

在实验室条件下,液压支架在外载作用下底板比压分布可通过采用特殊的压力传感器测定。在煤炭科学研究所北京开采研究所液压支架实验室的多次试验表明,底板比压从底座尖端至后端按负指数曲线规律衰减,如式(2-10)及图2-17所示。不同摩擦因数对底板比压分布的影响如图2-18所示。

$$q_y = \frac{\Delta R_y}{B_0} \exp(-bx) \quad (2-10)$$

式中 A 、 b ——与支架结构有关的常数, $b = 1.0/X_g - B_0/X_g$, 对于G-320支架有 $A = b [1 -$

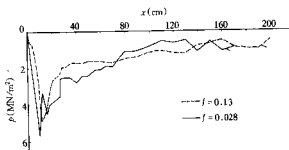


图2-17 G-320液压支架底座下方比压实验分布 ($H=2.74$ m)

$$4.5 \exp(-l_0/X_g)];$$

R_y ——支架总载荷;
 B_0 ——支架中心距;
 l_0 ——底座长度;
 X_g ——底座合力作用点至底座尖端的距离。

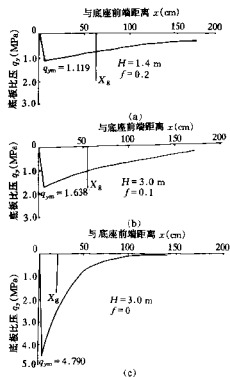


图2-18 支架—围岩摩擦因数对底板比压分布的影响

试验条件:立柱工作阻力2000 kN;平衡千斤顶工作阻力492 kN; H —支架工作高度; f —支架与顶板摩擦因数

从图 2-17 可以看出, 底座比压最大值在其尖端附近, 随远离尖端迅速衰减。而随着支架与顶、底板摩擦因数的减小, 底座尖端比压显著增大。对于支架设计和选择方面, 应考虑以下几点:

(1) 最大比压主要由支架额定工作阻力确定。因此, 对于松软底板, 应限制支架的额定工作阻力, 以避免其尖端压入底板。

(2) 底座最大比压同时受支架结构、工作高度、摩擦因数的影响, 它们均影响外载合力作用点在底座的位置。一般来说, 四柱式支架对底板的比压分布优于两柱掩护式。

(3) 原则上应适当增加液压支架顶梁和底座的粗糙度, 以增大摩擦因数。同时应考虑到在顶板淋水或积存浮煤等条件下由于摩擦因数的减小, 支架底座尖端对底板比压有增大的可能性, 适当选择相应的支架结构和参数。

四、液压支架与顶、底板围岩沿层面方向的相互作用及控制

液压支架与围岩力学相互作用的研究是我国在给定地质和采矿条件下合理选择支架结构和参数及制定岩层控制措施的科学基础。为分析液压支架与围岩沿层面的相互作用, 北京开采研究所完成了支架载荷的井下测定和支架-围岩相互作用的实验室试验和相关的理论研究。

1. 液压支架与直接顶板接触面相互作用的实验室和现场研究

对两柱掩护型液压支架与围岩力学平衡的计算表明, 支架对顶板有两种支撑作用(如图 2-19 所示): 第一种是初撑状态下支架对顶板的主动支撑力, 即

$$P_{x1} = P_c(\delta_3 \cos \beta_a - \delta_4 \sin \beta_a) \quad (2-11)$$

式中 P_c ——平衡千斤顶的推力;

β_a ——平衡千斤顶与水平面的夹角;

δ_3, δ_4 ——相关常数, $\delta_3 = (c + l_0 \sin \beta_c) / h_2$, $\delta_4 = (l_0 \cos \beta_c) / h_2$;

β_c ——掩护梁与垂线夹角。

式(2-11)表明, 掩护支架对顶板的主动支撑

力随平衡千斤顶的推力而增加, 有利于阻止顶板岩石指向采空区的分离运动。从而可改善对顶板, 特别是不稳定顶板的控制。

第二种主动支撑作用是在掩护支架受载过程中形成的。当外载合力不通过支架重心时, 掩护支架通常向前方回转, 同时产生对顶板的主动水平力。在煤炭科学研究所北京开采研究所实验室对掩护支架的加载试验表明, 在加载过程中, 支架顶梁向煤壁方向发生水平位移, 同时形成对顶板的水平推力。卸载过程中刚好相反, 此时顶梁向后方, 即采空区方向水平移动。如图 2-20、图 2-21 所示。

以上所述的对顶板的主动水平力特征主要归属于两柱掩护支架, 是其相对于四柱支撑掩护型的优点之一, 也是两柱掩护型在我国得到广泛应用的主要原因之一。

2. 沿推进方向的被动水平力

力学分析和支架部件受载的现场观测(借助于测力销传感器)表明, 两柱掩护支架可以形成指向煤壁的被动水平推力。该力是顶板水平力的反作用力, 并由式(2-12)计算为

$$R_{cm} = \frac{f_1 [P_1 \cos \beta_1 (1 - h_1/b) \tan \beta_1] - P_c c/b}{1 - f_1 h_1/b} \quad (2-12)$$

式中 f_1 ——顶梁对顶板的摩擦因数;

P_1 ——立柱阻力;

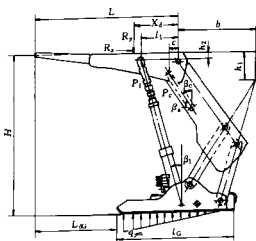


图 2-19 掩护支架与顶板相互作用力图

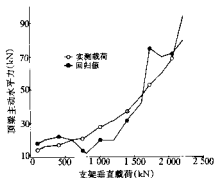


图 2-20 支架加载和卸载过程的水平力

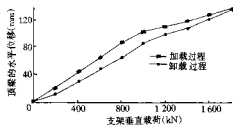


图 2-21 试验台对支架加载和卸载过程的水平位移

h_1 、 b ——四连杆瞬心相对于顶梁上平面的垂直距离和对顶梁—掩护梁联结点的水平距离；

β_1 ——立柱相对于水平面的倾角；

c ——平衡千斤顶轴线对于顶梁—掩护梁连接点的垂直距离。

通过测力销测定后计算得到的几种典型支架在井下实测的顶板水平力特征见表 2-6。

表 2-6 顶板对支架水平力分布特征

支架名称	水平力与垂直力的比值	顶板水平力方向频率 (%)		支架名称	水平力与垂直力的比值	顶板水平力方向频率 (%)	
		指向采空区	指向煤壁			指向采空区	指向煤壁
G-320	0.225	82.8	17.2	WS1.7	0.220	94.8	5.2
QY-1	0.323	90.2	9.8	ZY35	0.124	2.0	98.0
QY	0.430	85.5	14.5	X型四柱式	0.070	80.6	19.4
YZ-1	0.133	98.2	1.8				

表 2-6 说明，大多数工作面顶板对支架的水平力，指向采空区的频率占 80% 以上，仅有个别工作面支架承受来自顶板指向煤壁的水平力，估计可能是在基本顶周期来压期间发生的。水平力与垂直力的比值一般在 0.1~0.4 之间。这意味着液压支架对顶板的水平力绝大多数是指向煤壁，因而有利于控制顶板的裂隙岩块指向采空区的分离运动。

应当指出，支架对顶板产生被动水平力是两柱掩护型和四柱支撑掩护型支架的共同特点。而主动水平力大多为两柱掩护支架形成。

第三节 支护参数优化选择计算和液压支架结构选型

在液压支架与围岩力学相互作用研究的基础上，需综合分析不同地质技术条件下支护阻力确定的理论研究成果并分析不同支架的结构力学特征，为支架选型提供依据。

一、液压支架必需支撑能力的确定

液压支架必需支撑能力的确定，对于工作面技术经济效益关系重大，既要保证对工作面顶板实现可靠的支护，又要避免过大的设备投资，导致不必要的浪费。为此，需要对顶板运动的类型和支架与围岩的平衡条件进行分析。

1. 常见的顶板运动类型

我国的地质和采矿条件下，从支架阻力确定的角度考虑，顶板运动和来压特征可以分为 3 种类型：

类型 A：直接顶为不稳定顶板（松软或破碎顶板），支架载荷主要由基本顶的级别和运动特征决定，

直接顶主要作为传力介质,并将自重作用于支架。

类型 B: 直接顶中等稳定和稳定,在与支架相互作用中具有不同的回转趋向,同时传递由 II 级和 III 级基本顶(长梁型)形成的周期来压载荷。

类型 C: 非常稳定的直接顶和 IV 级基本顶形成的剧烈载荷。

2. 类型 A 必需支护强度计算

当支架—围岩处于正常工作,即支架给予直接顶板必要的初撑力,直接顶不发生离层的条件下,基本顶周期来压时,支架和直接顶处于“给定变形”状态,此时必需的支架载荷由直接顶重量和基本顶来压引起的控顶区下沉导致的载荷增量所组成。可按式(2-13)计算,相应关系如图 2-22 所示。

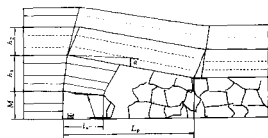


图 2-22 基本顶来压“给定变形”工作状态

$$P_z = \gamma h_1 + k_1 S_2$$

其中,支撑系统刚度为

$$k_1 = \frac{k_z}{1 + k_z/k_r + k_z/k_f}$$

$$S_2 = \frac{[M - h_1(K_c - 1)]l_s}{L_p}$$

故
$$P_z = \gamma h_1 + \frac{k_z}{1 + k_z/k_r + k_z/k_f} \frac{[M - h_1(K_c - 1)]l_s}{L_p} \quad \text{kN/m}^2 \quad (2-13)$$

式中 γ ——直接顶岩石容重;

h_1 ——直接顶厚度;

k_z ——支架安全网未开启前的抗压缩刚度;

k_r ——直接顶岩石抗压缩刚度;

k_f ——底板岩石抗压缩刚度;

M ——采高;

K_c ——直接顶垮落初始松散系数;

L_p ——周期来压步距;

l_s ——控顶宽度。

上述数值并不难取得,液压支架的抗压缩刚度已在多次支架受力实验过程中取得。直接顶和直接底的抗压缩刚度可从《底板岩层控制》等著作中查得。

式 2-13 表明,在给定变形条件下,直接顶厚度对必需支护强度关系重大。当直接顶厚度小于 2 倍采高时,支架必需的载荷很大,但应指出,在较高支架阻力的综采工作面,出现“给定变形”的可能性较小。

3. 类型 B 必需的支护强度

此类直接顶在综采工作面通常不会完全破碎,而是被支承压力形成的剪切裂隙分割为不同倾角的块体,并在支架上方出现不同的回转趋向。

液压支架必需的支承能力应根据直接顶和基本顶的力学特性和运动特征确定,包括被剪切裂隙分割的直接顶的回转趋向和基本顶的来压强度。直接顶岩块可分为两种回转趋向:

向煤壁方向回转(R_2 、 R_4 岩块, R_2 为断裂角 $\alpha = 90^\circ$, R_4 为断裂角 $\alpha > 90^\circ$) 和向采空区回转 (R_3 岩块, 断裂角 $\alpha < 90^\circ$) 的趋向。

在第一种趋向,顶板岩块对支架施以指向采空区的水平力,而支架则对顶板施以指向煤壁的被动

水平阻力；在第二种情况下则相反，支架则对顶板施以指向采空区的水平力。同时，由于顶板岩块与煤壁前的顶板相接触，后者向顶板岩块施以摩擦阻力，其方向制约直接顶岩块的回转，同样，基本顶对直接顶岩块给予阻滞其运动的被动反力。相应的力图如图 2-23 所示。

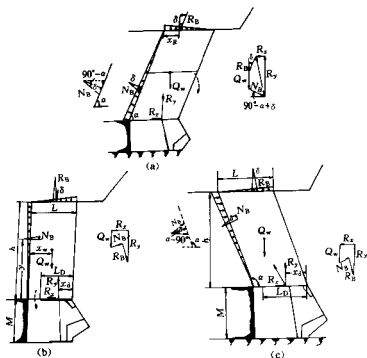


图 2-23 顶板岩块的回转趋向和力图
a—R₃ 岩块；b—R₂ 岩块；c—R₄ 岩块

必需的额定支护强度按以下公式计算。

第 1 种情况：

$$R_z = \gamma h_1 \frac{1 + k_d(1 + \tan \delta) / \tan(\alpha - \delta)}{1 + f_d \tan(\alpha - \delta)}$$

第 2 种情况：

$$R_z = \gamma h_1 \frac{1 + k_d(1 + \tan \delta) / \tan(\alpha - \delta)}{1 - f_d \tan(\alpha - \delta)}$$

- 式中 γ ——岩石容重；
 h_1 ——直接顶厚度；
 f_d ——支架—顶梁摩擦因数；
 α ——直接顶岩石断裂角； $\delta = \tan^{-1}(f)$ ；
 f ——岩石之间的摩擦因数；
 k_d ——基本顶来压动载系数。

在图 2-24 中，显示了必需的沿米支护阻力随直接顶厚度和断裂角的变化。可以看出，它随直接顶厚度而增加，但随其断裂角的增大而减小。后者意味着，岩层愈硬（断裂角愈小），必需的支护阻力也愈高。参见表 2-7。

断裂角等于 90° 时直接顶岩块有两种可能的运动趋向：向采空区的回转趋向和向煤壁的回转趋向。在前种情况下需要的支护阻力明显高于后者 (2.14:1.77)。

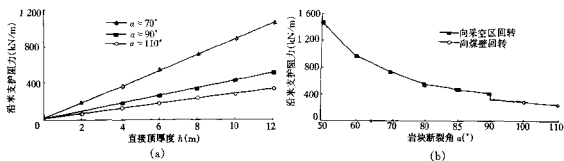


图 2-24 必需的沿米支护阻力随直接顶厚度 (a) 和其岩块断裂角 (b) 的变化

表 2-7 断裂角与必需的支护阻力比数 η

支护阻力比数	断裂角 ($^\circ$)						
	50	60	70	80	90	100	110
η	7.3	4.8	3.64	2.73	2.14	1.49	1.24
$\bar{\eta}$					1.77		

注: 必需的支护阻力比数 $\eta = R_{11}/\gamma h_1$, 即直接顶阻力的倍数; 取 $k_d = 1$, 即无基本顶来压时。

计算举例:

设直接顶厚度为 6 m, 直接顶岩重为 150 kN/m^2 , 在上述不同的断裂角下必需的支护强度如表 2-8 所示。可见, 随直接顶岩层稳定性的提高 (断裂角减小), 液压支架必需的支护强度将迅速增大。

表 2-8 断裂角与必需的支护阻力示例 (直接顶岩重为 150 kN/m^2 , $k_d = 1$)

支护阻力 (kN/m^2)	断裂角 ($^\circ$)						
	50	60	70	80	90	100	110
q_s	1 095	720	546	410	321	224	186
q_t					266		

4. 类型 C 难垮落顶板支护阻力的计算

在此情况下顶板运动有新的特点: 由于顶板非常稳定, 岩层厚度大而坚硬, 断裂垮落成巨型菱形岩块, 当工作面推进到一定距离后, 顶板在控顶区上方突然断裂, 给支架以突发性载荷, 随后, 由于其重心处在支架顶梁以外, 即向采空区回转, 并与已垮落在采空区的巨型岩块挤压, 形成半拱式平衡, 受力如图 2-25 所示。在此条件下, 必需的支护阻力可由式 2-14 决定。

$$R_y = \gamma h_2 \frac{C_y}{D_y} + \gamma h_1 \quad (2-14)$$

式中 C_y/D_y ——基本顶传力系数,

γh_1 ——直接顶岩重;

$$C_y = \frac{1}{2} (L_p + h_2 \cot \alpha) \frac{(Z-A) \sin(\alpha_1 - \delta)}{2 \cos(\alpha_1 - \delta)}$$

$$D_y = \frac{f_d [Z + a \sin(\alpha_1 - \delta)]}{2 \sin(\alpha_1 - \delta)} - \frac{(Z-A) \sin(\alpha_1 - \delta)}{2 \cos(\alpha_1 - \delta)}$$

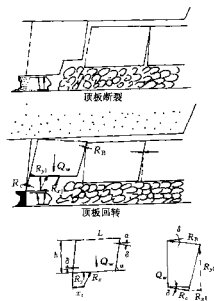


图 2-25 难垮落顶板支架—图岩平衡条件

$$\alpha_1 = \alpha - \arctg \left[\frac{M - h_1(K_c - 1)}{L_p} \right];$$

h_1 ——直接顶厚度 (m);

h_2 ——基本顶厚度 (m);

K_c ——直接顶松散系数;

L_p ——基本顶周期来压步距;

α ——基本顶岩石断裂角;

δ ——岩块间摩擦角;

A ——基本顶岩块挤压面合力作用点至岩块上的表面距离;

Z ——相关常数。

上述用于非常稳定、难垮落顶板的计算公式在大同矿区得到很好的验证, 计算值与实测值误差很小。

二、液压支架额定工作阻力确定的回归公式

1. 液压支架必需的支护阻力下限

根据多年来综采工作面矿压观测的成果, 获得了支架-围岩达到初始力学平衡必需的临界阻力的计算公式。然后考虑必要的储备系数, 确定必需的额定阻力。这些公式包括了主要地质和采矿因素, 如采高 M , 直接顶厚度与采高的比值 N , 基本顶周期来压步距 L_p , 控顶宽度 L_s 等。按临界阻力确定液压支架必需的支护阻力下限见表 2-9。

表 2-9 按临界阻力确定液压支架必需的支护阻力下限

项 目	计 算 公 式
额定支护强度 (kN/m ²)	$q_b = 72.3M + 4.5L_p + 78.9L_s - 10.24N - 62.1$
额定锚米阻力 (kN/m)	$R_b = 410M + 49L_p + 460L_s - 1660$

注: M 、 L_s 、 L_p 的单位: m; N 为无量纲量。上述公式一般不适用于放顶煤开采。

2. 综采工作面支护阻力换算

综采工作面支护强度按下式换算为

$$q_b = Q_b / L_s B_0 K_s \quad (2-15)$$

式中 Q_b ——支架额定工作阻力, kN;

B_0 ——液压支架中心距;

k_s ——支架支撑效率, 参见表 2-10; $L_s = a + L_b$;

a ——支架顶梁前端至煤壁的平均距离;

L_b ——支架顶梁长度。

支撑效率 (K_s) 按插值法选取;

在支架的调高范围内, 工作面采高处于其低段范围

时, K_s 应接近下限; 处于高段范围时, K_s 应接近上限。具体可用下式估算:

$$K_s = \left[(h_i - h_{\min}) / (h_{\max} - h_{\min}) \right] (K_{s,\max} - K_{s,\min}) + K_{s,\min} \quad (2-16)$$

举例 ZY 2000-14/31 支架, 计算用于采高 2.0 m 工作面时的 K_s 值:

$$K_s = [(2.0 - 1.4) / (3.1 - 1.4)] \times (0.9 - 0.8) + 0.8 = 0.035 + 0.8 = 0.835$$

支护强度计算举例:

表 2-10 液压支架的支撑效率 (K_s) 选取

支撑效率	掩护式		支撑掩护式	支撑型
	支掩式	支顶式		
$K_{s,\min}$	0.65	0.8	0.85	0.9
$K_{s,\max}$	0.75	0.9	0.95	0.98

选取同上支架。设 $a=0.4\text{ m}$, $L_b=2.49\text{ m}$, $L_s=0.4+2.49=2.89\text{ m}$, $B_0=1.5\text{ m}$, $Q_h=2\ 000\text{ kN}$, 则

$$q_h = 2\ 000 \times 0.84 / (2.89 \times 1.5) = 387.5\text{ kN/m}^2$$

三、直接顶和基本顶级别及底板类型对支架优选的要求

1. 围岩可控性分组

根据直接顶类别, 基本顶压力显现级别和底板抗压入特性类别的不同组合, 可将回采工作面围岩的控制难易程度分为3组: 难控围岩(G11、G12)、较难控围岩(G2)、易控围岩(G3), 见表2-11。以此为依据, 进行液压支架的结构选型和制定相应的岩层控制措施。

表 2-11 围岩可控程度分组

项 目	难控围岩		较难控围岩	易控围岩
	G11	G12	G2	G3
直接顶类别	3、4	1a、1b	2a、2b	2、3
基本顶级别	Ⅳa、Ⅳb	Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ	Ⅱ、Ⅲ	Ⅰ、Ⅱ
底板类别	Ⅲ、Ⅳ、Ⅴ	Ⅰ、Ⅱ	Ⅰ、Ⅱ	Ⅲ、Ⅳ、Ⅴ

其中, G11 为基本顶来压非常强烈, 直接顶中等稳定以上, 底板中硬以上的围岩组合; G12 为直接顶不稳定和直接底为松软和较松软, 基本顶来压等级为不明显至强烈的组合; G2 为底板松软, 直接顶和基本顶处于中间状态的类型; G3 为顶、底板均处于中间状态, 易于控制的围岩组合类型。上述组合类别是液压支架选择的重要依据。

2. 液压支架结构类型的优选

根据以上分析, 考虑不同架型和结构的支架-围岩力学相互作用、支撑力矩、底板比压等特点, 可对掩护式与支撑掩护式结构进行比较。

1) 液压支架的力学特征综述 (见表 2-12)。

表 2-12 不同结构液压支架的力学特征比较

支架型式	结构特征	主要力学特征	对围岩适应性评价
掩护式	二柱支撑掩护式	支架承载力较小, 底板比压均匀, 主动水平力较大	基本顶Ⅰ、Ⅱ级岩层组合
	二柱支撑掩护式	支架承载力大, 稳定性好, 底座尖端比压较大, 对顶板的主动水平力大, 前端支撑力大	适应直接顶1、2、3类, 基本顶Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ级, 底板Ⅲ类以上。Ⅰ类底板需限制支架对底座尖端比压
支撑掩护式	四柱(或三柱)支顶支撑式	稳定性好, 抗水平力强, 比压均匀, 但支撑能力利用率低	主要适应2、3类直接顶, Ⅱ、Ⅲ级基本顶
	四柱X型支顶支撑式	顶梁合力调节范围大, 伸缩比大, 承载力高	主要适于薄煤层
支撑掩护式	四柱支撑掩护式	承载力大, 切顶能力强, 比压较均匀	主要适于2、3、4类直接顶, Ⅱ、Ⅲ、Ⅳ级基本顶, 底板类别不限

2) 支架选型要素及简要评价。

液压支架结构选型必需考虑的要素及对各类型支架的评价见表2-13。

3) 液压支架选型建议。

对于具体条件下的液压支架选型, 必须考虑该条件的直接顶的类型、基本顶级别、底板类型。对各种典型围岩结构组合, 从有利于改善支架与围岩适应性方面, 在部颁标准 MT 554-1996《采煤工作面顶板分类》的附件中提出了液压支架选型的建议, 见表2-14所示。

表 2-13 支架选型要素及评价

要素	支架型式		支撑 掩护式	支撑式		顶梁结构		
	插底掩护式	一般掩护式		垛式	节式	a	b	c
	直接顶冒落倾向	优	良	良	差	差	差	良
基本顶周期来压	差	良	优	优	良	优	良	差
底板压入倾向	良	差	优	优	优	-	-	-
防煤壁片帮	优	良	良	差	差	差	良	优
通风断面	差	良	优	优	优	-	-	-
顶梁前端支撑力	优	良	良	差	差	差	良	优
顶梁后端切顶力	差	良	优	优	差	优	良	良
对顶板遮盖率	优	优	优	差	差	差	良	优
隔绝采空区能力	优	优	优	差	差	差	良	优
横向稳定性	良	优	优	差	差	-	-	-
对采高适应性	良	优	优	良	良	-	-	-
支撑效率	差	良	优	优	优	-	-	-
支护强度	良	良	优	优	优	-	-	-
对倾角适应性	良	优	良	良	差	-	-	-

表 2-14 围岩类型与支架选型建议

直接顶类别	基本顶来压级别	底板类别	液压支架	
			1	2
			1	I II
2	I、II III	I、II I、II	支顶掩护式 支顶掩护式	支撑掩护式 支撑掩护式
3	I、II、III	I、II	支撑掩护式	支顶掩护式
4	II、III IV	III、IV IV、V	支撑掩护式 强力支撑掩护式(短顶梁,大流量安全阀)	支顶掩护式

参考表 2-14, 根据上述分析及国内使用经验, 在综采工作面支架选型时, 还应注意下述原则:

(1) 对于不稳定和中等稳定顶板, 应优先选用二柱掩护式支架。但在底板极松软条件下, 必须严格验算并限制支架底座尖端比压, 不得超过底板容许比压即极限载荷强度。在此条件下, 通常应避免使用重型支架。

(2) 对于非常稳定和稳定的难垮落顶板和周期来压强烈和十分强烈的顶板, 应优先考虑选取四柱支撑掩护式支架。

(3) 众所周知, 三点决定一个平面, 由于顶板不平, 四柱式支架中总有一根支柱对顶板的实际支撑力很低, 因而二柱式掩护式支架支撑能力利用率高于四柱式。即二柱式支架对顶板的实际支撑力高于同样名义额定阻力的四柱式支架, 特别是对机道上方顶板的支护强度。

(4) 在不稳定顶板条件下使用四柱式支架应注意对机道上方的顶板控制, 包括增加前柱阻力及可伸缩前梁等。

第三章 液压支架结构参数设计方法和要求

本章介绍液压支架结构参数的一般设计方法和设计要求,而各种类型液压支架的特殊设计要求和设计方法,以及液压支架受力分析、优化设计、可靠性等内容将在后续有关章节中详细介绍。

第一节 液压支架主要结构参数和形式的确定

一、高度的确定

一般应首先确定支架适用煤层的平均采高,然后确定支架高度。

对于大采高支架,按下式确定支架高度,即

$$\begin{aligned}H_{\max} &= M_{\max} + (200 \sim 400) \\ H_{\min} &= M_{\min} - (500 \sim 900)\end{aligned}$$

式中 H_{\max} ——支架最大高度 (mm);

H_{\min} ——支架最小高度 (mm);

M_{\max} ——最大采高 (mm);

M_{\min} ——最小采高 (mm)。

$$M_{\max} = k_{s1} M_c$$

$$M_{\min} = k_{s2} M_c$$

式中 M_c ——煤层平均厚度;

k_{s1} 、 k_{s2} ——煤层厚度上、下波动系数,一般取 $k_{s1} = 1.1 \sim 1.3$, $k_{s2} = 0.8 \sim 0.9$ 。

对于中厚煤层支架,按下式确定支架高度,即

$$\begin{aligned}H_{\max} &= M_{\max} + (200 \sim 300) \\ H_{\min} &= M_{\min} - (300 \sim 400)\end{aligned}$$

对于薄煤层支架,则按下式确定支架高度,即

$$\begin{aligned}H_{\max} &= M_{\max} + (100 \sim 200) \\ H_{\min} &= M_{\min} - (150 \sim 250)\end{aligned}$$

支架的最大高度与最小高度之差为支架的调高范围。调高范围越大,支架适用范围越广,但过大的调高范围给支架结构设计造成困难,可靠性降低。支架最大高度和最小高度取值应符合表 1-5。

二、中心距和宽度的确定

支架中心距一般等于工作面一节溜槽长度。目前国内外液压支架中心距大部分采用 1.5 m。大采高支架为提高稳定性中心距可采用 1.75 m,轻型支架为适应中小煤矿工作面快速搬家要求,中心距可采用 1.25 m。

支架宽度是指顶梁的最小和最大宽度。宽度的确定应考虑支架的运输、安装和调架要求。支架顶梁一般装有活动侧护板,侧护板行程一般为 170~200 mm。当支架中心距为 1.5 m 时,最小宽度一般取 1 400~1 430 mm,最大宽度一般取 1 570~1 600 mm。当支架中心距为 1.75 m 时,最小宽度一般取

1 650~1 680 mm, 最大宽度一般取 1 850~1 880 mm。当支架中心距为 1.25 m 时, 如果顶梁带有活动侧护板, 则最小宽度取 1 150~1 180 mm, 最大宽度取 1 320~1 350 mm; 如果顶梁不带活动侧护板, 则宽度一般取 1 150~1 200 mm。

三、梁端距和顶梁长度的确定

所谓梁端距是指移架后顶梁端部至煤壁的距离 (L_n), 如图 3-1 所示。梁端距是考虑由于工作面顶板起伏不平造成输送机及采煤机的倾斜, 以及采煤机割煤时垂直分力使摇臂和滚筒向支架倾斜, 为避免割顶梁而留的安全距离。支架高度越大, 梁端距也应越大。

当采用即时支护方式时, 一般大采高支架梁端距应取 350~480 mm, 中厚煤层支架梁端距应取 280~340 mm, 薄煤层支架梁端距应取 200~300 mm。

顶梁长度受支架型式、配套采煤机截深 (滚筒宽度)、刮板输送机尺寸、配套关系及立柱缸径、通道要求、底座长度、支护方式等因素的制约。

$$L_{13} = L_A + L_{15} - x_E + L_0 - (L_n + C_d)$$

当采用即时支护方式时, $C_d = 0$, 当采用滞后支护方式时, C_d 等于采煤机截深。

减小顶梁长度, 有利于减小控顶面积, 增大支护强度, 减少顶板反复支护次数, 保持支架结构紧凑, 减轻重量。

四、顶梁形式的选择

支架常用顶梁形式有 3 种: 整体顶梁、铰接顶梁和楔形结构顶梁。铰接顶梁的前段称为前梁, 后段为主梁, 一般简称顶梁。

1. 整体顶梁

整体顶梁 (图 3-2) 的特点是: 结构简单, 可靠性好; 顶梁对顶板载荷的平衡能力较强; 前端支撑力较大; 可设置全长侧护板, 有利于提高顶板覆盖率, 改善支护效果, 减少架间漏矸。为改善接顶效果和补偿焊接变形, 整体顶梁前端 (800~1 000 mm) 一般上翘 $1\sim3^\circ$ 。

2. 铰接式顶梁

铰接式顶梁如图 3-3 所示。在前梁千斤顶的推拉下, 前梁可以上下摆动, 对不平顶板的适应性强。运输时可以将前梁放下与顶梁垂直, 以减小运输尺寸。前梁千斤顶必须有足够的支撑力和连接强度, 前梁上不宜设置侧护板。为顺利移架, 前梁间一般要留有 100~150 mm 间隙, 从而增加了破碎顶板漏矸的可能性。

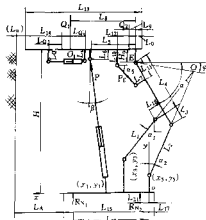


图 3-1 液压支架尺寸关系

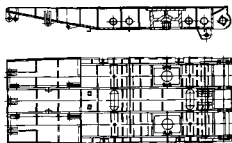


图 3-2 整体顶梁

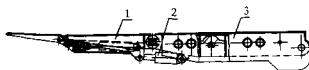


图 3-3 铰接顶梁
1—前梁; 2—前梁千斤顶; 3—顶梁

3. 楔形结构梁

楔形结构梁如图 3-4 所示。楔形梁 1 和后梁 4 通过销轴铰接，楔形梁的楔臂与顶梁间夹有楔块 2，楔块 2 后端与楔形千斤顶铰接，而千斤顶则铰接于顶梁上。

楔形结构梁利用构件间摩擦自锁原理，通过楔块 2 与楔形梁 1 和顶梁 4 之间的摩擦作用，使楔形梁 1、楔块 2 和后梁 4 在受载时保持为一个整体，如同整体刚性顶梁。这样，该梁就具有整体刚性顶梁前端支护力大的优点。由于楔形梁 1 与后梁 4 为铰接结构，当操作楔形梁千斤顶伸出或缩回时带动楔块前后移动，从而使楔形梁 1 绕铰轴上下摆动，其摆动范围取决于楔块的行程和楔角的大小。由于摆动范围较铰接顶梁小，因而该梁又具有铰接顶梁的灵活性。此外，在运输时，楔形梁 1 可以放到下垂位置，缩短了运输尺寸，从而方便运输和安装。

根据顶板条件和使用要求，顶梁可设置伸缩梁。一般整体顶梁只能设置内伸式伸缩梁，如图 3-5 所示。在铰接顶梁的前梁上可设置内伸缩式（亦称潜入式）伸缩梁（如图 3-6 所示），或设置外伸式（亦称手套式）伸缩梁（如图 3-7 所示）。



图 3-4 楔形结构梁

1—楔形梁；2—楔块；3—楔形梁千斤顶；4—后梁

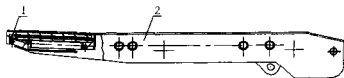


图 3-5 整体顶梁带伸缩梁

1—伸缩梁；2—顶梁

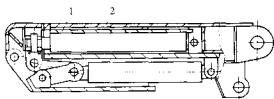
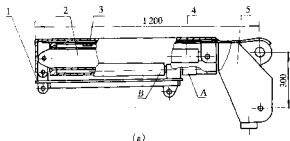
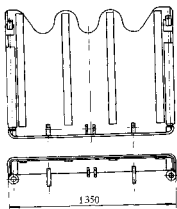


图 3-6 带内伸式伸缩梁的前梁

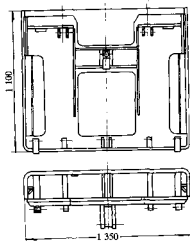
1—伸缩梁；2—前梁



(a)



(b)



(c)

图 3-7 带外伸式伸缩梁的前梁

1—托板；2—导向梁；3—梁盖；4—千斤顶；5—前梁

五、支架侧护板形式的选择

支架侧护板装置一般由侧护板、弹簧筒、侧推千斤顶、导向杆和连接销轴等组成。

支架常用的活动侧护板形式有3种，即直角式单侧活动侧护板、直角式双侧可调活动侧护板和折页式单侧活动侧护板。

1. 直角式单侧活动侧护板

直角式单侧活动侧护板如图3-8所示，一侧为固定侧护板，一侧为活动侧护板。固定侧护板即是梁的边筋板，可增加梁体强度，减轻支架重量。直角式单侧活动侧护板适用于工作面倾角较小（ 15° 以下）的缓倾斜煤层或水平煤层，具有挡矸密封性好和导向性好的特点。

2. 直角式双侧可调的活动侧护板

直角式双侧可调的活动侧护板如图3-9所示，可根据工作面倾角方向，调整一侧固定，另一侧活动，适应性强，可用于各种支架。

3. 折页式活动侧护板

折页式活动侧护板如图3-10所示，它的主要特点是结构简单，千斤顶可以布置在梁体的外侧，便于

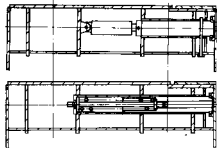


图3-8 直角式单侧活动侧护板

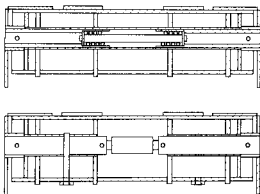


图3-9 直角式双侧可调的活动侧护板

拆装和维修。但挡矸、密封性差，易形成矸石漏泄，且移架时导向性差。主要用于顶板比较稳定或坚硬条件的支撑掩护式支架，且只能安装于顶梁。

顶梁侧护板高度一般取250~500mm，薄煤层支架取下限，大采高支架取上限。掩护梁侧护板和后连杆侧护板高度一般根据支架最大高度时，侧护板水平尺寸等于移架步距加100~200mm搭接量的原则确定。

支架侧护板较易损坏，其主要损坏形式有：①侧护板导向杆耳座与弹簧筒耳座脱落；②导向杆和弹簧筒弯曲变形；③侧护板的侧板弯曲变形；④侧护板和上板焊缝开裂。为此，要求侧护板的耳座结构采用嵌入式，并使导向杆和弹簧筒能插入侧板内。另外，可在上板和侧护板间焊加强筋，如图3-11所示。

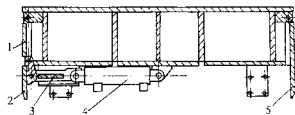


图3-10 折页式活动侧护板

1—活动上侧护板；2—活动下侧护板；3—顶杆；4—千斤顶；5—固定侧护板

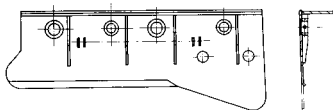


图3-11 侧护板结构

六、底座形式的选择

支架底座常用形式有 3 种，即整体刚性底座、底分式刚性底座和铰接分体底座。

1. 整体刚性底座

整体刚性底座如图 3-12 所示，中挡前部一般有一高度 50~100 mm 小箱形结构，中挡后部上方为箱形结构，推移千斤顶一般安装在箱形体之下。整体刚性底座立柱柱窝前一般要设计一过桥，以提高底座的整体刚性和抗扭能力。整体刚性底座的整体刚度和强度好，底座接底面积大，有利于减小对底板的比压，但中挡推移机构处易积存浮煤碎矸，清理较困难，一般用于软底板条件下工作面支架。

2. 底分式刚性底座

底分式刚性底座如图 3-13 所示。底座底板是中分式的，中挡推移机构直接落在煤层底板上，前立柱柱窝前有“过桥”，中挡后部上方为箱形结构。由于底分式刚性底座

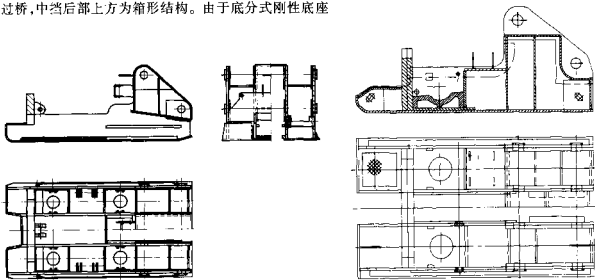


图 3-12 整体刚性底座

中挡底板分体，推移装置处的浮煤、碎矸可随支架移架从后端排到采空区，不需要人工清理，适应高产高效要求，但减少了底座接底面积，增大了对底板的比压。目前，高产高效工作面液压支架一般均采用分体刚性底座。

3. 铰接分体式底座

如图 3-14 所示，铰接分体底座分为左右相对独立的两部分，从中档处铰接，左右底座在垂直方向可相对错动，无刚性约束。这种底座对底板不平的适应性好，减少了底座的扭转和偏载载荷，但支架的整体刚性有所降低。波兰支架采用铰接分体底座的较多，我国 ZY3600/17/35K 支架等亦采用这种铰接分体式底座。目前这种底座结构已较少采用。

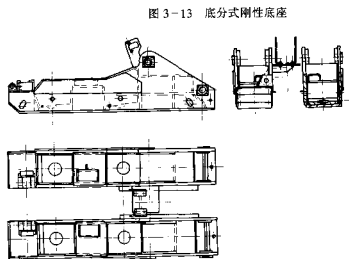


图 3-13 底分式刚性底座

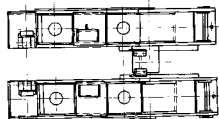


图 3-14 铰接分体底座

七、柱间距和筋板配置

支架柱间距是指两排立柱间的距离。柱间距和筋板配置要考虑支架的中心距、立柱缸径、推移装置宽度等因素。合理确定柱间距和筋板配置，是支架结构设计的重要任务。柱间距与各部件筋板配置关系如图 3-15 所示。根据设计经验，推荐 5 种柱间距和筋板配置方案列于表 3-1 中。

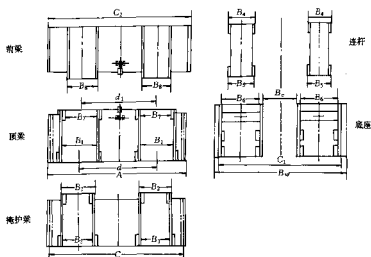


图 3-15 柱间距与各部件筋板配置关系

表 3-1 柱间距和筋板配置推荐尺寸

单位: mm

参 数	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4	方案 5
d	850	820	770	720	720
d_1	810	780	740	690	690
C	1 310	1 280	1 280	1 280	1 355
C_1	1 350	1 290	1 190	1 110	1 110
B_1	400	360	320	320	320
B_2	390	350	310	310	310
B_3	330	290	270	270	270
B_4	320	280	260	260	260
B_5	340	300	270	260	260
B_6	430	390	360	390	330
B_7	360	320	290	290	290
B_8	350	310	280	280	280
B_c	350	350	350	330	330
B_w	1 400	1 380	1 300	1 300	1 300
A	1 368	1 368	1 368	1 368	1 368
适用条件	$D_1 \leq 320$ $D_2 \leq 180$	$D_1 \leq 280$ $D_2 \leq 180$	$D_1 \leq 250$ $D_2 \leq 180$	$D_1 \leq 200$ $D_2 \leq 160$	$D_1 \leq 200$ $D_2 \leq 160$

注: D_1 —立柱缸径; D_2 —推移千斤顶缸径。

八、推移装置的形式选择

推移装置由推移杆、推移千斤顶和连接头等主要零部件组成，其中推移杆是决定推移装置形式和性能的关键部件。推移杆的常用形式有正拉式短推移杆和倒拉式长推移杆两种。

1. 短推移杆

短推移杆一般结构如图 3-16 所示，是由钢板组焊而成的箱形结构件，结构简单可靠，重量轻，被广泛采用。

2. 长推移杆

长推移杆常用形式有框架式、整体箱式和铰接式。

一般框架式长推移杆结构如图 3-17 所示，它由前后两段组成，前段为箱式结构，后段为双杆式结构和导向块。当推移千斤顶缸径超过 $\phi 140$ mm 时，双杆式结构强度难以保证，可靠性下降。框架式长推移杆适用于中型以下的支架。

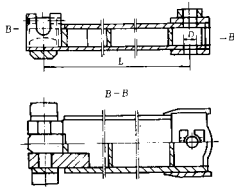


图 3-16 短推移杆



图 3-17 框架式长推移杆

整体箱式长推移杆，一般是由钢板组焊而成的整体箱式结构件，如图 3-18 所示。它的结构简单、可靠性好、防止支架和输送机下滑的性能好，但在工作面难以更换，因此，必须保证其有足够大的安全系数。整体箱式长推移杆在多种高效工作面使用，未发现损坏。

如图 3-19 所示，铰接式长推移杆一般由前后两段箱式结构件组成，中间通过十字连接头铰接，可以上、下、左、右摆动。它解决了整体箱式长推移杆不便更换的缺点，兼有短推移杆和长推移杆的双重特点。

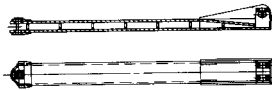


图 3-18 整体箱式长推移杆

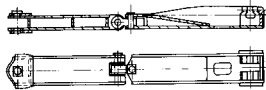


图 3-19 铰接式长推移杆

九、护帮（挑梁）装置形式的选择

煤壁片帮和梁端冒顶是影响综采效率和工人安全的主要因素，特别是在破碎顶板、松软中厚及厚煤层条件下问题更为严重。在矿山压力作用下，煤壁片帮和梁端顶板冒落互相诱发，构成恶性循环。护帮板是提高液压支架适应性的一种常用装置，其作用是：①护帮，即通过挑梁（护帮板）贴紧煤壁，向煤壁施加一个支撑力，防止片帮。一旦片帮，也可挡住片帮煤不进入人行道，并防止片帮继续扩大；②作临时前梁。在支架能及时支护的情况下，采煤机过后挑起挑梁可实现超前支护。当煤壁出现片帮时，挑梁可伸入煤壁线以内，临时维护顶板，避免引发冒顶。在支架滞后支护的情况下，利用挑梁可实现及时支护；③在厚煤层分层开采时，采上分层可利用挑梁挂网卷，采下分层可利用挑梁挑网兜。

1. 护帮（挑梁）装置的类型和特点

护帮（挑梁）装置的主要类型有两类，一类是简单铰接式，如图 3-20 所示；另一类是四连杆式，如图 3-21 所示。

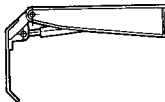


图 3-20 简单铰接式

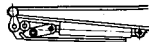


图 3-21 四连杆式挑梁

(1) 简单铰接式：简单铰接式护帮板铰接在整体顶梁或铰接式顶梁前梁的前端（有伸缩梁时铰接在伸缩梁头上），千斤顶直接与护帮板相连接。这种形式的护帮板结构简单，但挑起力矩小，且当顶梁或前梁带伸缩梁时，厚度较大，难以实现挑起。

当仅作护帮板使用时，翻转角度大于 90° 即可。

(2) 四连杆式：四连杆式护帮板（挑梁）与顶梁或前梁的铰接方式与简单铰接式相同，但在千斤顶与护帮板间增加一个四连杆机构，实现护帮和挑起支护顶板，并保证收回到预定的角度。四连杆机构把千斤顶的作用力有效地传递到煤壁和顶板上。这种挑梁的挑起力矩大，但结构相对复杂一些。对于厚煤层支架，为了提高护帮高度和增加超前支护面积，挑梁体可采用伸缩式或折叠式结构，分别如图 3-22 和图 3-23 所示。伸缩式二级护帮（挑梁）装置由于受到结构的限制，整体刚度较差。因此，当需采用二级护帮装置时，应优先采用图 3-23 所示的折叠式结构。

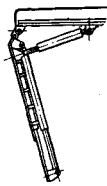


图 3-22 伸缩式护帮装置结构

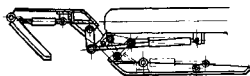


图 3-23 折叠式护帮装置结构

2. 两种挑梁挑起力矩的比较

表 3-2 中列出了几种支架挑梁的有关性能参数。由表中可以看出，挑起力矩与千斤顶推力之比 R ，简单铰接式一般为 $70 \sim 80 \text{ mm}$ ，四连杆式一般为 $150 \sim 250 \text{ mm}$ ，后者是前者的 $2 \sim 3$ 倍。由此可见，四连杆式挑梁是提高支架适应性的有效装置。但是，四连杆式机构的连杆由于受结构限制，容易损坏，因此，结构设计上必须予以充分的保证。

表 3-2 支架挑梁性能参数

支架型号	挑梁类型	挑梁千斤顶		挑起力矩 ($\text{kN}\cdot\text{mm}$)	挑起力矩 千斤顶推力 (mm)
		缸径 (mm)	推力 (kN)		
ZY2000-14/31	简单铰接式	100	246.6	17 450	70.7
ZY3400-14/29	简单铰接式	100	246.6	19 602	79.5
ZY4000-15/30	简单铰接式	100	246.6	19 602	79.5
ZZP5100-17/35	简单铰接式	100	246.6	17 450	70.7
ZY3500-25/47	四连杆式	2×80	315.6	76 995	243.9
ZZR3000-10/22	四连杆式	2×80	315.6	48 131	152.5
ZZY4800-22/42	四连杆式	100	246.6	53 661	218.1
ZYR3400-25/47	四连杆式	125	385.1	74 696	194.0
ZYT3400-23/45	四连杆式	2×80	315.6	70 447	223.2
ZYP3200-17/35	四连杆式	100	246.6	48 732	197.6

3. 挑梁四连杆机构的运动分析

在直角坐标系 xoy 和 $x'o'y'$ 中，挑梁四连杆机构的运动学模型如图 3-24 所示。图中， S_1 、 S_2 、 S_3 分别表示挑梁在各个工作位置（1 收回，2 挑起，3 护帮）时千斤顶的总长度； α_1 、 α_2 、 α_3 分别表示挑梁在 3 个工作状态时与水平的夹角。

K 点坐标为

$$x_K = x'_K \sin \beta + y'_K \cos \beta \quad (3-1)$$

$$y_K = y'_K + x'_K \cos \beta - y'_K \sin \beta \quad (3-2)$$

$$\beta = 90^\circ - (\psi + \alpha) \quad (3-3)$$

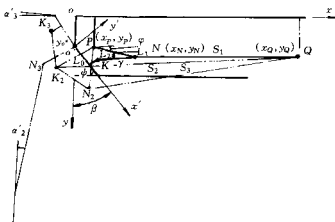


图 3-24 挑梁工作位置

$$\alpha_2 = \alpha'_2 + 90^\circ, \quad \alpha_3 = \alpha'_3 + 180^\circ$$

N 点是以 P 点为圆心、 L_1 为半径的圆与以 K 点为圆心、 L_2 为半径的圆的交点，应满足方程：

$$(x_N - x_P)^2 + (y_N - y_P)^2 = L_1^2 \quad (3-4)$$

$$(x_N - x_K)^2 + (y_N - y_K)^2 = L_2^2 \quad (3-5)$$

由式 (3-4) 和 (3-5) 可解得 N 点坐标：

$$x_N = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (3-6)$$

$$y_N = y_P + \sqrt{L_1^2 - (x_N - x_P)^2} \quad (3-7)$$

式中 $A = C_1^2 + C_2^2$;

$$B = 2(C_3 + C_4)C_1 - 2C_2^2 x_P;$$

$$C = (C_3 + C_4)^2 - C_2^2 L_1^2 + C_2^2 x_P^2;$$

$$C_1 = 2x_K + 2x_P;$$

$$C_2 = 2y_K - 2y_P;$$

$$C_3 = C_2 y_P;$$

$$C_4 = x_P^2 - x_K^2 + y_P^2 - y_K^2 - L_1^2 + L_2^2$$

由于 $\gamma = \arctan \frac{y_K}{x_K}$

$$\beta + \gamma = \arctan \frac{x_K}{y_K - y_P}$$

则 $\beta = \arctan \frac{x_K}{y_K - y_P} - \arctan \frac{y_P}{x_K}$ (3-8)

由式 (3-3) 得 $\alpha = 90^\circ - \beta - \psi$ (3-9)

千斤顶总长度 $S = \sqrt{(x_N - x_Q)^2 + (y_N - y_Q)^2}$ (3-10)

4. 挑梁四连杆机构受力分析

挑梁四连杆机构受力状态如图 3-25 所示。连杆 1 和 2 及千斤顶均为二力杆， N 点的平衡方程为

$$F_1 + F_2 \cos \theta_1 + P_Q \cos \theta_2 = 0 \quad (3-11)$$

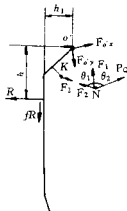


图 3-25 挑梁受力

$$F_2 \sin \theta_1 + P_Q \sin \theta_2 = 0 \quad (3-12)$$

由式 (3-11) 和 (3-12) 解得连杆力为

$$F_1 = -P_Q \left(\frac{\sin \theta_2}{\tan \theta_1} - \cos \theta_2 \right) \quad (3-13)$$

$$F_2 = -P_Q \sin \theta_2 / \sin \theta_1 \quad (3-14)$$

由二直线的夹角公式

$$\theta_1 = \arccos \left[\frac{(x_N - x_P)(x_N - x_K) + (y_N - y_P)(y_N - y_K)}{\sqrt{(x_K - x_P)^2 + (y_N - y_P)^2} \sqrt{(x_N - x_K)^2 + (y_N - y_K)^2}} \right] \quad (3-15)$$

$$\theta_2 = \arccos \left[\frac{(x_N - x_P)(x_N - x_Q) + (y_N - y_P)(y_N - y_Q)}{\sqrt{(x_N - x_P)^2 + (y_N - y_P)^2} \sqrt{(x_N - x_Q)^2 + (y_N - y_Q)^2}} \right] \quad (3-16)$$

挑梁对煤壁或顶板的支撑力矩等于 F_2 对 o' 点的力矩, 即

$$M_{o'} = F_2 d \quad (3-17)$$

式中 d ——连杆 2 到点 o' 的距离。

由 K 、 N 两点确定连杆的直线方程为

$$x - \frac{x_K - x_N}{y_K - y_N} y + \frac{x_K - x_N}{y_K - y_N} y_K - x_K = 0 \quad (3-18)$$

则

$$d = \frac{\left| x_{o'} - \frac{x_K - x_N}{y_K - y_N} y_{o'} + \frac{x_K - x_N}{y_K - y_N} y_K - x_K \right|}{\sqrt{1 + \left(\frac{x_K - x_N}{y_K - y_N} \right)^2}} \quad (3-19)$$

在工作状态, 挑梁承受的外载合力作用点离 o' 越近, 则铰点 o' 销轴受力越大。建议取 h 等于挑梁长度的 $1/3$ 来计算 o' 点销轴力 $F_{o'x}$ 、 $F_{o'y}$, 则

$$F_{o'x} = \frac{f M_{o'}}{h - h_1 f} - F_2 \sin \theta_y \quad (3-20)$$

$$F_{o'y} = -\frac{M_{o'}}{h - h_1 f} - F_2 \cos \theta_y \quad (3-21)$$

式中 $\theta_y = \arctan \frac{x_N - x_K}{y_N - y_K}$;

f ——挑梁与煤岩的摩擦因数。

5. 挑梁四连杆机构解析法设计计算步骤

(1) 根据结构限制确定 $y_{o'}$ 、 x_P 、 y_P 、 y_Q 、 L_0 、 α_1 、 α_3 、 ψ 、 S_0 , 其中 S_0 为千斤顶固定段尺寸。

(2) 给定 L_1 、 ψ_1 、 x_K 、 y_K 初值。

(3) 计算 $x_{N1} = x_P + L_1 \cos \psi_1$ 。

(4) 由公式 (3-1)、(3-2)、(3-3), 求 x_{K1} 、 y_{K1} 。

(5) 求连杆 2 长度 $L_2 = \sqrt{(x_{N1} - x_{K1})^2 + (y_{N1} - y_{K1})^2}$ 。

(6) 由公式 (3-6) ~ (3-9) 求 x_{N3} 、 y_{N3} 。

(7) 判断 $y_{N3} \geq y_P + 80$, 否则, 重置 L_1 转步骤 (3)。

(8) 求 $S_t = \sqrt{(x_{N1} - x_{N3})^2 + (y_{N1} - y_{N3})^2}$ 。

(9) 求千斤顶最小长度 S_1 和最大长度 S_3 , 及后铰点 x 坐标值 x_ψ , 即

$$S_1 = S_t + S_0 + 20$$

$$x_Q = x_{N1} + \sqrt{S_1^2 - (y_Q - y_{N1})^2}$$

$$S_3 = \sqrt{(x_{N3} - x_Q)^2 + (y_{N3} - y_Q)^2}$$

(10) 判断 $S_3 \leq 2S_7 + S_0 - 15$, 否则, $S_7 = S_7 + 10$ 转步骤 (9)。

(11) 判断几何约束 $PK = \sqrt{(x_{K1} - x_P)^2 + (y_{K1} - y_P)^2} \geq 90$ 及 $\theta_1 \geq 15^\circ$, 否则, $x'_K = x'_K + 10$ 转步骤 (4)。

(12) 打印挑梁四连杆机构参数, 并显示机构工作位置图, 判断是否满足结构要求, 如不满足, 则返回步骤 (1), 重置初始参数。

(13) 由公式 (3-15) ~ (3-22) 求位置 2、3 (护帮、挑顶) 时的 θ_1 、 θ_2 、 F_1 、 F_2 、 d 、 M_s 、 F_o 。

(14) 输出打印计算结果。

按照上述步骤, 采用 BASIC 语言编制计算程序, 可在 1 min 内确定四连杆机构的参数, 并可进行优选设计, 获得理想的方案。而以往用制图法设计梁端四连杆机构, 为获得同时满足 3 个工作位置要求的方案, 常常需要几天的时间, 而且由于制图误差和误差累积, 常使样机挑梁达不到预定的工作位置。

第二节 掩护式支架平衡千斤顶和顶梁机械限位装置的设计

平衡千斤顶是两柱掩护式支架的重要部件, 对支架的性能影响很大。我国自从使用两柱掩护式支架以来, 已有多种国内外架型出现因平衡千斤顶损坏而造成的严重事故, 反映了两柱掩护式支架平衡千斤顶的重要性, 因而引起有关专家的高度重视。煤炭科学研究总院北京开采研究所研制的 ZY3500/25/47 掩护式液压支架, 在国内外首次实践了在顶梁与掩护梁间加机械限位块的结构, 取得了良好的使用效果, 保证了连续安全高产。

一、平衡千斤顶的作用

(1) 两柱掩护式液压支架平衡千斤顶的主要作用是: ①调节支架顶梁对顶板的支撑合力及合力作用点的位置, 提高支架对不稳定顶板的适应性。当顶板较破碎时, 平衡千斤顶推, 可使支撑合力前移, 增强顶梁前端支护力, 避免直接顶的过早离层, 对保持顶板完整有利。在稳定顶板条件下, 平衡千斤顶拉, 可增强顶梁后端切顶能力; ②当支架卸载和半卸载时, 可调整顶梁角度, 保持支架合理的工作状态。

(2) 通过试验观测可知, 造成支架平衡千斤顶损坏的工况大致有以下几种: ①支架通过顶板破碎带, 顶梁前端顶板冒空, 顶梁后端顶顶, 掩护梁上压满研石 (如图 3-26 所示)。当顶板来压时, 平衡千斤顶额定行程被全部拉出, 压力继续增大, 使平衡千斤顶拉断或连接耳座损坏, 造成平衡千斤顶的失效; ②当支架过断层或当支架通过由于顶板割的不平造成的顶板台阶时, 如果顶梁只后端顶顶 (如图 3-27 所示) 靠平衡千斤顶的拉力维持平衡, 则当平衡千斤顶强度不够时被拉坏; ③支架初撑力不足或

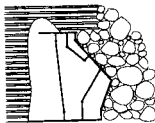


图 3-26 支架通过顶板破碎带的状态

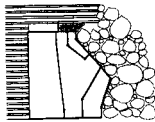


图 3-27 支架过断层的状态

未接顶,造成顶板断裂线前移,在接近煤壁处切顶或顶板缓慢下沉。切断的大面积顶板压在顶梁后端及掩护梁上(如图3-28所示),使顶梁与掩护梁压成一条直线,将平衡千斤顶拉断;④升架操作不正确,升立柱时,未同时将平衡千斤顶缩回,顶梁经常处于“高射炮”状态,顶板周期来压时,顶梁后端和掩护梁上的压力急剧增加,把平衡千斤顶拉坏(如图3-29所示);⑤支架结构不合理,掩护梁与顶梁间的夹角(背角)过小,掩护梁承载面积大,平衡千斤顶参数设计不合理,拉力不足。

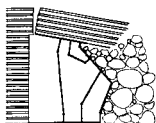


图3-28 支架初撑力不足切顶线前移

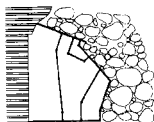


图3-29 支架的“高射炮”状态

当支架处于上述工况时,平衡千斤顶受力状况十分恶劣。为了保证支架对恶劣地质条件的适应性,原西德等国家已在两柱掩护式支架型式试验中增加了在顶梁与掩护梁铰点上方单点加载的要求。如图3-30所示,支撑合力作用在顶梁与掩护梁铰点处,如果维持顶梁平衡,平衡千斤顶需要的拉力为

$$P_E = \frac{b_1 \cos \beta + (b_3 - h_0) \sin \beta}{(b_4 - h_0) \cos \alpha_e + b_2 \sin \alpha_e} P + \frac{(b_1 + b_c) \cos \beta + (b_3 - y_c) \sin \beta}{(b_4 - h_0) \cos \alpha_e + b_2 \sin \alpha_e} \frac{f h_0}{(b_c - f y_c)} P$$

式中 P ——双立柱工作阻力;

f ——顶梁与顶板间的摩擦因数;其它符号见图3-

30所示。

由上式可以看出, $P_E > P$ 。对于一般的掩护式支架,如果其顶梁与掩护梁间不设机械限位,当在其铰点上方单点加载时,为保持顶梁平衡,则 $P_E \geq 2P$ 。因此,当支架处于上述受力状况时,任何两柱掩护式支架仅靠千斤顶都不可能保持支架的正常工作状态,其结果只能是损坏平衡千斤顶或其连接耳座,这正是两柱掩护式支架平衡千斤顶的局限性。

二、顶梁机械限位装置的设计

为了克服两柱掩护式支架平衡千斤顶的上述局限性,德国等目前已在两柱掩护式支架上广泛采用顶梁机械限位装置,煤炭科学研究总院北京开采研究所也在国内首先采用机械限位方案进行了实验研究,并经井下工业性试验取得了良好的使用效果。所谓顶梁机械限位,就是在顶梁与掩护梁连接处分别设置固定的或活动的限位块,当支架出现不正常工作状态时,机械限位块起作用,保护平衡千斤顶,其结构如图3-31所示。此时,顶梁与掩护梁铰接销轴将承受较大的剪力和弯矩,连接耳子将承受较大的压力和弯矩,设计时必须充分考虑。

支架顶梁与掩护梁机械限位起作用时,顶梁和掩护梁受力如图3-32所示(参数尺寸见图3-30),其受力平衡方程如下:

$$\text{当 } \sum F_x = 0 \text{ 时:}$$

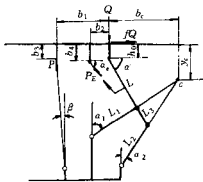


图3-30 顶梁与掩护梁铰点上方单点加载

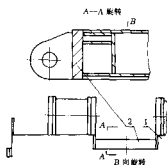


图 3-31 顶梁机械限位装置
1—顶梁；2—限位块

$$R_x + fQ + P_E \cos \alpha_e - P \sin \beta - R_N \cos \alpha_\zeta = 0 \quad (3-22)$$

当 $\sum F_y = 0$ 时:

$$R_y + P \cos \beta + R_N \sin \alpha_\zeta - P_E \sin \alpha_e - Q = 0 \quad (3-23)$$

当 $\sum M_E = 0$ 时:

$$R_N d + P_E [b_2 \sin \alpha_e + (b_4 - h_0) \cos \alpha_e] - P [b_1 \cos \beta + (b_3 - h_0) \sin \beta] - f h_0 Q = 0 \quad (3-24)$$

由式 (3-22) ~ (3-24) 解得:

$$R_N = \frac{1}{d} [b_1 \cos \beta + (b_3 - h_0) \sin \beta] P + f Q \frac{h_0}{d} - \frac{1}{d} [b_2 \sin \alpha_e + (b_4 - h_0) \cos \alpha_e] P_E$$

$$R_x = P \sin \beta + R_N \cos \alpha_\zeta - f Q - P_E \cos \alpha_e$$

$$R_y = -P \cos \beta - R_N \sin \alpha_\zeta + P_E \sin \alpha_e + Q$$

其中

$$Q = \frac{(b_c + b_1) \cos \beta + (b_3 - y_c) \sin \beta}{b_c + f y_c}$$

销轴受力 $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$ 。销轴强度应满足:

$$KR / \pi d_1^2 \leq [\tau] / n$$

式中 K ——偏载系数, 一般可取 $K = 1.5 \sim 1.8$;

d_1 ——销轴直径;

n ——安全系数;

$[\tau]$ ——材料许用剪切应力。

顶梁与掩护梁机械限位角度 α_ζ 是设计机械限位装置的一个重要参数。根据支架使用要求, α_ζ 应小于或者等于支架工作高度最小时掩护梁与底座平面的夹角 α_0 。当支架使用高度最小时, 掩护梁的倾角 α 应保证移架时掩护梁背负的矸石能顺利滑下去。因此, $\tan \alpha \geq f$, 则 $\alpha \geq 12 \sim 17^\circ$, $\alpha_\zeta \leq 12 \sim 17^\circ$ 。

机械限位时连杆力按平面力系计算为

$$F_1 = \frac{P \sin(\beta + \alpha_2) - Q \sin \alpha_2 - f Q \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_1 - \alpha_2)}$$

$$F_2 = \frac{Q - P \cos \beta - F_1 \cos \alpha_1}{\cos \alpha_2}$$

计算和试验表明, 顶梁机械限位对连杆力影响不大, 而限位部分的销轴和连接耳朵受力将明显增大, 设计时应保证其足够的强度, 特别要考虑耳朵的焊缝结构和根部强度, 封板焊缝应越过耳朵根部,

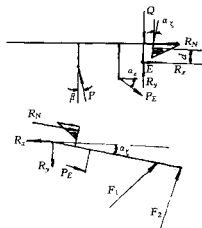


图 3-32 支架受力分析

尽量不采用塞焊焊缝。实验表明,当机械限位起作用时,立柱不可能正常充分发挥工作阻力,因此,机械限位强度设计准则按立柱达到初撑力并增加适当的强度富裕系数即可。

机械限位块应保证有足够的接触面积,按下式验算其抗压强度为

$$\frac{1.5R_N}{S_j} \leq \frac{\sigma_s}{n}$$

式中 S_j ——机械限位块接触面积;

σ_s ——材料的屈服极限。

应当指出,机械限位只是一种保护措施,而不是正常的工作状态,使用中还应合理操作,注意保持顶梁平行于底座,初撑力应达到规定的数值。如果顶梁呈“高射炮”状态,则移架时应收缩平衡千斤顶把掩护梁提起,使支架在下一个支护循环中恢复正常状态。

两柱掩护式支架增加顶梁机械限位装置,增强了其适应性和可靠性,克服了平衡千斤顶在恶劣工况下的局限性,使两柱掩护式支架优越性得以进一步发挥。因此,掩护梁与顶梁间带有机械限位的两柱掩护式支架将是今后具有生命力的液压支架架型之一。

第三节 四连杆机构作图法

一、四连杆机构的作用

具有四连杆机构的液压支架从问世以来,经过长期的实践考验,显示出巨大优越性,并从根本上克服了支撑式支架稳定性和力学特性的缺陷,成为液压支架技术发展史上的一个重要里程碑。

四连杆机构是现代液压支架的主要稳定机构,其主要作用是保证支架的纵向和横向稳定性;承受和传递外载;保持支架的整体刚度。因此,对液压支架的研究常常离不开对四连杆机构的研究和认识。下面通过对液压支架的运动过程进一步分析四连杆机构的特性和作用。

支架升降时顶梁的运动轨迹是由四连杆机构决定的,即由顶梁与掩护梁铰点 E 的轨迹所决定。根据机构运动学分析, E 点的运动轨迹一般为一条双纽线,如图 3-33 所示。合理设计四连杆参数,即可控制 E 点的运动轨迹,改善支架支护性能,减少连杆受力。

支架在最大高度和最小高度范围内运动时, E 点的运动轨迹呈 3 种形式:双向摆动 (ABCD 段)、单向向后摆动 (BC 段) 和单向向前摆动 (AB 段和 CD 段)。选择不同的四连杆参数,可以使 E 点轨迹处于上述 3 种曲线段。支架工作时,受到顶板载荷的作用,有下缩趋势。当 E 点轨迹处于 AB 段时,顶梁相对于顶板有向煤壁移动的趋势,顶板对顶梁的摩擦力指向采空区侧。当 E 点轨迹处于 BC 段时,顶梁相对于顶板有向采空区移动的趋势,此时顶板对顶梁的摩擦力指向煤壁。当顶板运动趋势超过支架运动趋势时,顶梁与顶板间的摩擦力方向将取决于顶板的运动趋势。

从顶板管理方面分析,顶梁向煤壁方向移动比顶梁向采空区方向移动有利。前者对于保持梁端顶板处于挤压状态有利,而后者容易导致顶板产生分层或断裂,造成顶板断裂线前移或梁端冒顶。因此,合理设计四连杆参数,使支架工作段内, E 点轨迹处于 AB 段比较理想,但对于调高范围大的支架,要达到这一要求是困难的。然而,由于四连杆销孔间隙的作用,使 E 点实际运动轨迹与上述理论轨迹不完全相同。为了保持支架梁端距的稳定,一般应控制梁端摆动幅度 $\Delta r_E \leq 30 \sim 80 \text{ mm}$ 。液压支架的纵向稳定性完全是由四连杆机构决定的,而不取决于立柱的多少。

液压支架实际受力状态十分复杂,经常受到非对称载荷和横向载荷的作用,保持支架横向稳定性和整体刚性十分重要。支架立柱为二力构件,不具有承受较大横向载荷的能力。支架的横向载荷只能靠四

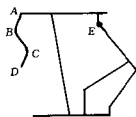


图 3-33 支架的四连杆机构的运动轨迹

连杆机构承受。

二、四连杆机构定位尺寸和极限参数的确定

1. 掩护梁上铰点到顶梁顶面之距离 H_0 和后连杆下铰点至底座底面之距 y_5

如图 3-1 所示, 当支架高度确定后, 要用作图法确定四连杆机构, 首先要根据配套尺寸 L_A 、梁端距 L_n 初步确定顶梁长度 L_{13} 和底座长 L_{15} , 然后确定顶梁与掩护梁铰点相对于后连杆下铰点的水平距离 x_E , 该铰点至顶梁顶面距 H_0 和后连杆下铰点的高度 y_5 。

H_0 一般根据支架工作阻力初步确定顶梁梁体的高度后, 再根据结构的合理性确定, 一般支架取 $H_0 = 150 \sim 200 \text{ mm}$, 重型支架可取 $H_0 = 210 \sim 260 \text{ mm}$ 。

y_5 一般根据支架最小高度确定, 薄煤层支架取 $y_5 = 150 \sim 250 \text{ mm}$, 对 中厚煤层支架取 $y_5 = 250 \sim 450 \text{ mm}$, 对大采高支架取 $y_5 = 450 \sim 600 \text{ mm}$ 。

2. 支架最大和最小高度时掩护梁与水平夹角 α_{\max} 和 α_{\min}

掩护梁是掩护采面工作空间密封隔离采空区的重要梁体, 它不直接支撑顶板, 而是作为重要的传力构件, 把顶梁载荷传递到四连杆机构, 这对保持支架-围岩力学状态的稳定有着显著的作用。其主要表现是: ①掩护梁载荷参与顶梁的力矩平衡, 提高了梁端承载能力; ②支架受到一个指向煤壁的水平推力, 当支架处于支护工况时, 有阻止顶板岩体向采空区移动的作用, 而当处于移架工况时, 有利于克服架体各方面的摩擦力, 增强架体运动的稳定性。掩护梁水平投影过大, 将增大掩护梁载荷, 并承受顶板岩块的冲击载荷, 而掩护梁载荷过大将减小顶板支护强度, 造成移架困难。一般掩护式支架取 $\alpha_{\max} = 58 \sim 62^\circ$, 支撑掩护式支架取 $\alpha_{\max} = 60 \sim 70^\circ$ 。

在支架最小支护高度时, 掩护梁倾角应保证移架过程中掩护梁背负的矸石能沿梁体下滑, 即满足 $\tan \alpha_{\min} \geq f$, 其中 f 为岩石与钢的静摩擦因数, 一般为 $0.15 \sim 0.3$ 。若取 $f = 0.3$, 则 $\alpha_{\min} = 17^\circ$, 设计中一般可取 $\alpha_{\min} = 12 \sim 18^\circ$ 。

3. 掩护梁与后连杆长度比的确定

在用作图法确定四连杆机构时, 杆长比主要根据设计经验确定, 一般应保证 $\alpha_2 \geq 5^\circ$, 使后连杆在第一象限内摆动。根据近百种支架的统计, 掩护梁与后连杆的长度之比 $(L_3 + L_4) / L_2$, 对两柱掩护式支架一般为 $1.4 \sim 2.1$, 对四柱支撑掩护式支架一般为 $1.2 \sim 1.8$ 。

掩护梁与前后连杆铰点间的距离 L_4 可根据支架高度及连杆销子直径确定, 一般取 $L_4 = 300 \sim 500 \text{ mm}$, 前后连杆间夹角越大, 连杆力越小。

三、四连杆机构作图步骤

根据上述原则初步确定四连杆机构定位尺寸后, 选定作图比例, 按以下步骤作图 (如图 3-34 所示)。

(1) 画出支架最大高度 H_{\max} 和最小高度 H_{\min} , 根据梁端距 L_n 、顶梁尺寸 L_{13} 、 L_0 、 H_0 , 配套尺寸 L_A 、底座尺寸 L_{15} 、 y_5 , 确定 E_1 、 E_2 、 P_5 点。

(2) 根据 α_{\max} 和 $L_2 / (L_3 + L_4)$, 画出线段 $\overline{E_1 C_1 B_1}$ 。

(3) 以 P_5 为圆心, 以 L_2 为半径画弧。

(4) 按 α_{\min} 画出线段 $\overline{E_2 C_2 B_2}$ 。

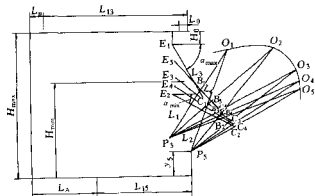


图 3-34 四连杆机构作图

(5) 在 $\overline{E_1E_2}$ 直线上, 约取 $\overline{E_1E_2}$ 中点为 E_3 (也可根据设计意图确定 E_3), 画出 $\overline{E_3C_3B_3}$ 直线。

(6) C 点是前连杆与掩护梁铰点, 根据掩护梁结构设计要求, 也可将 C 点外移, 离开 \overline{EB} 直线。如取 C 点在 \overline{EB} 直线上, 则 C_1 、 C_2 、 C_3 三点必在同一圆弧上。作 $\overline{C_1C}$ 、 $\overline{C_2C}$ 的垂直平分线, 两条垂直平分线的交点 P_3 即为前连杆的下铰点。

(7) 以 P_3 为圆心, $L_1 = \overline{P_3C_1}$ 为半径画圆弧, 此圆弧为前连杆上铰点的运动轨迹。

(8) 判定 P_3 、 L_1 是否满足结构设计要求, 如不满足要求, 可调整有关参数, 重复上述步骤, 重新作图。

(9) 按掩护梁长度 $L_3 + L_4$ 分别作直线, 使 C 、 B 点分别落在前、后连杆上铰点圆弧轨迹上, 即 C_4 、 C_5 、 C_6 、 \dots 、 B_4 、 B_5 、 B_6 ……, 相应确定 E_4 、 E_5 、 E_6 ……, 即为掩护梁上铰点的运动轨迹。

(10) 判定 E 点轨迹是否满足设计要求, 如不满足要求, 则调整有关参数, 重复上述步骤, 重新作图。

(11) 作不同高度时前后连杆的交点 O_1 、 O_2 、 O_3 、……即为四连杆机构瞬心运动轨迹。

第四节 四连杆机构解析法设计和运动分析

在用解析法设计支架四连杆机构时, 与作图法相同, 应首先根据设计经验确定四连杆机构定位尺寸和极限参数, 其方法与前述相同。

一、掩护梁与后连杆几何关系的确定

由图 3-35, 首先确定 α_{\max} 、 α_{\min} 、 α_{21} , 则可联立 3 个方程:

$$h_{\max} = (L_3 + L_4)\sin \alpha_{\max} + L_2\cos \alpha_{21}$$

$$h_{\min} = (L_3 + L_4)\sin \alpha_{\min} + L_2\cos \alpha_{22}$$

$$(L_3 + L_4)\cos \alpha_{\max} - L_2\sin \alpha_{21} = (L_3 + L_4) \times \cos \alpha_{\min} - L_2\sin \alpha_{22}$$

解该方程组得有意义的解为

$$L_3 + L_4 = \frac{2b + \sqrt{c}}{2a}$$

$$L_2 = \frac{h_{\max} - (L_3 + L_4)\sin \alpha_{\max}}{\cos \alpha_{21}}$$

$$\alpha_{22} = \arccos \left[\frac{h_{\min} - (L_3 + L_4)\sin \alpha_{\min}}{L_2} \right]$$

式中 $a = \sin^2 \alpha_{\min} - \sin^2 \alpha_{\max} + K^2 - 2K\sin \alpha_{\max} \tan \alpha_{21}$;

$b = h_{\min}\sin \alpha_{\min} - h_{\max}\sin \alpha_{\max} - Kh_{\max}\tan \alpha_{21}$;

$c = 4 [b^2 - a (h_{\min}^2 - h_{\max}^2)]$;

$c > 0$;

$K = \cos \alpha_{\min} - \cos \alpha_{\max}$ 。

掩护梁上铰点 E 到后连杆下铰点的水平距离为

$$x_E = (L_3 + L_4)\cos \alpha_{\max} - L_2\sin \alpha_{21}$$

或

$$x_E = (L_3 + L_4)\cos \alpha_{\min} - L_2\sin \alpha_{22}$$

二、前连杆长度和位置

如图 3-36 所示, 当 E 点沿直线 $\overline{E_1E_2}$ 运动时, 掩护梁与前连杆的铰点 $C(x, y)$ 的运动轨迹方

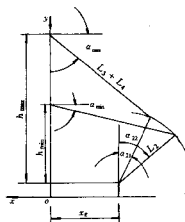


图 3-35 掩护梁与后连杆几何关系

程为

$$\begin{cases} x = x_E - L_3 \cos \alpha + L_{18} \sin \alpha \\ y = L_4 \sin \alpha - L_{18} \cos \alpha + L_2 \cos \alpha_2 \end{cases}$$

其中

$$\alpha = \arccos \left(\frac{L_2}{L_3 + L_4} \sin \alpha_2 - \frac{x_E}{L_3 + L_4} \right)$$

此轨迹方程是一椭圆弧的一部分。

任一 C 点处的曲率半径为

$$\rho = \frac{(1 + y'^2)^{3/2}}{y''}$$

令

$$K_1 = L_2 \sin \alpha_2 \sin \alpha + \frac{L_2 L_3}{L_3 + L_4} \cos \alpha_2 \cos \alpha$$

$$K_2 = \frac{L_2 L_3}{L_3 + L_4} \cos \alpha_2 \sin \alpha$$

$$K_3 = \frac{L_2 L_3}{L_3 + L_4} \left[L_2 \sin^3 \alpha + \left(\frac{L_2 L_4}{L_3 + L_4} \right)^2 \cos^3 \alpha_2 \right]$$

则

$$\rho = (K_1^2 + K_2^2)^{3/2} / K_3$$

实际上四连杆机构中 C 点的轨迹是以前连杆为半径, 以前连杆与底座铰点 O_3 为圆心的圆。梁端 E 的轨迹是双纽线的一段。为使 E 点轨迹接近理想直线 $\overline{E_1 E_2}$, C 点的圆弧轨迹应尽量逼近椭圆弧段, 其曲率越接近, 梁端摆动幅度越小。

在 C 点行程范围内的椭圆弧段上, 均匀地取几个点 C_i ($i = 1, 2, \dots, n$), 求出各点处的曲率半径 ρ_i ($i = 1, 2, \dots, n$), 其平均曲率半径为

$$\bar{\rho} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \rho_i$$

以该平均曲率半径为前连杆长度, 即 $L_1 = \bar{\rho}$ 。

支架在最小和最大高度时, 前连杆与掩护梁铰点 $C_1(x_{C1}, y_{C1})$ 和 $C_2(x_{C2}, y_{C2})$ 是以 $O_3(x_3, y_3)$ 点为圆心的圆上的两点, 应满足圆的方程:

$$\begin{cases} (x_{C1} - x_3)^2 + (y_{C1} - y_3)^2 = L_1^2 \\ (x_{C2} - x_3)^2 + (y_{C2} - y_3)^2 = L_1^2 \end{cases}$$

由以上方程组解得:

$$\begin{cases} x_3 = \frac{b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \\ y_3 = y_{C2} - [L_1^2 - (x_3 - x_{C2})^2]^{\frac{1}{2}} \end{cases}$$

其中 $a = 4(x_{C1} - x_{C2})^2 + 4(y_{C1} - y_{C2})^2$;

$$b = 8x_{C1}(y_{C1} - y_{C2})^2 + 4(x_{C1} - x_{C2})(x_{C2}^2 - x_{C1}^2 + y_{C1}^2 - 2y_{C1}y_{C2});$$

$$c = (x_{C2}^2 - x_{C1}^2 + y_{C1}^2 + y_{C2}^2 - 2y_{C1}y_{C2})^2 + 4(y_{C1} - y_{C2})^2 x_{C1}^2 - 4(y_{C1} - y_{C2})^2 L_1^2$$

三、四连杆机构运动方程

如图 3-1 所示, 当支架在最小高度至最大高度范围内运动时, 四连杆机构运动应满足下列方程:

$$x_E + L_1 \sin \alpha_1 - L_4 \cos \alpha + L_{18} \sin \alpha = x_3$$

$$L_1 \cos \alpha_1 + L_4 \sin \alpha + L_{18} \cos \alpha = H - y_3 - H_0$$

$$x_E + L_2 \sin \alpha_2 - (L_3 + L_4) \cos \alpha = 0$$

$$L_2 \cos \alpha_2 + (L_3 + L_4) \sin \alpha = H - y_3 - H_0$$

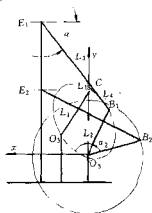


图 3-36 前连杆上铰点
轨迹和位置确定

这是一个四元非线性方程组，其中4个变量分别是E点x坐标 x_E 、掩护梁与水平夹角 α 、前连杆与垂线夹角 α_1 和后连杆与垂线夹角 α_2 。选取 α 为迭代参量，给定支架高度 H ，采用迭代法即可求出对应的 α 、 α_1 、 α_2 和 x_E 。

双纽线相对摆幅为

$$\Delta x_E = x_E(H) - x_E(H_{\max})$$

前、后连杆轴线的交点(O)是支架四连杆机构的瞬时运动中心，也是掩护梁与顶梁铰点E处双纽线轨迹的曲率中心，EO连线与水平夹角越小，则双纽线的摆幅越小。

前连杆方程：
$$y - y_3 = -x \operatorname{ctg} \alpha_1 (x - x_3)$$

后连杆方程：
$$y - y_5 = -x \operatorname{ctg} \alpha_2$$

由前、后连杆方程解得四连杆机构瞬心为

$$x_O = (y_3 - y_5 + x_3 \operatorname{ctg} \alpha_1) / (\operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \alpha_2)$$

$$y_O = y_5 - x_O \operatorname{ctg} \alpha_2$$

四连杆机构瞬心O与E点连线与水平夹角为

$$\varphi = \arctan \frac{H - y_O}{x_E - x_O}$$

第五节 液压支架的安全性要求

一、人行通道

支架人行通道应保证人员和器材能在工作面顺利通行。支撑掩护式支架一般为双通道，即前立柱与输送机电缆槽外缘间和前后立柱之间的通道。前者当支架移架后，一般通道较小，行人困难，因此，必须保证前后立柱之间的人行通道。掩护式支架分为单人行道和双人行道两种。一般薄煤层支架、中厚煤层支架，特别是轻型支架多采用单人行道结构，高度大于3.5m以上的掩护式支架较多采用双人行道结构。掩护式支架只有一排立柱，因此，立柱与输送机电缆槽外缘间的距离比支撑掩护式支架大，人行通道较宽敞，一般支架移架后前通道仍能通行。

支架人行通道设计必须满足下列基本要求：

- (1) 人行通道净宽度不小于0.5m；
- (2) 薄煤层人行通道最小净高度应大于0.4m；
- (3) 煤层倾角大于30°时，支架上应设保护人行通道安全的防护装置，人行通道上应设人梯和扶手；
- (4) 人行通道内不得有妨碍人员通行和可能伤害人员的凸出物；
- (5) 操纵阀手把不得占用人行通道有效空间；
- (6) 不得采用具有高压外泄式排液孔的双伸缩立柱；
- (7) 人行通道下应设有防滑人行踏板。

二、通风断面

支架工作高度范围内的通风断面应满足采煤工作面通风量的要求，根据《煤矿安全规程》，工作面风速应小于5m/s。

工作面风速计算公式为

$$v = \frac{Q_w}{60A_w}$$

式中 v ——工作面风速 (m/s);
 Q_w ——工作面通风量 (m^3/min);
 A_w ——工作面支架至煤壁的有效通风断面 (m^2)。
通风断面 A_w 按下式计算:

$$A_w = A_T - A_S - A_C$$

式中 A_T ——煤壁至支架外轮廓的总面积 (m^2);
 A_S ——支架断面面积 (m^2);
 A_C ——输送机中部槽断面面积 (m^2)。

三、操纵阀位置和安全措施

操纵阀应安装在便于操作和便于观察工作面运行状态的安全空间处。一般工作面支架可根据使用要求采用本架控制或邻架控制方式,薄煤层支架和大倾角支架应采用邻架控制方式。

有冲击压力的工作面用支架,除了设有—般安全阀外,还应选用抗冲击压力的大流量安全阀。抗冲击压力大流量安全阀的溢流口处应安设安全防护罩。支架通向主回液管路的回液口处必需装有回液断路器。回液断路器阻力不大于 2 MPa,以防止系统由于背压过大造成误动作。安全阀应在井上储存。

支架上的液压元件和电器元件应在顶梁和掩护梁的防护区内,电器元件必需具有安全标志和准用证。

护帮千斤顶进回液节流孔直径 $d \leq 2 \text{ mm}$ 。

第六节 液压支架的适应性要求

液压支架的适应性是决定支架成败的关键因素之一,设计时必须进行全面充分的考虑。本节讨论的支架适应性要求,是根据液压支架设计和使用经验而提出的,设计中必须予以保证。

一、顶梁的适应性

当采用整体顶梁时,支架最大高度时顶梁应能下俯 $10 \sim 15^\circ$,最小高度(最小采高)时要求能上仰 $5 \sim 10^\circ$ 。顶梁前端宜倾斜向上逐渐上翘,梁端高出后部平面 $30 \sim 50 \text{ mm}$,以补偿焊接变形,并保证第一接顶点靠近煤壁。

带内伸缩梁的整体顶梁,当伸缩梁未伸出时其梁端高度应与顶梁上板面一致,伸出过程逐渐上抬,全伸出后应高于顶梁顶面 $20 \sim 50 \text{ mm}$ 。

当采用分体铰接顶梁时,前梁应能上摆 15° ,下摆 20° 。梁端支撑力应尽可能大,且不得小于 100 kN 。运输时可将前梁放下转至与顶梁垂直,以减小支架运输尺寸,便于整体运输。

二、防护装置的适应性

中厚煤层液压支架和大采高液压支架一般均应设置护帮板装置,适用“三软”煤层的液压支架必须具有完善的护帮装置。护帮千斤顶应用液压双向锁控制,可翻转护帮板(亦称挑梁)应能翻转到高于顶梁平面、转角大于 3° 的位置。

煤层倾角大于 15° 时,支架需设防倒装置。常用支架防倒装置有两种形式:一种是邻架平拉防倒装置;另一种是斜拉防倒装置(详见第十二章)。

平拉式防倒装置在移架时应允许被移支架下降 $150 \sim 200 \text{ mm}$ 。斜拉防倒装置被防倒架与支撑架相隔不少于 $1 \sim 2$ 架,斜拉千斤顶缸径应等于或大于 100 mm ,锚链的安全系数应大于 5。一般用于中厚以

上煤层的各种液压支架，可根据工作面倾角等条件决定部分或全部安装。

当煤层倾角大于 15° 时，需设防滑装置或称为底调装置。

底推式支架防滑装置的液压系统必须保证底推千斤顶不使用时处于收缩状态以防止拉架时损坏。

当煤层倾角大于 25° 时需设输送机防滑装置。防滑千斤顶缸径应等于或大于100 mm，防滑锚链安全系数应大于5。当煤层倾角大于 35° 时，输送机防滑装置的液压控制系统，应保证全工作面的防滑千斤顶能同时操作，也能分别操作。

三、推移装置的适应性

液压支架推移装置是保证支架正常推溜和拉架，实现工作面正常循环的重要装置。

在设计支架时，应根据支架结构和配套要求合理选择推移装置的形式，并充分保证支架推移装置对工作面条件和配套的适应性。

短推移杆式推移装置一般采用浮动活塞式千斤顶或采用双作用千斤顶差动连接。这种推移装置结构比较简单、紧凑，但千斤顶只能小腔拉架，提高拉架力较困难。长推移杆（框架）倒拉式推移装置，具有千斤顶大腔力拉架、小腔力推溜及拉架力大的特点，且拉架时，推移千斤顶作用力对底座前端产生垂直向上的分力，可将底座前端向上抬，有助于顺利移架。

支架推输送机的力应不大于输送机的设计推力，拉架力一般应为支架重量的2.5~3倍。移架装置在收回位置，其输送机相对水平位置向上抬起量不得小于200 mm（薄煤层支架不小于100 mm），下落不得小于100 mm。支架移架速度应与采煤机截割牵引速度相适应。

第七节 液压支架技术特征参数的计算

一、支撑合力

支撑合力是指支架立柱达到额定工作阻力时，支架对顶板的垂直作用合力 Q 。计算时，应分别选取顶梁与顶板的摩擦系数为0、0.2和0.3三个值，立柱取额定工作阻力，平衡千斤顶取推、拉力额定值和0，支架在工作高度范围内每隔100 mm计算一次。 Q 值的计算方法在第四章中详细介绍。

二、支护强度

支护强度是指支架对单位面积顶板提供的工作阻力，按下式计算：

$$q = \frac{PK_s}{L_p(L_n + L_{13})}$$

式中 P ——立柱总工作阻力（N）；

K_s ——支护效率；

L_p ——支架中心距（mm）；

L_n ——梁端距（mm）；

L_{13} ——顶梁长度（mm）。

K_s 按下式计算：

$$K_s = \frac{Q}{P}$$

支撑式支架 $K_s=1$ ；支撑掩护式支架一般 $K_s=0.8\sim 1.1$ ；支顶掩护式支架一般 $K_s=0.7\sim 0.98$ ；支掩护式支架一般 $K_s=0.5\sim 0.8$ 。

支架技术特征一般应标定支架工作高度范围内支护强度的最小值和最大值，或支护强度的平均值。

三、底座对底板比压

底座对底板比压是指支架底座对底板接触面积的载荷强度，是支架的重要技术特征参数。常规计算中假设底板为塑性基础，底座为刚性梁，则底板比压近似为线性分布，有以下5种分布形式，如图3-37所示。

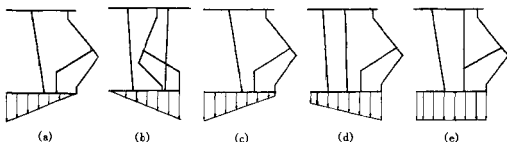


图3-37 底板比压线性分布形式

a—三角形分布；b—倒三角形（前小、后大）分布；c—梯形（前大、后小）分布；
d—倒梯形（前小后大）分布；e—矩形分布

底座对底板比压计算按图3-38所示。

$$R_N = Q; \quad x = x_Q - Hf_1$$

当 $x + L_{17} \geq 2(L_{15} + L_{17})/3$ 时，为三角形分布，计算公式为

$$P_{b1} = \frac{Q}{1.5(L_{15} - x_Q)B_w}$$

$$P_{b2} = 0$$

式中 f_1 ——顶板与顶梁间的摩擦因数；

P_{b1} ——前端比压；

P_{b2} ——后端比压；

B_w ——底座接地宽度。

当 $x + L_{17} \leq (L_{15} + L_{17})/3$ 时，为倒三角形分布，计算公式为

$$P_{b1} = 0$$

$$P_{b2} = \frac{Q}{1.5(x + L_{17})B_w}$$

当 $(L_{15} + L_{17})/2 \leq x + L_{17} \leq 2(L_{15} + L_{17})/3$ 时，为梯形分布。

当 $(L_{15} + L_{17})/3 \leq x + L_{17} \leq (L_{15} + L_{17})/2$ 时，为倒梯形分布，计算公式为

$$P_{b1} = \frac{Q}{(L_{15} + L_{17})B_w} \left[\frac{6(x + L_{17})}{(L_{15} + L_{17})} - 2 \right]$$

$$P_{b2} = \frac{2Q}{(L_{15} + L_{17})B_w} - P_{b1}$$

当 $x = \frac{L_{15} + L_{17}}{2}$ 时，为矩形分布，计算公式为

$$P_{b1} = P_{b2} = \bar{P}_b = \frac{Q}{B_w(L_{15} + L_{17})}$$

式中 \bar{P}_b ——底板平均比压。

支架技术特征参数中一般应标定底座前端对底板比压和平均对底板比压，在进行比压计算时统一取 $f=0.2$ 。

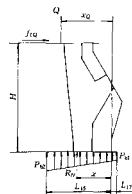


图3-38 支架底座对底板的总压力

第四章 液压支架受力分析

第一节 顶梁和底座上的压力分布

一、影响因素

研究支架顶梁和底座在试验室状态下的载荷分布，必需了解其影响因素。这些因素一般可分为3类：(1) 支架与围岩相互作用的边界条件；(2) 支架部件结构和总体力学关系；(3) 用于测量接触压力的载荷测量装置。

1. 边界条件

研究支架与直接顶和底板的相互作用，需将力施加于控制支架载荷的边界条件上。边界条件根据下列条件建立：(1) 与直接顶和底板建立的接触状态；(2) 岩层产生的载荷；(3) 由于支架阻力产生的顶底板变形。

支架与直接顶和底板建立的接触状态是变化的，可能从顶梁和底座全面积接触到几个局部点接触。根据支架受力分析和力矩平衡可知，接触状态很大程度上取决于围岩作用到支架上的力的分布和大小。

支架主动支撑顶板（初撑）后处于被动承载状态，围岩与支架相互作用的载荷使支架顶梁相对底座产生下沉。如图4-1所示，作用在支架上的垂直和水平力是由顶板到底板和工作面到采空区的围岩位移，以及围岩对支架内力的阻力而产生的。支架的内力产生支架顶梁相对底座的运动。

支架仅受垂直力作用时顶梁和底座上的载荷分布与受垂直力和水平力共同作用时不同。因此，在试验室中既需控制垂直力，又要控制水平力。为了全面估计传递到顶板和底板上的力的分布，必须了解载荷源。

支架顶梁和底座均不是刚性的，直接顶和底板一般也不是刚性的，因此，围岩与支架相互作用的边界条件相当复杂。作用在支架上的力的分布取决于支架结构的弹性变形和由于支架阻力引起的直接顶岩层变形。同样，直接顶和底板的形状不可能完全与支架顶梁和底座的轮廓吻合，因而产生集中接触区。岩层的变形能力造成与顶梁和底座更均匀的接触，极大地影响着这些状态下合力的分布。因此，具有完善定义的接触边界的刚性顶板在支架顶梁上产生的载荷分布，与顶梁上积有碎矸可压缩层的破碎顶板条件下的载荷分布有很大不同。同样，硬底板比软底板更容易在底座上产生高应力集中区。软底板材料，例如泥岩、粘土，在底座载荷作用下存在塑性变形，更适合底座结构轮廓和弹性变形。

2. 支架结构

在评估支架载荷和岩层作用时，支架结构也是一个重要的考虑因素。最基本的影响因素是：(1) 立柱连接点相对于顶梁和底座长度的位置；(2) 四连杆机构的布置和载荷；(3) 顶梁和底座的轮廓和弯曲

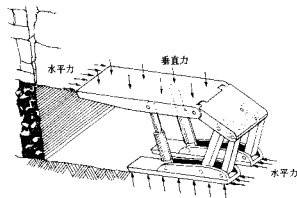


图4-1 作用在掩护式支架上的垂直力和水平力

刚度。

支架力学分析表明，立柱是作用在支架顶梁上的主要内力。对于掩护式支架，由于平衡千斤顶力和顶梁与掩护梁铰点处的力比立柱力要小得多，因此，可粗略地认为外力合力作用点接近立柱连接点。顶梁上的载荷分布在很大程度上取决于立柱连接点（柱窝）位置的向前和向后。顶梁的前端载荷比后端载荷小得多，因为，端部离立柱远，为保持力矩平衡，作用力成比例地减小。

力的分布也取决于顶梁的弯曲刚度。完全刚性顶梁的载荷分布是线性分布的，而弹性结构由于其内力和外力的作用产生变形，其载荷分布如图 4-2 所示。

为了保证顶梁尖端的接触压力，现代支架设计一般将顶梁前端部分向上翘起，如图 4-3 所示。

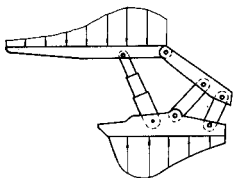


图 4-2 假定支架为弹性结构时可能的
载荷分布



图 4-3 顶梁前上翘

例如，用于本试验研究的支架顶梁尖端翘起大约 50 mm。当加载开始时，顶梁的前端和后端产生两点接触。一般地讲，对于这种典型的设计，顶梁的弹性变形并不能产生沿顶梁全长的接触，因此，要达到顶梁完整接触，必须有岩层的变形。

由于顶梁悬伸在底座前端之前，顶梁柱窝在底座柱窝之前，因此，有一个自然转动力矩的趋势（如图 4-4 所示），从而在两柱掩护式支架底座前端产生高比压。连杆力与立柱力提供底座的平衡力矩。由于后连杆与立柱的作用方向相反，立柱的合力向前是可能的。合力作用点主要取决于立柱和连杆力的相对大小。

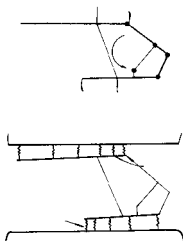


图 4-4 转动力矩使两柱式支架底座前端产生高比压

由于掩护式支架底座前端的高比压，常常造成底座陷入底板。为此，掩护式支架设计的另一个趋势是采用如图 4-5 所示的提底座装置，其翘板由单作用千斤顶控制，在移架过程中抬起底座的前端。在移架后，翘板贴到底座的底板上造成底座前端附近的不连续，这种结构

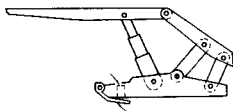


图 4-5 提底座装置

增加了底座前后端的两点接触，类似于顶梁前端翘起产生的效果。然而，底座一般比顶梁具有更高的刚度，因此受载产生的变形更小。在硬底板条件下，这种提底座装置使底座前端的应力集中增大。但是，

实际上由于常有浮煤和软岩垫在底座下面，因而避免了两点接触载荷状态的产生。

3. 载荷测量装置

载荷测量装置位于直接顶和支架之间，并且影响合力的分布。载荷测量装置的布置应使其所传力保持平衡。压力枕的位移量仅决定于接触状态和接触面积。

压力枕应进行标定，以保证其测量精度。在支架部件没有转动自由度的区域，压力枕的相对刚度可能影响合力的分布。如果在立柱和顶梁后端之间安装多个压力枕，则刚度较小的压力枕承受的力较小。为保持力的平衡，力的分布可能受到这一特性的影响，在顶板为刚性顶板条件下最可能发生。因此，如果采用多个压力枕，压力枕的相对刚度应当是相似的。在刚性顶板边界条件下，顶梁表面轻微的不规则，就可能导致底座产生局部的高应力集中，特别是当使用刚度很大的压力枕时更为突出。

二、试验室模拟

美国煤炭局曾在煤矿顶板模拟试验台上进行了支架受力试验。该试验台可对各种尺寸的支架提供垂直和水平方向的控制力和位移。双向加载试验台能力为垂直 13 500 kN，水平 7 200 kN，能进行 45 项试验。一架工作阻力为 8 000 kN 的二柱掩护式支架用于这项研究，支架顶梁接触面积为 5.5 m²，底座总接底面积为 2.29 m²。

1. 试验仪器和标定

使用压力枕测量作用于支架顶梁和底座上的载荷分布。压力枕由两块 152 mm×152 mm 的矩形不锈钢板构成，钢板沿边缘被焊接起来，中间注满油液，构成如图 4-6 所示的扁式压力枕装置。压力枕用管子连接到传感器，由于压力枕是一个封闭的系统，板表面上的载荷使压力枕产生变形，其内部液压力增加。

使用 24 个压力枕测量支架顶梁和底板上的载荷分布，每个压力枕都标定到 1 350 kN 力，标定工作在一个 4 470 kN 的试验台上进行，压力枕的精度范围是 0.3%~12.5%，24 个压力枕的平均精度为 2.4%。如图 4-7 所示，压力枕的刚度随载荷增加呈非线性增加，这是由于压力枕里有一些空气及压力枕钢板及管路的变形所致。

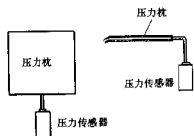


图 4-6 用于测量载荷分布的压力枕

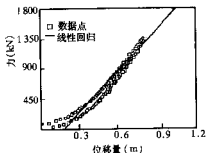


图 4-7 压力枕刚度

2. 数据记录

数据记录方法简介如下：

(1) 实测载荷分布图。这些图反映压力变化与支架位置的关系，同时表示接触材料的接触变形（模拟顶板或底板）或支架结构的变形如何使载荷传递到顶梁或底座上的不同点上。

(2) 合力。作用在顶梁或底座上的合力可表示成每次试验立柱压力的函数。数据分析表明，对于不同工况，外部合力沿顶梁或底座长度移动，合力作用点一般并不是最大压力点。接触状况是不均匀的，取决于载荷分布的力矩平衡及载荷的性质。合力作用点的变化反映了载荷分布的变化，用这些曲线可以确定载荷是朝支架的前部还是后部移动。

(3) 接触压力曲线。按照压力枕面积与顶梁或底座面积的相对比例分配测量的压力枕力，保持力的

平衡,并要求合力为常数。

3. 数据分析和试验结果

1) 顶梁载荷分布试验。

用木板和橡胶模拟直接顶进行了 10 次试验测量顶梁载荷分布。研究的内容包括:①接触状态;②顶板边界的刚度;③支架水平载荷。研究了如图 4-8 所示的 3 种不同顶梁接触状态下,由顶梁载荷分布造成的岩层变形的效果。水平载荷是由试验台架的挡板阻止立柱引起支架顶梁和底座运动而产生的。在试验中,允许试验台的挡板在水平方向自由位移以释放支架的水平力,从而可确定顶梁载荷分布受水平力影响的程度。

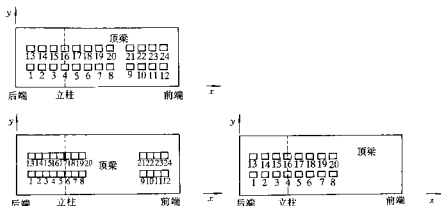


图 4-8 顶梁载荷分布试验

顶梁的轮廓使前端和后端首先接触顶板而产生初始载荷。如图 4-9 所示,顶梁并未充分弯曲达到全长接触。在试验中,支架对刚性试验台架的反作用模拟了坚硬平整顶板的工况,在此工况下顶板不因支架的接触压力而变形。当立柱压力达到 31 MPa 时,顶梁接触面积达到 40%,此时,柱窝上方还没有直接接触顶板,未接触区离顶梁后端大约 1.2 m,离顶梁前端 0.61 m。因此,在这种载荷条件下,顶梁中部大约有 2.3 m 根本未接触顶板。试验表明,当支架作用于刚性平整表面时,即使立柱达到额定工作阻力,顶梁也达不到全接触。

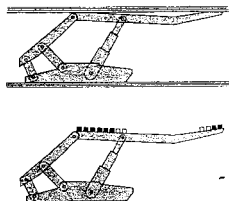


图 4-9 顶梁与刚性顶板接触

为模拟岩层受载变形的直接顶条件,在压力枕与试验台面之间垫上木板或橡胶。支架的作用力使木板或橡胶压缩,顶梁接触面积由上述模拟刚性顶板条件下的 40% 增加到 90% (木板) 和 100% (橡胶)。接触力的位置随着顶梁和模拟顶板的变形从顶梁的两端向柱窝移动。在模拟刚性顶板条件下,随着立柱力的增加,顶梁后部的最大接触力也向柱窝处移动。模拟刚性顶板和可变形顶板条件下的顶梁载荷如图 4-10 所示。对于刚性顶板,由于更大的载荷集中作用在很小的面积上,因此,顶梁上产生的最大接触压力非常大,如图 4-11 所示。

顶梁上的载荷由分布在顶梁上的两排各 12 个压力枕测量(如图 4-8 所示)。由于 24 个压力枕的接触面积占顶梁总面积的大约 10%,因此与全顶梁表面接触相比,压力枕测得的顶板接触压力放大了 10 倍(假定所有压力枕都受载)。为了提供一个顶板接触压力更实际的表达,用应力等值线软件程序把压力枕力在整个顶梁表面上的分布绘出,如图 4-12 所示。由图可以看出:

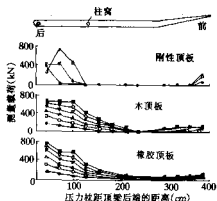


图 4-10 模拟刚性顶板和可变形顶板条件的顶梁载荷分布的比较

立柱压力 (MPa): ●7; ○14; △21; ▽28; ◇35; ■42

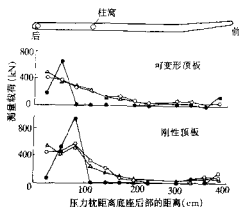


图 4-11 模拟刚性顶板和可变形顶板的顶梁最大接触载荷

立柱压力 (MPa): ●7; ○14; △21;

(1) 从顶梁前端到后端压力一般呈非线性增加。在顶梁开始向上翘起的部位产生最小压力, 压力曲线出现折点, 以后压力平缓上升, 直到尖端, 而当接近顶梁后端时压力快速增加。

(2) 不论接触状况如何, 顶梁前端产生的接触压力总是小于后部。其原因是: ①顶梁柱窝前段长度是后段的 2.25 倍, 前端仅需后端力的 44% 就能保持顶梁的平衡 (假定刚性顶梁前后端单点受载); ②由于顶梁的几何形状是前部向上翘起的, 随着载荷增加, 顶梁后端接触面积增大, 从而进一步减小了保持顶梁平衡要求的柱窝前端的力。

(3) 当顶梁达到全长完全接触时, 立柱压力超过 41.3 MPa, 顶梁前端接触压力可达 0.345~0.517 MPa, 后端接触压力为 2.067~2.411 MPa。对于不可能在顶梁全长接触的刚性直接顶边界条件下, 局部区域的接触压力可能达到 6.89 MPa, 特别是靠近顶梁后部。

(4) 对顶梁上翘部分不与试验台接触的情况也进行了试验。在采煤工作面, 当顶梁平顶面上堆满碎矸石层或梁端直接顶冒落时, 会造成顶梁前端不接顶。在这种工况下, 压力分布形状类似顶梁前端受载时的全接触压力分布, 只是载荷分布更均匀, 立柱前的载荷比全长接触时更高。

如图 4-13 所示, 顶梁分离体有 3 个内力作用在顶梁上: ①立柱力 P ; ②顶梁平衡千斤顶的作用力 P_2 ; ③顶梁与掩护梁铰点力 R_x 、 R_y 。由于掩护梁垂直刚度很小, 平衡千斤顶作用区也很小, 因此立柱成为作用在顶梁上的主导力。为保持顶梁平衡, 顶板接触产生的外力合力必须在柱窝附近。随着载荷从零增加到立柱工作阻力, 合力不断向立柱移动。当压力达到额定压力时, 合力一般位于柱窝略偏后处, 如图 4-14 所示。试验表明, 对于刚性平整顶板, 合力开始于柱窝之后并向柱窝处移动, 而对于用木板或橡胶垫层模拟的软顶板条件, 合力开始于柱窝前, 并向后移动略越过柱窝。这种合力载荷的不同移动方向可以通过检验载荷分布来解释。在模拟刚性顶板条件下, 顶梁后部产生的载荷开始时限制在很小的接触区域内, 随着立柱阻力的增加, 逐渐延伸到柱窝处, 合力向前移动。相反, 在模拟软顶板条件下, 产生载荷的面积大, 而且顶梁后端增加比前端增加的速度快, 合力向后移动。

当顶梁向工作面方向水平移不受外力阻力, 即释放了支架的水平载荷时, 立柱前部的接触载荷略有减小, 立柱后部的接触载荷略有增高, 造成合力作用点向顶梁后部移动。当消除外部水平力时, 合力

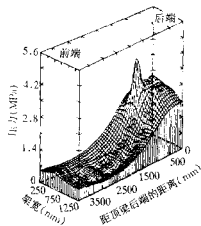


图 4-12 顶梁压力分布

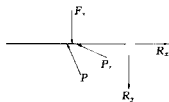


图 4-13 顶梁分离体受力

趋于向支架后部移动，以抵消作用于顶梁和底座上的垂直合力作用线形成的力矩（如图 4-2 所示）。有水平力和没有水平力时合力作用点的计算压力分布曲线如图 4-15 所示。

2) 底座载荷分布试验

为评估掩护式支架底座的接触压力，共进行了 22 项试验。研究了水平载荷、提底座装置和顶梁合力作用点对合力分布的影响。整个试验采用 24 个压力枕进行全底座接触试验，底座两侧各 12 个压力枕，所有试验均采用木板或橡胶垫在压力枕下，模拟底板的变形，没有模拟刚性底板。

水平载荷主要是立柱内力和与直接顶及底板作用产生的摩擦力。当允许顶梁向工作面位移而不受外阻力时，没有水平载荷产生，作用在底座上的垂直合力作用线必须与作用在顶梁上的垂直合力作用线重合。由于顶梁合力作用点位于立柱柱窝附近，故作用于底座的垂直合力作用点距底座后端大约 1 905 mm，或离前端 533 mm。

外部水平力的作用使合力作用点进一步向底座后端移动。如果水平力是由立柱内力产生的，水平力对底座载荷分布的影响将取决于支架工作高度。当试验高度为 2 030 mm 和有立柱内力作用产生的水平力时，底座合力作用点位于距底座后端大约 1 650 mm 处。因此，这种支架水平载荷使合力向底座后端移动大约 254 mm。随着载荷的增加，合力作用点从柱窝处开始向底座前端移动。当出现水平载荷时，合力作用点向底座前端的移动就被抑制，合力更靠近柱窝处。水平载荷对底座载荷分布的影响如图 4-16 所示。

总之，如果直接顶和底板能够限制顶梁的自然运动趋势和底座由于受立柱内力作用而产生的水平位移，则将产生水平载荷，从而减小底板前端比压。如果在顶梁上和底座下有松散的浮岩，顶梁和底座水平

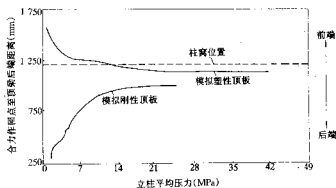


图 4-14 随着顶梁载荷增加顶板合力作用点的移动

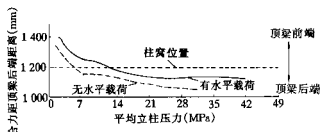


图 4-15 水平力对顶梁合力作用点的影响

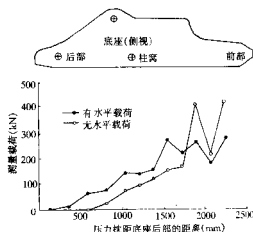


图 4-16 水平力对底座载荷分布的影响

位移不受限制,则底座前端比压将增大。由于缺少对水平力的限制而引起的底座前端比压的增加,取决于支架的几何参数和产生的水平力大小。如图4-17所示,当水平载荷完全消除时,底座前端比压增加大约75%。

为确定提底座装置对载荷分布的影响,进行了相应的试验。提底座装置是一块置于底座前端下面厚38mm的钢板。在移架过程中,靠液压操作提起底座前端。虽然这个装置在采煤循环中是不活动的,但它增加底座前端的两点接触,从而造成这两区域的载荷大大增加。

由于底座的刚度很大,底座不能充分变形以便更均匀地接触,因此,合力分布高度也取决于直接底板的屈服,底座前端比压随着底板刚度的增加而增加。在压力枕和底座之间垫上厚20mm的胶合板模拟底板的屈服,但20mm的胶合板并不能充分保证沿底座全长的全接触。因此,合力分布在底座前后端形成具有较高应力区的双峰值模型。然而,底座前端载荷比后端载荷大得多。当压力枕分布面积为 232 cm^2 时,底座前端的最大比压为 54.675 MPa 。

有无提底座装置的底板比压分布如图4-17所示。对于这些特定的试验,底座前端的最大载荷从 350 kN 增至 1100 kN (立柱压力 27.56 MPa),增加215%。而底座后端载荷从 20 kN 增加到 250 kN 。

为了提供塑性更好的底板,在试验中,底座和压力枕间采用 63.5 mm 厚的橡胶。然而,橡胶板由于受到由立柱作用而产生的底座的水平剪切,而不是像预期的那样垂直地被压缩,结果减小了作用在底座上的水平力,从而使底座前端比压增加,后端比压减小。

为确定顶梁接触状态对底座载荷分布的影响,通过在顶梁上的某一部位放置垫块来控制合力作用点。如前所述,顶梁合力作用点必须位于柱窝的附近才能保持平衡,因此,顶梁接触的变化对底座比压的影响不大。由于顶梁合力作用点受平衡千斤顶力的影响,而平衡千斤顶力在其全范围内是变化的,因此,如图4-18所示,平衡千斤顶力的变化使作用在底座上的合力作用点移动了大约 305 mm 。随平衡千斤顶力减小,顶梁合力将靠近柱窝处,使底座合力移近前端。

底座全接触加载时的比压如图4-19所示。在提底座装置被去掉,并且存在支架水平载荷的情况下,底座后端与前端间的压力分布非常接近线性。当立柱压力达到 41.3 MPa 时,底座前端峰值比压为 $2.76\sim 3.45\text{ MPa}$,而底座后端比压大约在 $0.34\sim 0.68\text{ MPa}$ 范围内。如前所述,水平载荷的消除可对底座接触压力产生大约75%的影响。当水平力被消除时,压力曲线为具有较高前端载荷的非线性分布。有无水平力的接触压力曲线如图4-20所示。当装有提底座装置,且立柱压力为 20.7 MPa 时,底座前端计算压力为 $4.82\sim 5.51\text{ MPa}$,初始接触部分的峰值压力为 $9.65\sim 12.06\text{ MPa}$ 。这些值是根据压力传感器测得的力在整个底座面积上的分布而决定的。如果达不到全接触,则有可能产生更高的接触压力。

3) 顶梁和底座联合载荷分布试验。

进行了一系列试验,同时测量顶梁和底座的接触载荷。试验的目的是研究顶梁和底座接触条件的相互作用规律;确定顶梁和底座两点接触时的载荷,因为这可能是产生最大载荷的工况;模拟9个地点使用掩护式支架报告的共同接触状况,即底座全接触,同时顶梁除了前端翘起部分外也全接触。顶梁和底座联合试验的最终目的是评价从工作面走向采空区的岩层运动对顶梁和底座载荷分布的影响。5种顶梁和

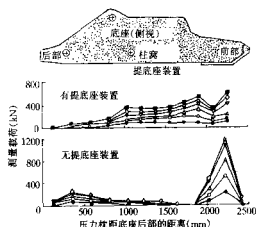


图4-17 提底座装置对底座载荷的影响

立柱压力 (MPa): ●7; ○14; △21; □28; ◇35; ■42

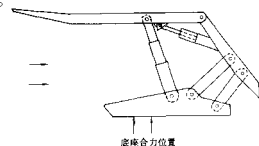


图4-18 平衡千斤顶力对底座合力的影响

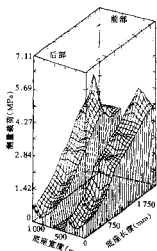


图 4-19 底座接触压力分布
底座接触状态如图 4-21 所示。

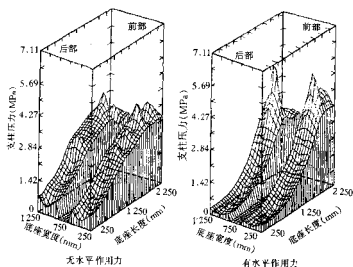


图 4-20 有无水平力时底座接触压力分布的比较

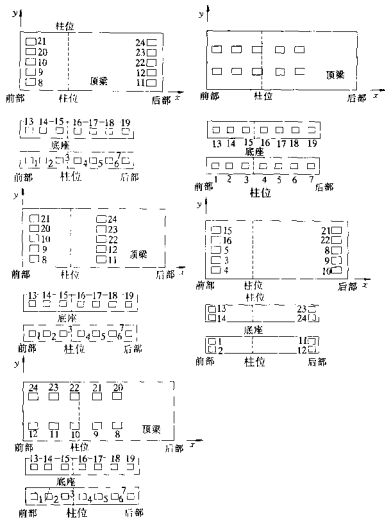


图 4-21 顶梁和底座联合试验的接触状态和压力分布

应用根据一系列底座试验制作的图表, 通过改变顶梁的接触状态以改变合力作用点。在这些试验中, 底座下面每边均布 7 个压力枕模拟全底座接触。这 3 种试验顶梁和底座上的合力作用点如图 4-22 所示。由图可见, 当立柱压力为 34.5 MPa 时, 顶梁合力作用点在柱窝之后移动 50-76 mm。随着顶梁前端的接触, 当立柱压力低于 11.7 MPa 时, 顶梁合力比

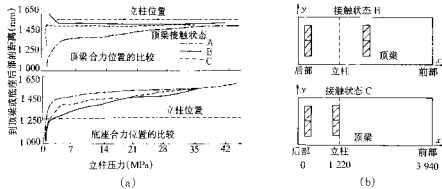


图 4-22 顶板和底座合力作用点的比较

其它顶梁前端不接顶的工况向后端移近 305 mm。在立柱压力低时, 这种顶梁合力的差别使底座合力向底座后端移动约 50 mm。

在底座上产生的载荷的接触压力类似于顶梁接触状态 (如图 4-23 所示)。对于顶梁前端接触的状态, 当立柱压力高时, 底座前端产生更高的载荷。

由于这 3 项试验接触状态不同, 顶梁上产生的载荷和接触压力曲线也完全不同。如图 4-24 所示, 接顶线在柱窝附近时产生的接触载荷最大, 因此此时保持顶梁平衡后端需要的力很小。当顶梁接顶点与柱窝对称时, 载荷分布最均匀。

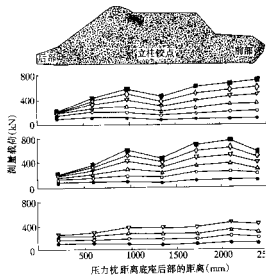


图 4-23 控制顶板合力试验时在底座上产生的载荷
立柱压力 (MPa): ●7; ○14; △21; ▽28; ◇35; ■42

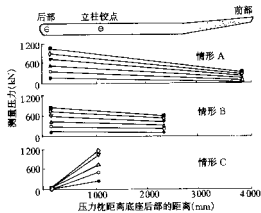


图 4-24 控制顶板合力试验时的最大接触载荷

图 4-25 所示为顶梁和底座两点接触产生的载荷, 最大载荷产生于顶梁后端和底座前端。当立柱压力为 34.5 MPa 时, 顶梁后端的总载荷 4 680 kN 通过压力枕分布在 0.116 128 m² 接触面积上, 比压大约

为 36.5 MPa, 顶梁前端的总载荷是 1 150 kN, 其比压为 8.96 MPa; 底座前端的总载荷是 2 300 kN 和 2 000 kN, 接触面积 464.5 cm², 比压分别为 44.8 MPa 和 33.85 MPa, 而底座后端的载荷是 820 kN 和 1 130 kN, 其比压为 18.85 MPa 和 22.05 MPa。

在顶梁前部 2 032 mm 段接触的试验状态下, 从后端开始在柱窝处 (大约 50% 顶梁接触面积) 产生应力集中, 如图 4-26 所示。在该处的两个压力枕上产生 2 800 kN 的最大载荷, 接触压力大约为 53.7 MPa。

支架的水平载荷是由顶梁相对底座的水平位移产生的。由于立柱向工作面倾斜, 自然的趋势是向工作面推顶梁。当这一运动不受顶板阻力时, 没有外力作用在支架上。当顶梁向前的运动受到顶板的限制时, 便有外力作用在支架上。相反, 如果岩层向工作面运动, 支架与顶、底座间产生充分摩擦, 支架将向后朝采空区位移, 产生一个水平力作用于支架上。

因此, 顶梁相对于底座的水平位移可能有 3 种情况: ①向工作面; ②没有位移; ③朝向采空区。这 3 种工况中的每一种工况都引起顶梁与掩护梁铰点相互作用和连杆力的变化, 从而影响顶梁和底座分布载荷的变化。这几种工况顶梁和底座合力作用点的变化如图 4-27 所示。顶梁向采空区的运动 (工作面向采空区的岩层位移) 引起顶梁合力略向前端移动,

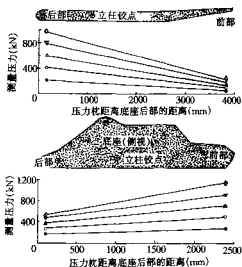


图 4-25 顶梁底座两点接触时产生的载荷
立柱压力 (MPa): ●7; ○14; ◐21; ◑28; ○35

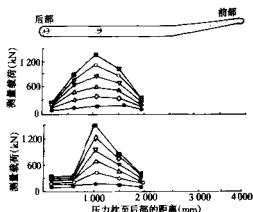


图 4-26 顶梁前端不接顶时的载荷
立柱压力 (MPa): ●7; ○14; ◐21; ◑28; ◒35; ■42

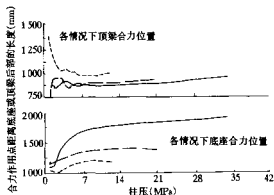


图 4-27 顶梁水平位移对顶梁和底座合力作用点的影响
压力枕位置: ——背对采空区; ——仅受垂直载荷; - - - 面对采空区

与顶梁水平受约束和允许向工作面自由位移的工况相比, 合力作用点更靠近立柱。连杆力的变化对底座合力的影响更大。当顶梁允许自由向工作面水平位移时, 底座合力作用点最靠近底座前端。随着顶梁水平受约束和被迫向采空区运动, 合力作用点逐步从前端向后端移动。这 3 种工况的底座合力作用点的位置如下: ①顶梁向工作面运动时, 合力位于距前端 559 mm 处; ②当没有顶梁相对于底座的水平移动时, 合力距前端 1 041 mm; ③当顶梁向采空区运动时, 合力距前端 1 245 mm。

三、结 论

支架对直接顶和底板的反力分布是影响支架有效支护能力的重要因素。支架对顶底板的接触压力额定值一般是假定载荷均匀分布, 而井下使用产生的接触压力要大得多, 因为实际载荷分布是不均匀的。

接触状况和实际载荷分布很大程度上取决于岩层的塑性，这很难在实验室中模拟。

如果能够合理地模拟支架与直接顶岩层间的接触状况，则支架上总载荷的分布可以通过在顶梁和底座上安置载荷测量装置测得。然而，接触压力大小的精确评估很难获得，因为测量仪器覆盖顶梁和底座接触面积的百分比一般很小，其大小高度也取决于接触面积。本项研究中使用一个应力曲线分布软件把24个压力枕测得的载荷分配到整个顶梁和底座面积上，这项工作的难点在于大多数应力曲线分析程序是按照数值点间内插值法设计的。因此，必需按比例标定所测载荷与所测接触面积的百分比，以保证当外推到全接触工况时能保持力的平衡。

由于顶梁前端翘起和采用了提底座装置，这种支架在井下的实际接触面积很大程度上取决于直接顶和直接底的塑性特征。没有岩层的变形，就不可能达到顶梁和底座的全接触，因此，对于很坚硬的直接顶和底板，顶梁和底座的端部将产生很高的接触压力。

随着支架承载增加，载荷分布的大小和形状都发生变化。一般的趋势是，内载是集中在顶梁和底座的两端，然后，随着载荷增加使接触面积增加而向其它区域移动。当立柱压力超过额定压力时，一般载荷分布是从顶梁前端向后端连续增加，从底座前端到后端比压逐渐减小，其变化可以用线性近似，但是非线性的近似更精确。特别是当消除了水平力时，由于前端距立柱比后端距立柱远，因而顶梁前端受力比后端小。此外顶梁的柔度也有一定影响，要保持力矩的平衡，后端力要比前端力大得多。平衡千斤顶控制前端载荷，但只有在立柱压力较低时其作用才比较明显。当立柱达到额定压力时，平衡千斤顶的控制一般无效。最大载荷产生在底座后端，随着直接顶的变形，最大载荷向柱窝处移动。

顶梁前端的上翘增加了前端首先接顶的可能性，而不利于前端与柱窝间顶梁段的接顶。如果目的是要产生最大的尖端载荷，这种设计是可取的，因为当柱窝附近的压力被限制时，前端载荷达到最大值。然而，这种结构在多数工况下产生较大的弯曲应变造成顶梁的应力集中。采用这种设计，顶梁前端力也是较小的，对于刚性顶板条件，大约为支架总支撑力的10%，对于软顶底板，则小于5%。增加顶梁前端支撑力的最有效办法是减短顶梁前端至立柱柱窝的距离，但这受到梁端距和配套设备断面尺寸的限制。

顶梁悬伸在底座前端之前，立柱是倾斜的，因此，顶梁柱窝在底座柱窝之前。这种几何特征产生一个转动力矩使底座前端的载荷更加集中。作用在顶梁上的外部水平力（指向工作面）也产生底座前端的载荷集中。外部水平力能因直接顶从工作面向采空区方向运动而产生，或者来自与顶板间的摩擦力。这一摩擦力有阻止立柱把顶梁推向工作面的自然趋势。因此，在顶梁上形成破碎层的破碎顶板与能阻止顶梁和顶板间剪切力的较硬顶板相比，可能产生的底座前端载荷更高。

提底座装置增加了底座前端固有的高比压，因而应加以改进，以排除翘板与底座间的碎煤，因为碎煤阻止了提底座装置的全部收回，进一步加大了底座前端的比压。一种更有效的设计是把提底座装置安装在底座中档不直接与接触面接触的部位。

不同的顶梁垂直合力大约位于接近柱窝处。如果能够控制连杆力，理论上也能控制底座合力作用点的位置。如果能够减少连杆力，使合力接近柱窝处，就可减小底座前端比压。

第二节 液压支架简化平面受力分析

液压支架在井下的实际工况是非常复杂的，不仅顶板压力的大小和作用位置，而且支架的顶梁和顶板的接触情况都随机变化。此外，支架还可能承受不同大小和不同方向的水平载荷。所以，液压支架应具有适应外载变化的能力。

假设支架横向均匀受载，则可简化为平面力系。以下按平面力系分析各种支架的受力状态。

一、两柱支撑掩护式支架

图4-28是两柱支撑掩护式支架平面受力示意图。

取顶梁和掩护梁为隔离体, 各力对 O_1 点取力矩平衡方程为

$$rP + (H_0 + b_c \tan \varphi) fQ - (x + b_c)Q = 0 \quad (4-1)$$

各力分别对水平和垂直轴取力平衡方程为

$$Qf + F_1 \sin \alpha_1 + F_2 \sin \alpha_2 - P \sin \beta = 0 \quad (4-2)$$

$$P \cos \beta + F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2 - Q = 0 \quad (4-3)$$

再取顶梁为隔离体, 各力对 O 点取力矩平衡方程, 即

$$tP_E + QfH_0 - xQ = 0 \quad (4-4)$$

由方程 (4-1) 和 (4-4) 解得, 支架垂直支撑合力为

$$Q = \frac{rP - tP_E}{b_c(1 - f \tan \varphi)} \quad (4-5)$$

顶梁合力作用点位置为

$$x = \frac{P_E}{Q} t + fH_0 \quad (4-6)$$

由方程式 (4-2) 和 (4-3) 解得前、后连杆力分别为

$$F_1 = \frac{Q(f + \tan \alpha_2) - P(\sin \beta + \cos \beta \tan \alpha_2)}{\cos \alpha_1 \tan \alpha_2 - \sin \alpha_1} \quad (4-7)$$

$$F_2 = \frac{Q - P \cos \beta - F_1 \cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \quad (4-8)$$

式中 f ——顶梁与顶板间的摩擦因数, 一般取 $f=0 \sim 0.3$;

P ——立柱总工作阻力;

P_E ——平衡千斤顶总作用力;

φ ——如图所示, 顺时针取“+”值, 逆时针取“-”值。

二、两柱支顶掩护式支架

两柱支顶掩护式支架平面受力如图 4-29 所示。

采用与前述相同的方法可求得支架垂直支撑合力和合力作用点分别为

$$Q = \frac{P(r_1 - r_2) - P_E t}{b_c(1 - f \tan \varphi)} \quad (4-9)$$

$$x = \frac{Pr_2 + P_E t}{Q} + fH_0 \quad (4-10)$$

前后连杆力计算式同式 (4-7) 和 (4-8)

三、四柱支撑掩护式支架

四柱支撑掩护式支架平面受力如图 4-30 所示。

取顶梁和掩护梁为分隔体, 对 O_1 点取力矩平衡方程为

$$P_1 r_1 + P_2 r_2 + Qf(H_0 + b_c \tan \varphi) - Q(x + b_c) = 0 \quad (4-11)$$

水平和垂直轴方向的力平衡方程为

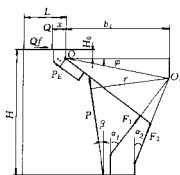


图 4-28 两柱支撑掩护式支架平面受力

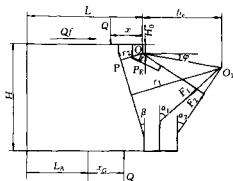


图 4-29 两柱支顶掩护式支架平面受力

$$Qf + F_1 \sin \alpha_1 + F_2 \sin \alpha_2 - P_1 \sin \beta_1 - P_2 \sin \beta_2 = 0 \quad (4-12)$$

$$P_1 \cos \beta_1 + P_2 \cos \beta_2 + F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2 - Q = 0 \quad (4-13)$$

取顶梁为分离体，对 O 点取力矩平衡方程为

$$P_1 r_3 + P_2 r_4 + QfH_0 - Qx = 0 \quad (4-14)$$

由方程 (4-11) ~ (4-14) 解得：

$$Q = \frac{P_1(r_1 - r_3) + P_2(r_2 - r_4)}{b_c(1 - f \tan \varphi)} \quad (4-15)$$

$$x = \frac{P_1 r_3 + P_2 r_4}{Q} + fH_0 \quad (4-16)$$

$$F_1 = \frac{Q(1 - f \tan \alpha_2) - P_1(\sin \beta_1 + \cos \beta_1 \tan \alpha_2) - P_2(\sin \beta_2 + \cos \beta_2 \tan \alpha_2)}{\cos \alpha_1 \tan \alpha_2 - \sin \alpha_1} \quad (4-17)$$

$$F_2 = \frac{Q - P_1 \cos \beta_1 - P_2 \cos \beta_2 - F_1 \cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \quad (4-18)$$

立柱倾角 β_1 和 β_2 ，向前为“+”值，向后为“-”值。

四、四柱支顶掩护式支架

支顶掩护式支架平面受力如图 4-31 所示。

与前述相似，由力矩和力平衡方程求得垂直支撑合力和合力作用点分别为

$$Q = \frac{P_1(r_1 - r_3) + P_2 r_2}{b_c(1 - f \tan \varphi)} \quad (4-19)$$

$$x = \frac{P_1 r_3}{Q} + fH_0 \quad (4-20)$$

前后连杆力计算式与式 (4-17) 和式 (4-18) 相同。

五、影响支架平面受力的主要因素分析

1. 支护高度和立柱倾角

对于掩护式和支撑掩护式支架，由于支护高度的变化使立柱倾角、平衡千斤顶角度和四连杆机构的

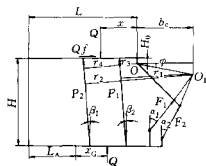


图 4-30 四柱支撑掩护式支架平面受力

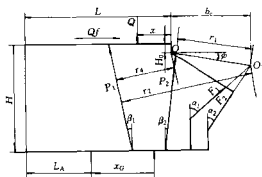


图 4-31 支顶掩护式支架平面受力

位置都发生了变化, 支架受力受到影响。一般, 当支架的支护高度增大时, 立柱倾角 β 减小, 垂直支撑力增大。某些支架, 由于四连杆机构轨迹曲线和立柱倾角的影响, 最大支撑力有可能不在最大高度时出现。

支护高度对连杆力的影响也十分明显。当掩护支架高度降低时, 一般连杆力将增大。在 $f=0.3$ 的情况下, 支撑掩护式支架处于最大高度时连杆力达到最大值。

2. 摩擦因数

支架顶梁与顶底板间的摩擦因数对支架受力有重大影响。由于支架工况的复杂多变, 与顶底板的摩擦因数是变值, 一般根据金属对岩石的摩擦特性, 取 $f=0\sim 0.3$, 强度校核时可取 $f=-0.3\sim +0.3$ 。

由计算公式可见, f 越小, 则垂直支撑力 Q 越小, 底座合力距底座前端的距离越小, 因而对底板比压越大。当立柱倾斜角度较大时, f 越小, 往往连杆力越大; 而当立柱近似垂直布置时, f 越大, 往往连杆力越大。因此, 在计算中要按不同的摩擦因数进行计算, 然后根据不同架型的实际情况确定或者选取最大值作为计算和校核的依据。

3. 轨迹曲线

四连杆机构决定顶梁与掩护梁铰点的轨迹曲线。曲线斜度 $\tan \varphi$ 为正值, 瞬心位于顶梁铰点水平面之下, 曲线向工作面偏摆; 当曲线向采空区偏摆时, $\tan \varphi$ 为负值, 瞬心位于顶梁铰点水平面之上。 $\tan \varphi$ 造成支架的附加力, 如图 4-32 所示。

4. 平衡千斤顶推力

从计算公式可见, 掩护式支架平衡千斤顶推力 P_E 对支架支撑力有显著影响。当 P_E 为推力 (+号) 时, Q 减小, x 增大, 合力作用点前移。当 P_E 为拉力 (-号) 时, Q 增大, x 减小, 合力作用点后移。 Q 变化量一般不超过 15%, 合力作用点的变化量一般为 100~200 mm。

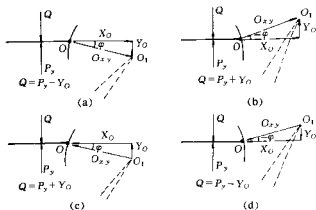


图 4-32 轨迹变化对支架垂直支撑力的影响

O_1 —四连杆机构的瞬心; O —顶梁与掩护梁铰点; $O_{x,y}$ —顶梁与掩护梁铰点处总合力; X_0 —水平方向附加荷载; Y_0 —垂直方向附加荷载; P_y —支架工作阻力的垂直分力; Q —支架垂直支撑力

第三节 液压支架空间力学模型受力分析

一、模拟强度试验加载方式简介

根据《液压支架通用技术条件》(MT312-92)规定, 液压支架加载方式主要分为 5 种类型: ①顶梁两端加集中载荷; ②顶梁加扭转载荷; ③顶梁单侧加载; ④底座两端加集中载荷; ⑤底座加扭转载荷。

此外, 对四柱支架还要增加顶梁中部加载和底座中部加载试验。各种加载方式的垫块位置尺寸如图 4-33 所示。

二、两柱支掩护式支架空间力学模型受力分析

两柱支掩护式支架如图 4-34 所示。假设方 (或圆) 垫块均匀受力, 沿垫块的分布载荷可简化为集中力 Q_1 ; 长垫块载荷呈梯形线性分布, 合力 Q_2 相对对称平面偏心距为 b_c 。

按加载方式②可建立起两柱支掩护式支架空间力学的一般方程。分别取顶梁和掩护梁为分离体, 其受力如图 4-35 所示。

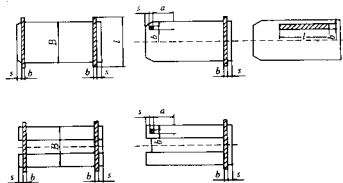


图 4-33 垫块位置

$s \leq 100 \text{ mm}$; $l \leq B/3$; $b = 150 \text{ mm}$; $a = 300 \text{ mm}$; $l > B$

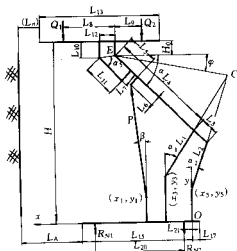


图 4-34 支掩掩护式支架

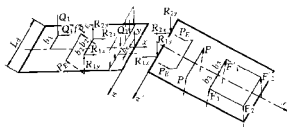


图 4-35 顶梁、掩护梁受力

对顶梁:

$$R_{1x} + R_{2x} + (Q_1 + Q_2)f - 2P_E \cos \alpha_5 = 0 \quad (4-21)$$

$$R_{1y} + R_{2y} - (Q_1 + Q_2) + 2P_E \sin \alpha_5 = 0 \quad (4-22)$$

$$Q_1 b_1 - Q_2 b_2 + R_{1y} b_2 - R_{2y} b_1 = 0 \quad (4-23)$$

$$R_{1x} b_2 - R_{2x} b_1 - Q_1 f b_1 + Q_2 f b_2 = 0 \quad (4-24)$$

$$Q_1 L_8 - Q_2 L_9 - P_E L_{12} \sin \alpha_5 - P_E (L_{10} - H_0) \cos \alpha_5 - (Q_1 + Q_2) f H_0 = 0 \quad (4-25)$$

对掩护梁:

$$\begin{aligned} & -(R_{1x} + R_{2x}) \cos \alpha + (R_{1y} + R_{2y}) \sin \alpha - (F_1 + F'_1) \sin(\alpha - \alpha_1) - \\ & (F_2 + F'_2) \sin(\alpha - \alpha_2) + P_E \cos(\alpha - \alpha_5) - 2P \sin(\alpha + \beta) = 0 \end{aligned} \quad (4-26)$$

$$\begin{aligned} & -(R_{1x} + R_{2x}) \sin \alpha - (R_{1y} + R_{2y}) \cos \alpha + (F_1 + F'_1) \cos(\alpha - \alpha_1) + \\ & (F_2 + F'_2) \cos(\alpha - \alpha_2) + P_E \sin(\alpha - \alpha_5) + 2P \cos(\alpha + \beta) = 0 \end{aligned} \quad (4-27)$$

$$\begin{aligned} & -(R_{1x} - R_{2x}) b_2 \sin \alpha - (R_{1y} - R_{2y}) b_2 \cos \alpha + (F_1 - F'_1) b_3 \cos(\alpha - \alpha_1) + \\ & (F_2 - F'_2) b_3 \cos(\alpha - \alpha_2) = 0 \end{aligned} \quad (4-28)$$

$$(R_{1x} - R_{2x}) b_2 \cos \alpha - (R_{1y} - R_{2y}) b_2 \sin \alpha + (F_1 - F'_1) b_3 \sin(\alpha - \alpha_1) +$$

$$(F_2 - F'_2)b_3\sin(\alpha - \alpha_2) = 0 \quad (4-29)$$

$$(F_1 + F'_1)L_4\cos(\alpha - \alpha_1) + (F_2 + F'_2)(L_3 + L_4)\cos(\alpha - \alpha_2) + 2PL_5\cos(\alpha + \beta) - 2PL_6\sin(\alpha + \beta) + P_E L_7\cos(\alpha - \alpha_5) + P_E L_{11}\sin(\alpha - \alpha_5) - (F_1 + F'_1)L_{18}\sin(\alpha - \alpha_1) = 0 \quad (4-30)$$

该力系为超静定力系，共有 11 个未知数，必须建立一个补充方程才能求解，根据变形协调条件建立补充方程为

$$Q_1 b_1 L_d / (GJ_n) - 12Q_2 b_c \delta / (EbC_w^3) = 0 \quad (4-31)$$

由式 (4-31) 可得

$$Q_2 b_c = L_d EbC_w^3 Q_1 b_1 / (12\delta GJ_n) \\ \epsilon = L_d EbC_w^3 / (12\delta GJ_n) \quad (4-32)$$

式中 E ——垫块材料弹性模量；

G ——顶梁抗扭弹性模量；

J_n ——顶梁抗扭截面模量；

b ——垫块宽度；

δ ——垫块厚度；

C_w ——垫块与顶梁接触长度；

L_d ——顶梁与长垫块接触宽度。

将式 (4-32) 分别代入式 (4-23) 和式 (4-24) 用解析法求得以上方程组的解为

$$Q_1 = [(L_9 - fH_0)C_9 - C_8] / (L_9 - L_8) \quad (4-33)$$

$$Q_2 = [(L_8 - fH_0)C_9 - C_8] / (L_8 - L_9) \quad (4-34)$$

$$R_{1x} = [(P_E \cos \alpha_5 - C_9 f + (1 - \epsilon)b_1 f Q_1 / b_2] / 2 \quad (4-35)$$

$$R_{1y} = [C_7 - (1 - \epsilon)Q_1 b_1 / b_2] / 2 \quad (4-36)$$

$$R_{2y} = [P_E \cos \alpha_5 - C_9 f - (1 - \epsilon)b_1 f Q_1 / b_2] / 2 \quad (4-37)$$

$$R_{2y} = [(C_7 / 2) + (1 - \epsilon)Q_1 b_1 / b_2] / 2 \quad (4-38)$$

$$F_1 = (D_3 + D_4) / 2 \quad (4-39)$$

$$F'_1 = (D_4 - D_3) / 2 \quad (4-40)$$

$$F_2 = (K_2 D_4 + K_3 + D_5) / 2 \quad (4-41)$$

$$F'_2 = (K_2 D_4 + K_3 + D_5) / 2 \quad (4-42)$$

其中 $K_1 = 2PL_5\cos(\alpha + \beta) - 2PL_6\sin(\alpha + \beta) + P_E L_7\cos(\alpha - \alpha_5) + P_E L_{11}\sin(\alpha - \alpha_5)$

$$K_2 = [-L_4\cos(\alpha - \alpha_1) + L_{18}\sin(\alpha - \alpha_{12})] / [(L_3 + L_4)\cos(\alpha - \alpha_2)]$$

$$K_3 = -K_1 / [(L_3 + L_4)\cos(\alpha - \alpha_2)]$$

$$K_4 = \sin(\alpha - \alpha_1) + K_2\sin(\alpha - \alpha_2)$$

$$K_5 = \cos(\alpha - \alpha_1) + K_2\cos(\alpha - \alpha_2)$$

$$C_1 = K_3\sin(\alpha - \alpha_2) - P_E\cos(\alpha - \alpha_5) + 2P\sin(\alpha + \beta)$$

$$C_2 = K_3\cos(\alpha - \alpha_2) + P_E\sin(\alpha - \alpha_5) + 2P\cos(\alpha + \beta)$$

$$C_3 = P_E(f\sin \alpha_5 - \cos \alpha_5)$$

$$C_4 = K_4\sin \alpha + K_5\cos \alpha$$

$$C_5 = K_5\sin \alpha - K_4\cos \alpha$$

$$\begin{aligned}
C_6 &= C_1K_5 - C_2K_4 \\
C_7 &= (C_6 - C_3C_4)/(C_5 + fC_4) \\
C_8 &= P_E \sin \alpha_5 L_{12} + P_E(L_{10} - H_0) \cos \alpha_5 \\
C_9 &= P_E \sin \alpha_5 + C_7 \\
D_1 &= f(1 - \epsilon)b_1[(L_9 - fH_0)C_9 - C_8] \sin \alpha / (L_9 - L_8) - \\
&\quad (1 - \epsilon)b_1[(L_9 - fH_0)C_9 - C_8] \cos \alpha / (L_9 - L_8) \\
D_2 &= f(1 - \epsilon)b_1[(L_9 - fH_0)C_9 - C_8] \cos \alpha / (L_9 - L_8) + \\
&\quad (1 - \epsilon)b_1[(L_9 - fH_0)C_9 - C_8] \sin \alpha / (L_9 - L_8) \\
D_3 &= [D_1 \sin(\alpha - \alpha_2) + D_2 \cos(\alpha - \alpha_2)] / [b_3 \sin(\alpha - \alpha_2)] \\
D_4 &= [(C_9 f - P_E \cos \alpha_5) \cos \alpha + C_7 \sin \alpha - C_1] / K_4 \\
D_5 &= [D_1 \sin(\alpha - \alpha_1) + D_2 \cos(\alpha - \alpha_1)] / [b_3 \sin(\alpha_2 - \alpha_1)]
\end{aligned}$$

式中

P' ——支柱工作阻力；
 P_E ——平衡千斤顶工作阻力，推力为正，拉力为负；
 f ——摩擦因数；

R_{1x} 、 R_{1y} 、 R_{2x} 、 R_{2y} ——顶梁与掩护梁铰点的约束力；

F_1 、 F'_1 ——前连杆力；

F_2 、 F'_2 ——后连杆力。

当底座加垫块时，按加载方式⑤建立空间力系方程。分别取底座和掩护梁为分离体，底座受力如图 4-36 所示：

对底座：

$$-(F_1 + F'_1) \sin \alpha_1 - (F_2 + F'_2) \sin \alpha_2 + 2P \sin \beta - (R_{N1} - R_{N2})f = 0 \quad (4-43)$$

$$-(F_1 + F'_1) \cos \alpha_1 - (F_2 + F'_2) \cos \alpha_2 - 2P \cos \beta + R_{N1} + R_{N2} = 0 \quad (4-44)$$

$$R_{N1}b_4 - R_{N2}b_e + (F_1 - F'_1)b_3 \cos \alpha_1 + (F_2 - F'_2)b_3 \cos \alpha_2 = 0 \quad (4-45)$$

$$R_{N1}fb_4 - R_{N2}fb_e - (F_1 - F'_1)b_3 \sin \alpha_1 - (F_2 - F'_2)b_3 \sin \alpha_2 = 0 \quad (4-46)$$

$$\begin{aligned}
&(F_1 + F'_1)[(y_3 - y_5) \sin \alpha_1 + x_3 \cos \alpha_1] + 2P[x_1 \cos \beta - \\
&(y_1 - y_5) \sin \beta] - R_{N1}L_{20} - R_{N2}L_{21} = 0
\end{aligned} \quad (4-47)$$

根据变形协调条件，建立补充方程，即

$$R_{N2}b_e = \epsilon R_{N1}b_4 \quad (4-48)$$

其中， R_{N1} 、 R_{N2} 分别为底座前后垫块的支承反力。

联立方程 (4-43) ~ (4-48) 求解得

$$R_{N1} = (-\zeta_7 L_{21} + \zeta_8 \zeta_3 + \zeta_4) / (L_{20} - L_{21}) \quad (4-49)$$

$$R_{N2} = (\zeta_7 L_{20} - \zeta_8 \zeta_3 - \zeta_4) / (L_{20} - L_{21}) \quad (4-50)$$

$$F_1 = [\zeta_8 + \zeta_9(\zeta_8 \zeta_3 - \zeta_7 L_{21} + \zeta_4) / (L_{20} - L_{21})] / 2 \quad (4-51)$$

$$F'_1 = [\zeta_8 - \zeta_9(\zeta_8 \zeta_3 - \zeta_7 L_{21} + \zeta_4) / (L_{20} - L_{21})] / 2 \quad (4-52)$$

$$F_2 = [-\zeta_1 + \zeta_2 \zeta_8 + \zeta_{10}(\zeta_8 \zeta_3 - \zeta_7 L_{21} + \zeta_4) / (L_{20} - L_{21})] / 2 \quad (4-53)$$

$$F'_2 = [-\zeta_1 + \zeta_2 \zeta_8 - \zeta_{10}(\zeta_8 \zeta_3 - \zeta_7 L_{21} + \zeta_4) / (L_{20} - L_{21})] / 2 \quad (4-54)$$

其中

$$\zeta_0 = 2PL_5 \cos(\alpha + \beta) - 2PL_6 \sin(\alpha + \beta) + P_E L_7 \cos(\alpha - \alpha_5) + P_E L_{11} \sin(\alpha - \alpha_5)；$$

$$\zeta_1 = \zeta_0 / [(L_3 + L_4) \cos(\alpha - \alpha_2)]；$$

$$\zeta_2 = [-L_4 \cos(\alpha - \alpha_1) + L_{18} \sin(\alpha - \alpha_1)] / [(L_3 + L_4) \cos(\alpha - \alpha_2)]；$$

$$\begin{aligned} \zeta_3 &= (y_3 - y_5) \sin \alpha_1 + x_3 \cos \alpha_1; \\ \zeta_4 &= 2P[x_1 \cos \beta - (y_1 - y_5) \sin \beta]; \\ \zeta_5 &= \sin \alpha_1 + \zeta_2 \sin \alpha_2; \\ \zeta_6 &= \cos \alpha_1 + \zeta_2 \cos \alpha_2; \\ \zeta_7 &= [-(\zeta_1 \cos \alpha_2 - 2P \cos \beta) \zeta_5 + (2P \sin \beta + \zeta_1 \sin \alpha_2) \zeta_6] / (f \zeta_6 + \zeta_5); \\ \zeta_8 &= [(2P \sin \beta + \zeta_1 \sin \alpha_2) - f \zeta_7] / \zeta_5; \\ \zeta_9 &= [b_4(1 - \epsilon)(f \cos \alpha_2 + \sin \alpha_2) / [b_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2)]]; \\ \zeta_{10} &= [-b_4(1 - \epsilon)(f \cos \alpha_1 + \sin \alpha_1) / [b_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2)]]; \end{aligned}$$

三、两柱掩护式支架空间力学模型

假设方(或圆)垫块均匀受力,沿垫块的分布载荷可简化为集中力 Q_1 ; 长垫块载荷呈梯形线性分布,合力 Q_2 相对对称平面偏心距为 b_e 。

按强度试验加载方式②(顶梁加扭转载荷)可建立起两柱掩护式支架空间力学模型的一般数学方程。分别取顶梁和掩护梁为分离体,其受力如图 4-37 所示。

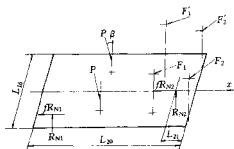


图 4-36 底座受力

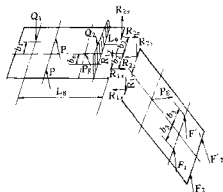


图 4-37 两柱掩护式支架顶梁、掩护梁受力

对顶梁:

$$R_{1x} + R_{2x} - 2P \sin \beta - P_E \cos \alpha_5 + (Q_1 + Q_2)f = 0 \quad (4-55)$$

$$R_{1y} + R_{2y} + 2P \cos \beta + P_E \sin \alpha_5 - (Q_1 + Q_2) = 0 \quad (4-56)$$

$$Q_1 b_1 - Q_2 b_e + (R_{1y} - R_{2y}) b_2 = 0 \quad (4-57)$$

$$R_{1x} b_2 - R_{2x} b_2 - Q_1 f b_1 + Q_2 f b_e = 0 \quad (4-58)$$

$$\begin{aligned} Q_1 L_8 + Q_2 L_9 - 2PL_5 \cos \beta - 2P(L_6 - H_0) \sin \beta - P_E L_{12} \sin \alpha_5 - \\ P_E(L_{10} - H_0) \cos \alpha_5 - (Q_1 + Q_2) f H_0 = 0 \end{aligned} \quad (4-59)$$

对掩护梁:

$$\begin{aligned} -(R_{1x} + R_{2x}) \cos \alpha + (R_{1y} + R_{2y}) \sin \alpha - (F_1 + F'_1) \sin(\alpha - \alpha_1) - \\ (F_2 + F'_2) \sin(\alpha - \alpha_2) + P_E \cos(\alpha - \alpha_5) = 0 \end{aligned} \quad (4-60)$$

$$\begin{aligned} -(R_{1x} + R_{2x}) \sin \alpha - (R_{1y} + R_{2y}) \cos \alpha + (F_1 + F'_1) \cos(\alpha - \alpha_1) + \\ (F_2 + F'_2) \cos(\alpha - \alpha_2) + P_E \sin(\alpha - \alpha_5) = 0 \end{aligned} \quad (4-61)$$

$$\begin{aligned} (R_{1x} - R_{2x}) b_2 \sin \alpha + (R_{1y} - R_{2y}) b_2 \cos \alpha - (F_1 - F'_1) b_3 \cos(\alpha - \alpha_1) - \\ (F_2 - F'_2) b_3 \cos(\alpha - \alpha_2) = 0 \end{aligned} \quad (4-62)$$

$$-(R_{1x} - R_{2x})b_2 \cos \alpha + (R_{1y} - R_{2y})b_2 \sin \alpha - (F_1 - F'_1)b_3 \sin(\alpha - \alpha_1) - (F_2 - F'_2)b_3 \sin(\alpha - \alpha_2) = 0 \quad (4-63)$$

$$(F_1 + F'_1)L_4 \cos(\alpha - \alpha_1) + (F_2 + F'_2)(L_3 + L_4) \cos(\alpha - \alpha_2) + P_{E7} \cos(\alpha - \alpha_5) + P_{E11} \sin(\alpha - \alpha_5) - (F_1 + F'_1)L_{18} \sin(\alpha - \alpha_1) = 0 \quad (4-64)$$

根据变形协调条件建立补充方程 $Q_2 b_x = \epsilon b_1 Q$, 用解析法解得支架空间受力的解析表达式为

$$Q_1 = [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / (L_8 - L_9) \quad (4-65)$$

$$Q_2 = [(L_8 - fH_0)C_1 - C_2] / (L_8 - L_9) \quad (4-66)$$

$$R_{1x} = \{d_1 + (1 - \epsilon)b_1 f [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / [b_2(L_8 - L_9)] - C_1 f\} / 2 \quad (4-67)$$

$$R_{2x} = \{d_1 - (1 - \epsilon)b_1 f [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / [b_2(L_8 - L_9)] - C_1 f\} / 2 \quad (4-68)$$

$$R_{1y} = \{C_1 - d_2 - (1 - \epsilon)b_1 [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / [b_2(L_8 - L_9)]\} / 2 \quad (4-69)$$

$$R_{2y} = \{C_1 - d_2 + (1 - \epsilon)b_1 [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / [b_2(L_8 - L_9)]\} / 2 \quad (4-70)$$

$$F_1 = (C_6 + C_8) / 2 \quad (4-71)$$

$$F'_1 = (C_8 - C_6) / 2 \quad (4-72)$$

$$F_2 = (C_5 + C_7) / 2 \quad (4-73)$$

$$F'_2 = (C_5 - C_7) / 2 \quad (4-74)$$

式中 $\epsilon = L_d E B C_{w3} / (12 \delta G J_n)$;

P ——支柱工作阻力;

P_E ——平衡千斤顶工作阻力, 推力为正, 拉力为负;

f ——摩擦因数;

R_{1x} 、 R_{1y} 、 R_{2x} 、 R_{2y} ——顶梁与掩护梁铰点的约束力;

F_1 、 F'_1 ——前连杆力;

F_2 、 F'_2 ——后连杆力;

$$d_1 = 2P \sin \beta + P_E \cos \alpha_5;$$

$$d_2 = 2P \cos \beta + P_E \sin \alpha_5;$$

$$K_1 = L_4 \cos(\alpha - \alpha_1) - L_{18} \sin(\alpha - \alpha_1);$$

$$K_2 = P_E L_{11} \sin(\alpha - \alpha_5) + P_E L_7 \cos(\alpha - \alpha_5);$$

$$K_3 = (L_3 + L_4) \cos(\alpha - \alpha_2);$$

$$K_4 = K_3 \sin(\alpha - \alpha_1) / K_1 - \sin(\alpha - \alpha_2);$$

$$K_5 = K_3 \cos(\alpha - \alpha_1) / K_1 - \cos(\alpha - \alpha_2);$$

$$K_6 = K_5 [K_2 \sin(\alpha - \alpha_1) / K_1 + P_E \cos(\alpha - \alpha_5)];$$

$$K_7 = -K_4 [K_2 \cos(\alpha - \alpha_1) / K_1 - P_E \sin(\alpha - \alpha_5)];$$

$$K_8 = [K_5 \sin \alpha - K_4 \cos \alpha] / (K_5 \cos \alpha + K_4 \sin \alpha);$$

$$K_9 = (K_6 + K_7) / (K_5 \cos \alpha + K_4 \sin \alpha);$$

$$C_1 = (2P \sin \beta + P_E \cos \alpha_5 + 2K_8 P \cos \beta + K_8 P_E \sin \alpha_5 - K_9) / (K_8 + f);$$

$$C_2 = 2P L_5 \cos \beta + 2P(L_6 - H_0) \sin \beta + L_{12} P_E \sin \alpha_5 + P_E(L_{10} - H_0) \cos \alpha_5;$$

$$C_3 = (1 - \epsilon)b_1 f [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] \sin \alpha / [b_2(L_8 - L_9)] -$$

$$(1 - \epsilon)b_1 [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] \cos \alpha / [b_2(L_8 - L_9)];$$

$$C_4 = - (1 - \epsilon)b_1 f [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] \cos \alpha / [b_2(L_8 - L_9)] -$$

$$(1 - \epsilon)b_1 [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] \sin \alpha / [b_2(L_8 - L_9)];$$

$$D_5 = (d_1 - C_1 f)(\cos \alpha - \sin \alpha) + (d_2 - C_1)(\sin \alpha + \cos \alpha) - K_6/K_5 + K_7/K_4 / (K_4 + K_5);$$

$$C_6 = b_2 [C_4 \cos(\alpha - \alpha_2) - C_3 \sin(\alpha - \alpha_2)] / [b_3 \sin(\alpha_2 - \alpha_1)];$$

$$C_7 = b_2 [C_4 \cos(\alpha - \alpha_1) - C_3 \sin(\alpha - \alpha_1)] / [b_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2)];$$

$$C_8 = -K_2/K_1 - C_3 K_3/K_1 o$$

当底座加垫块时,按加载方式⑤分别取底座和掩护梁为分离体(如图4-38所示),建立受力平衡方程和补充方程,求得垫块加载力和连杆力为

$$R_{N1} = (-\zeta_7 L_{21} + \zeta_8 \zeta_3 + \zeta_4) / (L_{20} - L_{21}) \quad (4-75)$$

$$R_{N2} = (\zeta_7 L_{20} - \zeta_8 \zeta_3 - \zeta_4) / (L_{20} - L_{21}) \quad (4-76)$$

$$F_1 = [\zeta_8 + \zeta_9 (\zeta_8 \zeta_3 - \zeta_7 L_{21} + \zeta_4) / (L_{20} - L_{21})] / 2 \quad (4-77)$$

$$F'_1 = [\zeta_8 - \zeta_9 (\zeta_8 \zeta_3 - \zeta_7 L_{21} - \zeta_4) / (L_{20} - L_{21})] / 2 \quad (4-78)$$

$$F_2 = [-\zeta_1 + \zeta_2 \zeta_8 + \zeta_{10} (\zeta_8 \zeta_3 - \zeta_7 L_{21} + \zeta_4) / (L_{20} - L_{21})] / 2 \quad (4-79)$$

$$F'_2 = [-\zeta_1 + \zeta_2 \zeta_8 - \zeta_{10} (\zeta_8 \zeta_3 - \zeta_7 L_{21} + \zeta_4) / (L_{20} - L_{21})] / 2 \quad (4-80)$$

式中 R_{N1} 、 R_{N2} ——底座前后垫块的支承反力;

$$\zeta_0 = P_E L_7 \cos(\alpha - \alpha_5) + P_E L_{11} \sin(\alpha - \alpha_5);$$

$$\zeta_1 = \zeta_0 / (L_3 + L_4) \cos(\alpha - \alpha_2);$$

$$\zeta_2 = [-L_4 \cos(\alpha - \alpha_1) + L_{18} \sin(\alpha - \alpha_1)] / [(L_3 + L_4) \cos(\alpha - \alpha_2)];$$

$$\zeta_3 = (y_3 - y_5) \sin \alpha_1 + x_3 \cos \alpha_1;$$

$$\zeta_4 = 2P[x_1 \cos \beta - (y_1 - y_5) \sin \beta];$$

$$\zeta_5 = \sin \alpha_1 + \zeta_2 \sin \alpha_2;$$

$$\zeta_6 = \cos \alpha_1 + \zeta_2 \cos \alpha_2;$$

$$\zeta_7 = [-\zeta_1 \cos \alpha_2 - 2P \cos \beta] \zeta_5 + (2P \sin \beta + \zeta_1 \sin \alpha_2) \zeta_6 / (f \zeta_6 + \zeta_5);$$

$$\zeta_8 = [(2P \sin \beta + \zeta_1 \sin \alpha_2) - f \zeta_7] / \zeta_5;$$

$$\zeta_9 = [b_4(1 - \epsilon)(f \cos \alpha_2 + \sin \alpha_2)] / [b_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2)];$$

$$\zeta_{10} = [-b_4(1 - \epsilon)(f \cos \alpha_1 + \sin \alpha_1)] / [b_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2)] o$$

四、四柱支撑掩护式支架空间力学模型

与前述方法类似,按顶梁加扭转荷载(加载方式②),可建立四柱支撑掩护式支架空间力学模型的一般数学方程。分别取顶梁和掩护梁为分离体,其受力如图4-39、图4-40所示。

对顶梁:

$$R_{1x} + R_{2x} - 2P \sin \beta - 2P_E \sin \beta_E + (Q_1 + Q_2) f = 0 \quad (4-81)$$

$$R_{1y} + R_{2y} - 2P \cos \beta + 2P_E \cos \beta_E - (Q_1 + Q_2) = 0 \quad (4-82)$$

$$Q_1 b_{11} - Q_{12} b_e + (R_{11y} - R_{12y}) b_2 = 0 \quad (4-83)$$

$$R_{11x} b_{12} - R_{12x} b_{12} - Q_{11} f b_{11} + Q_{12} f b_e = 0 \quad (4-84)$$

$$Q_1 L_8 + Q_2 L_9 - 2PL_5 \cos \beta - 2P(L_6 - H_0) \sin \beta - 2P_E L_{12} \cos \beta_E -$$

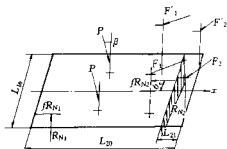


图4-38 两柱掩护式支架底座受力

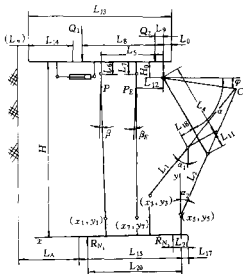


图 4-39 四柱支撑掩护式支架参数

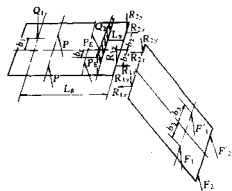


图 4-40 四柱支撑掩护式支架顶梁和掩护梁受力

$$2P_E(L_{10} - H_0)\sin\beta_E - (Q_1 + Q_2)fH_0 = 0 \quad (4-85)$$

对掩护梁:

$$-(R_{1x} + R_{2x})\cos\alpha + (R_{1y} + R_{2y})\sin\alpha - (F_1 + F'_1)\sin(\alpha - \alpha_1) - (F_2 + F'_2)\sin(\alpha - \alpha_2) = 0 \quad (4-86)$$

$$-(R_{1x} + R_{2x})\sin\alpha - (R_{1y} + R_{2y})\cos\alpha + (F_1 + F'_1)\cos(\alpha - \alpha_1) - (F_2 + F'_2)\cos(\alpha - \alpha_2) = 0 \quad (4-87)$$

$$(R_{1x} - R_{2x})b_2\sin\alpha + (R_{1y} - R_{2y})b_2\cos\alpha - (F_1 - F'_1)b_3\cos(\alpha - \alpha_1) - (F_2 - F'_2)b_3\cos(\alpha - \alpha_2) = 0 \quad (4-88)$$

$$-(R_{1x} - R_{2x})b_2\cos\alpha + (R_{1y} - R_{2y})b_2\sin\alpha - (F_1 - F'_1)b_3\sin(\alpha - \alpha_1) - (F_2 - F'_2)b_3\sin(\alpha - \alpha_2) = 0 \quad (4-89)$$

$$(F_1 + F'_1)L_3\cos(\alpha - \alpha_1) + (F_2 + F'_2)(L_3 + L_4)\cos(\alpha - \alpha_2) - (F_1 + F'_1)L_{18}\sin(\alpha - \alpha_1) = 0 \quad (4-90)$$

根据变形协调条件建立补充方程:

$$Q_2 b_0 = \epsilon b_1 Q_1$$

由上述方程解得支架空间受力的解析表达式为

$$Q_1 = [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / (L_8 - L_9) \quad (4-91)$$

$$Q_2 = [(L_8 - fH_0)C_1 - C_2] / (L_8 - L_9) \quad (4-92)$$

$$R_{1x} = \{d_1 + (1 - \epsilon)b_1 f [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / [b_2(L_8 - L_9)] - C_1 f\} / 2 \quad (4-93)$$

$$R_{2x} = \{d_1 - (1 - \epsilon)b_1 f [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / [b_2(L_8 - L_9)] - C_1 f\} / 2 \quad (4-94)$$

$$R_{1y} = \{C_1 - d_2 - (1 - \epsilon)b_1 [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / [b_2(L_8 - L_9)]\} / 2 \quad (4-95)$$

$$R_{2y} = \{C_1 - d_2 + (1 - \epsilon)b_1 [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / [b_2(L_8 - L_9)]\} / 2 \quad (4-96)$$

$$F_1 = (C_6 + C_8) / 2 \quad (4-97)$$

$$F'_1 = (C_8 - C_6) / 2 \quad (4-98)$$

$$F_2 = (C_5 + C_7) / 2 \quad (4-99)$$

$$F'_2 = (C_5 - C_7)/2 \quad (4-100)$$

式中 $d_1 = 2P \sin \beta + 2P_E \sin \beta_E$;

$$d_2 = 2P \cos \beta + 2P_E \cos \beta_E$$

$$K_1 = L_4 \cos(\alpha - \alpha_1) - L_{18} \sin(\alpha - \alpha_1)$$

$$K_2 = (L_3 + L_4) \cos(\alpha - \alpha_2)$$

$$K_3 = K_2 \sin(\alpha - \alpha_1) / K_1 - \sin(\alpha - \alpha_2)$$

$$K_4 = K_2 \cos(\alpha - \alpha_1) / K_1 - \cos(\alpha - \alpha_2)$$

$$K_6 = (K_4 \sin \alpha - K_3 \cos \alpha) / (K_4 \cos \alpha + K_3 \sin \alpha)$$

$$C_1 = (2P \sin \beta + 2P_E \sin \beta_E + 2K_6 P \cos \beta + K_6 P_E \cos \beta_E) / (K_6 + f)$$

$$C_2 = 2PL_5 \cos \beta + 2P(L_6 - H_0) \sin \beta + 2L_{12} P_E \cos \beta_E + 2P_E(L_{10} - H_0) \sin \beta_E$$

$$C_3 = (1 - \epsilon) b_1 f [C_2 - (L_9 - fH_0) C_1] \sin \alpha / [b_2(L_8 - L_9)] - (1 - \epsilon) b_1 [C_2 - (L_9 - fH_0) C_1] \cos \alpha / [b_2(L_8 - L_9)]$$

$$C_4 = -(1 - \epsilon) b_1 f [C_2 - (L_9 - fH_0) C_1] \cos \alpha / [b_2(L_8 - L_9)] - (1 - \epsilon) b_1 [C_2 - (L_9 - fH_0) C_1] \sin \alpha / [b_2(L_8 - L_9)]$$

$$C_5 = [(d_1 - C_1 f)(\cos \alpha - \sin \alpha) + (d_2 - C_1)(\sin \alpha + \cos \alpha)] / (K_3 + K_4)$$

$$C_6 = b_2 [C_4 \cos(\alpha - \alpha_2) - C_3 \sin(\alpha - \alpha_2)] / [b_3 \sin(\alpha_2 - \alpha_1)]$$

$$C_7 = b_2 [C_4 \cos(\alpha - \alpha_1) - C_3 \sin(\alpha - \alpha_1)] / [b_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2)]$$

$$C_8 = -C_5 K_2 / K_1$$

当底座加载时,按加载方式⑤分别取底座和掩护梁为分离体(如图4-41所示)建立空间力学模型。

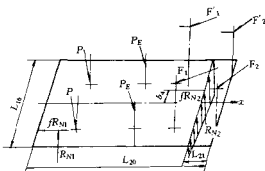


图 4-41 四柱支撑掩护式支架底座受力

对底座:

$$-(F_1 + F'_1) \sin \alpha_1 - (F_2 + F'_2) \sin \alpha_2 + 2P \sin \beta - 2P_E \sin \alpha_3 - (R_{N1} + R_{N2}) f = 0 \quad (4-101)$$

$$-(F_1 + F'_1) \cos \alpha_1 - (F_2 + F'_2) \cos \alpha_2 - 2P \cos \beta - 2P_E \cos \alpha_3 + R_{N1} + R_{N2} = 0 \quad (4-102)$$

$$R_{N1} b_4 - R_{N2} b_2 + (F_1 - F'_1) b_5 \cos \alpha_1 + (F_2 - F'_2) b_3 \cos \alpha_2 = 0 \quad (4-103)$$

$$R_{N1} f b_4 - R_{N2} f b_2 - (F_1 - F'_1) b_5 \sin \alpha_1 - (F_2 - F'_2) b_3 \sin \alpha_2 = 0 \quad (4-104)$$

$$(F_1 + F'_1) [(y_3 - y_5) \sin \alpha_1 + x_3 \cos \alpha_1] + 2P [x_1 \cos \beta - (y_1 - y_2) \sin \beta] + 2P_E [L_{12} \cos \alpha_3 + (L_{10} - x_3) \sin \alpha_1] - R_{N1} L_{20} - R_{N2} L_{21} - (R_{N1} + R_{N2}) f y_5 = 0 \quad (4-105)$$

根据变形协调条件建立补充方程:

$$R_{N2}b_c = eb_{14}R_{N1} \quad (4-106)$$

解式(4-101) ~ (4-106) 得:

$$R_{N1} = [-\zeta_5(L_{21} - fy_5) + \zeta_6\zeta_2 + \zeta_3]/(L_{20} - L_{21}) \quad (4-107)$$

$$F_{N2} = [\zeta_5(L_{20} - fy_5) - \zeta_6\zeta_2 - \zeta_3]/(L_{20} - L_{21}) \quad (4-108)$$

$$F_1 = \{\zeta_6 + \zeta_7[\zeta_6\zeta_2 - \zeta_5(L_{21} - fy_5) + \zeta_3]/(L_{20} - L_{21})\}/2 \quad (4-109)$$

$$F'_1 = \{\zeta_6 - \zeta_7[\zeta_6\zeta_2 - \zeta_5(L_{21} - fy_5) + \zeta_3]/(L_{20} - L_{21})\}/2 \quad (4-110)$$

$$F_2 = \{\zeta_1\zeta_6 + \zeta_8[\zeta_6\zeta_2 - \zeta_5(L_{21} - fy_5) + \zeta_3]/(L_{20} - L_{21})\}/2 \quad (4-111)$$

$$F'_2 = \{\zeta_1\zeta_6 - \zeta_8[\zeta_6\zeta_2 - \zeta_5(L_{21} - fy_5) + \zeta_3]/(L_{20} - L_{21})\}/2 \quad (4-112)$$

式中 P_E ——后立柱(单)工作阻力;

$$\zeta_1 = [-L_4\cos(\alpha - \alpha_1) + L_{18}\sin(\alpha - \alpha_1)]/[(L_3 + L_4)\cos(\alpha - \alpha_2)];$$

$$\zeta_2 = (y_3 - y_5)\sin \alpha_1 + x_3\cos \alpha_1;$$

$$\zeta_3 = 2P[x_1\cos \beta - (y_1 - y_5)\sin \beta] + 2P_E[(L_{12}\cos \alpha_3 - (L_{10} - x_5)\sin \alpha_1)];$$

$$\zeta_4 = \sin \alpha_1 + \zeta_1\sin \alpha_2;$$

$$\zeta_5 = [-(-2P\cos \beta - 2P_E\cos \alpha_3)\zeta_4 + (2P\sin \beta - 2P_E\sin \alpha_3)\cos \alpha_1]/(f\cos \alpha_1 + \zeta_4);$$

$$\zeta_6 = (2P\sin \beta - 2P_E\sin \alpha_3 - f\zeta_5)/\zeta_4;$$

$$\zeta_7 = \{[(1 - \epsilon)b_4(f\cos \alpha_2 + \sin \alpha_2)]/[b_3\sin(\alpha_1 - \alpha_2)]\};$$

$$\zeta_8 = [-(1 - \epsilon)b_4(f\cos \alpha_1 + \sin \alpha_1)]/[b_3\sin(\alpha_1 - \alpha_2)].$$

五、四柱支顶支掩式支架空间力学模型

液压支架的运动规律仍按前节方法计算,其力学特性与前几种支架不同。与前述方法类似,按顶梁加扭转载荷(加载方式②)可建立四柱支顶支掩式支架空间力学模型的一般方程。分别取顶梁和掩护梁为分离体,其受力如图4-42、图4-43所示。

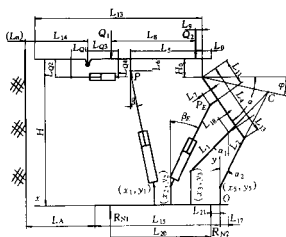


图 4-42 三柱、四柱支顶支掩式支架参数

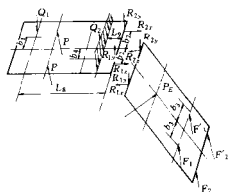


图 4-43 支顶支掩式支架顶梁掩护梁受力

对顶梁:

$$R_{1x} + R_{2x} - 2P\sin \beta + (Q_1 + Q_2)f = 0 \quad (4-113)$$

$$R_{1y} + R_{2y} + 2P\cos \beta - (Q_1 + Q_2) = 0, \quad (4-114)$$

$$Q_1b_1 - Q_2b_c + (R_{1y} - R_{2y})b_2 = 0 \quad (4-115)$$

$$R_{1x}b_2 - R_{2x}b_2 - Q_1fb_1 + Q_2fb_e = 0 \quad (4-116)$$

$$Q_1L_8 + Q_2L_9 - 2PL_5\cos\beta - 2P(L_6 - H_0)\sin\beta - (Q_1 + Q_2)fH_0 = 0 \quad (4-117)$$

对掩护梁:

$$-(R_{1x} + R_{2x})\cos\alpha + (R_{1y} + R_{2y})\sin\alpha - (F_1 + F'_1)\sin(\alpha - \alpha_1) - (F_2 + F'_2)\sin(\alpha - \alpha_2) - 2P_E\sin(\alpha - \alpha_3) = 0 \quad (4-118)$$

$$-(R_{1x} + R_{2x})\sin\alpha - (R_{1y} + R_{2y})\cos\alpha + (F_1 + F'_1)\cos(\alpha - \alpha_1) + (F_2 + F'_2)\cos(\alpha - \alpha_2) + 2P_E\cos(\alpha - \alpha_3) = 0, \quad (4-119)$$

$$(R_{1x} - R_{2x})b_2\sin\alpha + (R_{1y} - R_{2y})b_2\cos\alpha - (F_1 - F'_1)b_3\cos(\alpha - \alpha_1) - (F_2 - F'_2)b_3\cos(\alpha - \alpha_2) = 0 \quad (4-120)$$

$$-(R_{1x} - R_{2x})b_2\cos\alpha + (R_{1y} - R_{2y})b_2\sin\alpha - (F_1 - F'_1)b_3\sin(\alpha - \alpha_1) - (F_2 - F'_2)b_3\sin(\alpha - \alpha_2) = 0 \quad (4-121)$$

$$(F_1 + F'_1)L_4\cos(\alpha - \alpha_1) + (F_2 + F'_2)(L_3 + L_4)\cos(\alpha - \alpha_2) + 2P_E L_{11}\cos(\alpha - \alpha_3) - (F_1 + F'_1)L_{18}\sin(\alpha - \alpha_1) - 2P_E L_7\sin(\alpha - \alpha_3) = 0 \quad (4-122)$$

根据变形协调条件建立补充方程:

$$Q_2b_e = \varepsilon b_1 Q_1$$

解联立方程得:

$$Q_1 = [C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / (L_8 - L_9) \quad (4-123)$$

$$Q_2 = [(L_8 - fH_0)C_1 - C_2] / (L_8 - L_9) \quad (4-124)$$

$$R_{1x} = |d_1 + (1 - \varepsilon)b_1f[C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / [b_2(L_8 - L_9)] - C_1f| / 2 \quad (4-125)$$

$$R_{2x} = |d_1 - (1 - \varepsilon)b_1f[C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / [b_2(L_8 - L_9)] - C_1f| / 2 \quad (4-126)$$

$$R_{1y} = |C_1 - d_2 - (1 - \varepsilon)b_1[C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / [b_2(L_8 - L_9)]| / 2 \quad (4-127)$$

$$R_{2y} = |C_1 - d_2 + (1 - \varepsilon)b_1[C_2 - (L_9 - fH_0)C_1] / [b_2(L_8 - L_9)]| / 2 \quad (4-128)$$

$$F_1 = (C_6 + C_8) / 2 \quad (4-129)$$

$$F'_1 = (C_8 - C_6) / 2 \quad (4-130)$$

$$F_2 = (C_5 + C_7) / 2 \quad (4-131)$$

$$F'_2 = (C_5 - C_7) / 2 \quad (4-132)$$

式中 $d_1 = 2P\sin\beta$;

$$d_2 = 2P\cos\beta$$

$$K_1 = L_4\cos(\alpha - \alpha_1) - L_{18}\sin(\alpha - \alpha_1);$$

$$K_2 = 2P_E L_{11}\cos(\alpha - \alpha_3) - 2P_E L_7\sin(\alpha - \alpha_3);$$

$$K_3 = (L_3 + L_4)\cos(\alpha - \alpha_2);$$

$$K_4 = K_3\sin(\alpha - \alpha_1) / K_1 - \sin(\alpha - \alpha_2);$$

$$K_5 = K_3\cos(\alpha - \alpha_1) / K_1 - \cos(\alpha - \alpha_2);$$

$$K_6 = K_5[K_2\sin(\alpha - \alpha_1) / K_1 - 2P_E\sin(\alpha - \alpha_3)];$$

$$K_7 = -K_4[K_2\cos(\alpha - \alpha_1) / K_1 - 2P_E\cos(\alpha - \alpha_3)];$$

$$K_8 = (K_5\sin\alpha - K_4\cos\alpha) / (K_5\cos\alpha + K_4\sin\alpha);$$

$$K_9 = (K_6 + K_7) / (K_5\cos\alpha + K_4\sin\alpha);$$

$$C_1 = (2P\sin\beta + 2K_8P\cos\beta + K_9) / (K_8 - f);$$

$$\begin{aligned}
C_2 &= 2PL_5 \cos \beta + 2P(L_6 - H_0) \sin \beta; \\
C_3 &= (1 - \epsilon) b_1 f [C_2 - (L_9 - fH_0) C_1] \sin \alpha / [b_2(L_8 - L_9)] - \\
&\quad (1 - \epsilon) b_1 [C_2 - (L_9 - fH_0) C_1] \cos \alpha / b_2(L_8 - L_9); \\
C_4 &= -(1 - \epsilon) b_1 f C_2 - (L_9 - fH_0) C_1 \cos \alpha / [b_2(L_8 - L_9)] - \\
&\quad (1 - \epsilon) b_1 [C_2 - (L_9 - fH_0) C_1] \sin \alpha / [b_2(L_8 - L_9)]; \\
C_5 &= [(d_1 - C_1 f)(\cos \alpha - \sin \alpha) - (d_2 - C_1)(\sin \alpha + \cos \alpha) - \\
&\quad K_6/K_5 + K_7/K_4] / (K_4 + K_5); \\
C_6 &= b_2 [C_4 \cos(\alpha - \alpha_2) - C_3 \sin(\alpha - \alpha_2)] / [b_3 \sin(\alpha_2 - \alpha_1)]; \\
C_7 &= b_2 [C_4 \cos(\alpha - \alpha_1) - C_3 \sin(\alpha - \alpha_1)] / [b_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2)]; \\
C_8 &= -K_2/K_1 - C_5 K_3/K_{10}.
\end{aligned}$$

对底座:

$$\begin{aligned}
&-(F_1 + F'_1) \sin \alpha_1 - (F_2 + F'_2) \sin \alpha_2 + 2P \sin \beta - \\
&2P_E \sin \alpha_3 - (R_{N1} + R_{N2}) f = 0
\end{aligned} \tag{4-133}$$

$$\begin{aligned}
&-(F_1 + F'_1) \cos \alpha_1 - (F_2 + F'_2) \cos \alpha_2 - 2P \cos \beta - \\
&2P_E \cos \alpha_3 + R_{N1} + R_{N2} = 0
\end{aligned} \tag{4-134}$$

$$R_{N1}(1 - \epsilon) b_4 + (F_1 - F'_1) b_3 \cos \alpha_1 + (F_2 - F'_2) b_3 \cos \alpha_2 = 0 \tag{4-135}$$

$$R_{N1} f (1 - \epsilon) b_4 - (F_1 - F'_1) b_3 \sin \alpha_1 - (F_2 - F'_2) b_3 \sin \alpha_2 = 0 \tag{4-136}$$

$$\begin{aligned}
&(F_1 + F'_1) [(y_3 - y_5) \sin \alpha_1 + x_3 \cos \alpha_1] + 2P [x_1 \cos \beta - \\
&(y_1 - y_5) \sin \beta] + 2P_E [L_{12} \cos \alpha_3 + (L_{10} - x_5) \sin \alpha_1] - \\
&R_{N1} L_{20} - R_{N2} L_{21} - (R_{N1} + R_{N2}) f y_5 = 0
\end{aligned} \tag{4-137}$$

联立方程求解得:

$$R_{N1} = [-\zeta_7(L_{21} - fy_5) + \zeta_8 \zeta_3 + \zeta_4] / (L_{20} - L_{21}) \tag{4-138}$$

$$R_{N2} = [\zeta_7(L_{20} - fy_5) - \zeta_8 \zeta_3 - \zeta_4] / (L_{20} - L_{21}) \tag{4-139}$$

$$F_1 = [\zeta_8 + \zeta_9 [\zeta_8 \zeta_3 - \zeta_7(L_{21} - fy_5) + \zeta_4] / (L_{20} - L_{21})] / 2 \tag{4-140}$$

$$F'_1 = [\zeta_8 - \zeta_9 [\zeta_8 \zeta_3 - \zeta_7(L_{21} - fy_5) + \zeta_4] / (L_{20} - L_{21})] / 2 \tag{4-141}$$

$$F_2 = [-\zeta_1 + \zeta_2 \zeta_8 + \zeta_{10} [\zeta_8 \zeta_3 - \zeta_7(L_{21} - fy_5) + \zeta_4] / (L_{20} - L_{21})] / 2 \tag{4-142}$$

$$F'_2 = [-\zeta_1 + \zeta_2 \zeta_8 - \zeta_{10} [\zeta_8 \zeta_3 - \zeta_7(L_{21} - fy_5) + \zeta_4] / (L_{20} - L_{21})] / 2 \tag{4-143}$$

式中 $\zeta_0 = 2P_E L_{11} \cos(\alpha - \alpha_3) - 2P_E L_{17} \sin(\alpha - \alpha_3)$;

$$\zeta_1 = \zeta_0 / [(L_3 + L_4) \cos(\alpha - \alpha_2)];$$

$$\zeta_2 = [-L_4 \cos(\alpha - \alpha_1) + L_{18} \sin(\alpha - \alpha_1)] / [(L_3 + L_4) \cos(\alpha - \alpha_2)];$$

$$\zeta_3 = (y_3 - y_5) \sin \alpha_1 + x_3 \cos \alpha_1;$$

$$\zeta_4 = 2P [x_1 \cos \beta - (y_1 - y_5) \sin \beta] + 2P_E [L_{12} \cos \alpha_3 + (L_{10} - x_5) \sin \alpha_1];$$

$$\zeta_5 = \sin \alpha_1 + \zeta_2 \sin \alpha_2;$$

$$\zeta_6 = \cos \alpha_1 + \zeta_1 \cos \alpha_2;$$

$$\zeta_7 = [-\zeta_1 \cos \alpha_2 - 2P \cos \beta - 2P_E \cos \alpha_3] \zeta_5 + (2P \sin \beta +$$

$$\begin{aligned} & \zeta_1 \sin \alpha_2 - 2P_E \sin \alpha_3 \zeta_6 / (f \zeta_6 + \zeta_5); \\ \zeta_8 &= (2P \sin \beta + \zeta_1 \sin \alpha_2 - 2P_E \sin \alpha_3 - f \zeta_7) / \zeta_5; \\ \zeta_9 &= (1 - \varepsilon) b_4 (f \cos \alpha_2 + \sin \alpha_2) / [b_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2)]; \\ \zeta_{10} &= - (1 - \varepsilon) b_4 (f \cos \alpha_1 + \sin \alpha_1) / [b_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2)]. \end{aligned}$$

六、各种加载方式下的受力计算

上述基本方程是按顶梁加扭转荷载（加载方式②）和底座加扭转荷载（加载方式⑤）情况建立的。当顶梁加扭转荷载时，按照试验规范分别确定加载垫块位置尺寸 b_1 、 L_8 、 L_9 ，并代入支架有关几何参数，根据支架类型，应用相应的公式，即可计算各铰点力。当底座加扭转荷载时，按照试验规范分别确定加载垫块位置尺寸 b_4 、 L_{20} 、 L_{21} ，并代入支架有关几何参数，应用相应公式，即可求出各分力。对于不同的垫块放置方式，只要给定不同的位置参数就可计算。其余加载方式可按下述方法处理：

(1) 对加载方式③（顶梁单侧加载），取 $L_9 = 0$ ， $Q_2 = 0$ ，则 $L_8 = C_2/C_1 + fH_0$ ，输入垫块偏心距 b_1 ，分别应用上述公式即可求出支架在顶梁单侧偏载情况下的受力。

(2) 四柱支撑掩护式支架顶梁中部加载时，取 $L_9 = 0$ ， $Q_2 = 0$ ， $b_1 = 0$ 和 $L_8 = C_2/C_1 + fH_0$ ，应用公式 (4-91) ~ (4-100) 即可求解。

(3) 四柱支撑掩护式液压支架底座中部加载时，取 $L_{21} = 0$ ， $R_{N2} = 0$ ， $b_4 = 0$ 和 $L_{20} = (\zeta_2 \zeta_6 + \zeta_3) / \zeta_5 + f y_5$ ，应用公式 (4-107) ~ (4-112) 可求解。

(4) 加载方式①和加载方式④两种载荷工况的受力均属平面力系，是空间力系的特例，不必重新建立数学模型，分别取 $b_1 = 0$ ， $b_4 = 0$ ，直接应用上述方法求解十分方便。

第四节 液压支架主体结构的强度计算

一、主体结构截面的基本形状和有关假定

1. 结构截面的基本形状

液压支架的主体结构件——顶梁、掩护梁、底座和连杆都是箱形结构的梁体。其截面的基本形状一般可分为4类。

(1) 对称的多腔室箱形截面，如具有双侧活动侧护板的支架的顶梁非柱窝截面，掩护梁的主梁截面，整体连杆的主体截面等，这种对称的结构截面，多为三腔室和五腔室闭合截面，如图4-44所示。

(2) 非对称的多腔室闭合截面，如具有单侧活动侧护板的支架的顶梁主体截面，掩护梁和整体连杆主体截面等，这种非对称结构截面，多为五腔室和四腔室闭合截面，如图4-45所示。



(a)

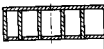


(b)

图4-44 对称多腔室截面
a—三腔室；b—五腔室



(a)



(b)

图4-45 非对称多腔室截面
a—四腔室；b—五腔室

(3) 多腔室局部开口截面，如顶梁柱窝处截面，为安装侧推千斤顶而开口处的截面等，如图4-46

所示。

(4) 单腔室和双腔室截面，如分体连杆截面，顶梁、掩护梁和组合连杆的连接耳子部位的截面，分体底座截面等，如图 4-47 所示。

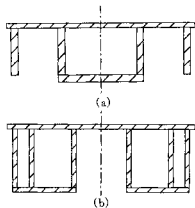


图 4-46 多腔室局部开口截面

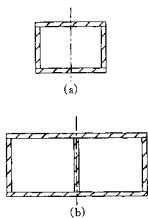


图 4-47 单、双腔室截面
a—单腔室；b—双腔室

2. 梁体结构强度计算的有关假定

1) 焊缝的强度。

由于支架的结构件梁体为焊接的箱形结构，计算中假定焊缝强度不低于母材的强度或者焊缝强度与母体强度相当。为计算简便起见，计算中忽略了焊缝对截面形状的影响，这样从安全角度考虑一般是偏于保守的，是可行的。在必要的时候，也可以适当的修正系数对计算结果加以修正。

2) 箱体结构参数。

为了精确地分析梁体箱形结构中上、下盖板，纵向筋板和横向筋板的受力状态，依据结构的受力及变形特点，可以近似地采用薄板小挠度理论对其进行分析研究。因此可以作以下假定：

(1) 结构中板的厚度 t 与截面中最小尺寸 b 的比值应满足条件：

$$\frac{t}{b} \leq \frac{1}{5} \sim \frac{1}{8}$$

(2) 挠度 ω 与板厚 t 的比值满足条件：

$$\frac{\omega}{t} \leq \frac{1}{5}$$

在通常情况下，液压支架梁体结构在受力前后均能满足上述两个条件。因此应用薄板小挠度理论来进行结构的强度计算不会造成显著的误差。

3) 梁体箱形结构扭转分析。

支架承受非对称的偏载而导致梁体受扭，是支架承受外载比较恶劣的一种工况。因此，在梁体结构强度分析过程中，必须考虑扭矩的作用。在进行梁体的扭转分析中作以下假定：

(1) 截面不变形。箱体变形前后，截面上任意两点间的距离在平面的投影保持不变，如图 4-48 所示。

(2) 忽略箱体中曲面的剪切变形。对于开口结构中的曲面（即截面中心线沿梁体长度方向所形成的中间面）的剪切应变可以近似地假定为零，即 $\gamma = 0$ 。于是有以下关系式：

$$\frac{\partial \omega}{\partial s} = \frac{\partial v}{\partial x}$$

对于箱形薄壁结构，由于不能假定曲面的剪切应变 $\gamma = 0$ ，在分析中须先在箱截面上虚构一切口，使它变成一个开口截面，并在切口处附加一个未知的剪力流，以使箱形截面内的变形恢复协调，然后根

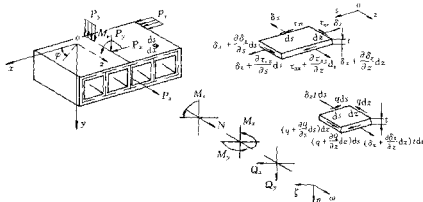


图 4-48 作用于液压支架梁体结构上的荷载、内力及变形
 荷载 (\$P_x, P_y, P_z, M_x, M_y, M_z, N\$)
 内力 (\$Q_x, Q_y, M_x, M_y, M_z, N\$)
 变形 (\$\zeta, \eta, \omega, \varphi\$)

据协调条件，求解未知的剪力流。

在进行箱形结构的梁体扭转分析时，假定杆件中曲面的剪切变形仅是由于纯扭转作用产生的剪力流引起的（称 Bredt 剪力流）。

(3) 虎克定律仍然适用。也就是薄壁箱体结构的材料是均质的，应力应变成线性比例关系。其正应力可由轴向应变 $\epsilon_x = \frac{\partial w}{\partial x}$ ，按虎克定律求出如下：

$$\sigma_x = E \frac{\partial w}{\partial x},$$

式中 E ——材料弹性模量。

4) 梁体箱形结构上的荷载、内力及变形关系。

支架梁体在工作过程中，承受复杂的外荷载作用，力学分析模型可简化为如图 4-48 所示。对于结构的每一个截面都可以写出 6 个平衡条件，即

$$N = \int_A \sigma_x dA$$

$$Q_x = \int_A q(-\sin \alpha) ds$$

$$Q_y = \int_A q(-\cos \alpha) ds$$

$$M_x = \int_A \sigma_x y dA$$

$$M_y = \int_A \sigma_x x dA$$

$$M_n = \int_A q p ds$$

每一个平衡条件都对应一个力或者是一个力矩。它们分别是轴向力 N ，弯矩 M_x, M_y ，剪力 Q_x, Q_y ，以及相对于截面某一点的扭矩 M_n 。上式中 q 为薄壁单元中心剪力流， $\frac{dx}{ds} = -\sin \alpha, \frac{dy}{ds} = -\cos \alpha$ 。按照力的平衡条件，截面上的内力与作用在该截面上的外力相等。

应当指出，弹性结构的强度和承载能力计算以塑性力学为基础，不完全满足上述假定。

(5) 由横向力产生的截面剪力与扭转剪应力相比很小, 掩护梁受轴向分力产生的正应力与弯曲正应力相比也很小, 均忽略不计。

二、截面抗弯应力计算

支架箱形结构截面为多元板组结构, 一般由若干个矩形板元组成。为求截面的几何参数, 建立如图 4-49 所示的坐标系, 取截面的最边缘点为坐标原点, 坐标轴的方向选取应使所有板元的坐标值为正值, 并取每一矩形板元对应于坐标系的右上角坐标值 (x_i, y_i) , 左下角坐标值 (x'_i, y'_i) 。设截面由 n 个矩形板元组成, 则截面面积 A_i 为

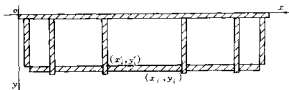


图 4-49 截面矩形坐标

$$A_i = \sum_{i=1}^n A_{ii} = \sum_{i=1}^n (x_i - x'_i)(y_i - y'_i)$$

各板元中的中性轴到 ox 轴的距离 y_{oi} 为

$$y_{oi} = y'_i + \frac{t_i}{2}$$

式中 t_i —— i 单元板厚度。

截面中心轴的 y 坐标值 y_c 为

$$y_c = \frac{\sum A_{ii} y_{oi}}{A_i}$$

各板元中性轴到截面中性轴的距离为

$$y_{ci} = |y_{oi} - y_c|$$

截面惯性矩 J 为

$$J = \sum_{i=1}^n A_{ii} y_{ci}^2 + \sum_{i=1}^n \frac{(x_i - x'_i) t_i^3}{12}$$

截面 a 点处的弯曲应力 σ_a 为

$$\sigma_a = \frac{M_w (y_a - y_c)}{J}$$

式中 M_w ——截面弯矩。

截面最大弯曲应力 σ_{\max} 应满足:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_w |y_i - y_c|_{\max}}{J} < [\sigma]$$

式中 $|y_i - y_c|_{\max}$ ——离中心轴最远点的距离;

$[\sigma]$ ——材料的许用弯曲应力。

三、截面扭转剪应力计算

1. 闭合多腔截面扭转剪应力计算

根据前述液压支架结构截面基本形状和假定条件, 其中第一类和第二类截面均为多腔室闭合截面, 且满足假定条件, 其截面扭转剪应力分析可以采用薄膜比拟法。截面剪力流的分布如图 4-50 所示。

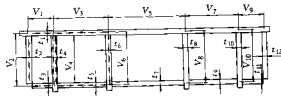


图 4-50 箱形截面扭转剪力流和尺寸参数

在截面中因扭矩产生的两相邻室壁中的剪力流具有相反的方向，所以室壁中总的剪力流应等于两相邻室剪力流之差，即

$$q_{i,k} = q_i - q_k \quad \begin{cases} (i = 1, 2, 3, \dots, n) \\ (k \text{——与 } i \text{ 室相邻的室}) \end{cases}$$

每一腔室的平衡条件：

$$\oint_i \tau ds = \frac{2M_n A_{i1}}{K} \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

式中 M_n ——作用于截面上的扭矩；

A_{i1} —— i 室周边所围成的面积；

K ——截面扭转刚度；

$\oint_i \tau ds$ —— i 室剪应力沿闭合周边求得的积分，其中 $\tau = q/t$ 。

考虑到 i 室与 k 室相邻室壁中剪力流为 $q_{i,k} = q_i - q_k$ ，并且在同一 i 室中剪力流 q_i 是相同的，故上式可写为

$$q_i \oint_i \frac{ds}{t} - \sum_k q_k \int_{i,k} \frac{ds}{t} = \frac{2M_n A_{i1}}{K} \quad \begin{cases} (i = 1, 2, 3, \dots, n) \\ (k \text{——与 } i \text{ 室相邻的室}) \end{cases}$$

在实际使用中，根据箱室的数量将上式展开为线性方程组：

$$\begin{cases} q_1 \oint_1 \frac{ds}{t} - q_2 \int_{1,2} \frac{ds}{t} = \frac{2M_n A_{11}}{K} \\ -q_1 \int_{2,1} \frac{ds}{t} + q_2 \oint_2 \frac{ds}{t} - q_3 \int_{2,3} \frac{ds}{t} = \frac{2M_n A_{22}}{K} \\ \vdots \\ -q_{i-1} \int_{i,i-1} \frac{ds}{t} + q_i \oint_i \frac{ds}{t} - q_{i+1} \int_{i,i+1} \frac{ds}{t} = \frac{2M_n A_{i1}}{K} \\ \vdots \\ -q_{n-1} \int_{n,n-1} \frac{ds}{t} + q_n \oint_n \frac{ds}{t} = \frac{2M_n A_{n1}}{K} \end{cases}$$

设 $k=1$ ，由上式解出剪力流 \bar{q}_i ($i=1, 2, \dots, n$)，并由 \bar{q}_i 求出截面的扭转刚度 K 为

$$K = 4 \sum_{i=1}^n \bar{q}_i A_{i1}$$

由 \bar{q}_i 和 K 则可求出各室的剪力流 q_i ，即

$$q_i = \frac{\bar{q}_i}{K} \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

由 q_i 可以求出 i 室板元厚度为 t 处的剪应力为

$$\tau = \frac{q_i}{t}$$

在计算相邻室壁的剪应力时，其剪力流为 $q_{i,k} = q_i - q_k$ ， t 为相邻室壁的实际厚度。

2. 单腔室和分离多单腔室截面扭转剪应力计算

由于单腔室和分离多单腔室截面无公共室壁，因此各腔室的剪力流方程彼此无关，由此可得：

$$\bar{q}_i = \frac{A_{i1}}{\eta_{i1}} \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

η_{i1} 为室 i 沿其闭合周边的积分， $\eta_{i1} = \oint_i \frac{ds}{t}$ 。由于此处箱体由矩形截面薄板组成，则

$$\eta_{i1} = \sum \frac{s_i}{t_i}$$

截面的扭转刚度为

$$K = 4 \sum_{i=1}^n q_i A_{si} = 4 \sum_{i=1}^n \left(\frac{A_{si}}{\eta_{ii}} \right) A_{si} \text{ 或 } K = \sum_{i=1}^n \frac{4A_{si}^2}{\oint \frac{ds}{t}}$$

根据定义, 箱形截面的扭转常数 $K = \frac{4A_{si}^2}{\oint \frac{ds}{t}}$, 因此对于 n 个独立的箱室, 多室分离箱形截面的扭转刚度 K 为各分离箱室扭转常数之和, 即

$$K = \sum_{i=1}^n K_i \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

由 $q_i = \bar{q}_i \frac{2M_n}{K} = 2G\varphi \bar{q}_i$ 可得各室的剪力流为

$$q_i = \frac{A_{si}}{\eta_{ii}} \frac{2M_n}{K} \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

各室特定位置的剪应力为

$$\tau = \frac{q_i}{t}$$

3. 局部开口多腔室截面的扭转剪应力计算

前述第三类截面通常是梁体中强度最弱的截面, 由于局部开口, 造成剪力流不连续。因此, 计算这类截面的扭转剪应力时, 应进行简化或等效处理, 如图 4-51、图 4-52 所示, 简化后按前述计算方法计算。

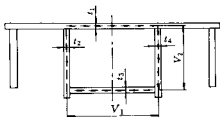


图 4-51 两边腔室开口截面

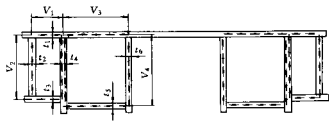


图 4-52 中腔室开口截面

四、截面相当应力计算

梁体截面一般处于复杂应力状态, 在截面的边缘处同时承受较大的正应力 σ 和剪应力 τ 的作用, 强度计算时应计算相当应力或等效应力。

计算方法如下:

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \geq \beta[\sigma],$$

式中 β ——系数, 一般可取 $\beta = 1.1$;

$[\sigma]$ ——材料的许用屈服应力。

第五节 液压支架非主体结构件的强度计算

一、前梁强度计算

前梁梁端偏载时的工况受力状态最恶劣, 所以前梁梁体强度按这种工况进行计算, 如图 4-53 所示。以前梁铰点 O 为轴, 列力矩平衡方程式:

$$Q_1 L = P_1 h \cos \alpha + P_1 l \sin \alpha$$

$$Q_1 = \frac{P_1(h \cos \alpha + l \sin \alpha)}{L}$$

式中 P_1 ——1.5倍前梁千斤顶总工作阻力 (kN)。

沿 $N-N$ 断面的弯矩为

$$M_w = Q_1 x_A = \frac{P_1(h \cos \alpha + l \sin \alpha) x_A}{L}$$

扭矩为

$$M_n = Q_1 B_5 = \frac{P_1(h \cos \alpha + l \sin \alpha) B_5}{L}$$

按前述多腔室截面应力计算方法可求出最大合成应力。

按下式求 O 点受力 F_y 、 F_x ：

$$F_y = P_1 \sin \alpha - Q_1$$

$$F_x = P_1 \cos \alpha$$

销轴受力 R 按下式计算：

$$R = \sqrt{F_y^2 + F_x^2}$$

为提高销轴的可靠性，按销轴单抗剪截面（实际上2个销轴有4个抗剪截面）校核其强度，即满足下式

$$\frac{R}{A} \leq [\tau]$$

式中 A ——销轴横截面面积；

$[\tau]$ ——销轴材料许用剪切应力。

二、侧护板抗弯强度设计

如图4-54所示，侧护板从顶梁伸出量为 l （一般取值为170 mm），中间由导向杆和弹簧筒相连。支架在井下工作时，常常有作用力作用在伸出的侧护板上，从而对导向杆和弹簧筒产生一个弯矩，如图4-55所示。

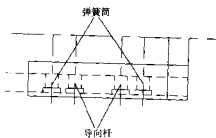


图 4-54 侧护板

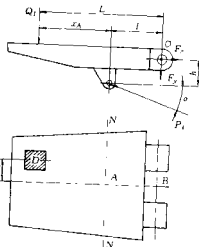


图 4-53 前梁偏载

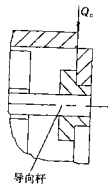


图 4-55 导向杆和弹簧筒受力

如果导向杆、弹簧筒的强度不足，则会出现弯曲损坏。

理论上认为， $Q_c \geq P/2$ (P 为支架工作阻力)。对于如此大的作用力，在结构设计上很难实现。这样 Q_c 究竟取多少，只有通过现有支架调研来确定。通过对长期使用的侧护板无损坏的支架进行研究，在支架侧护板伸出的情况下，当导向杆和弹簧筒的总支撑载荷大于支架工作阻力的 $1/4 \sim 1/5$ 时，导向杆和弹簧筒都没有出现弯曲。因此，当 $P < 3200$ kN 时，取 $Q_c = P/4$ ；而当 $P > 3200$ kN 时，取

$Q_c = P/5$ 。

设导向杆的直径为 D_i ，则导向杆所能抵抗的弯矩为

$$M_i = [\sigma_1] \times 0.0982 \times D_i^3 \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n)$$

设弹簧筒的外径为 D_j ，内径为 d_j ，则弹簧筒所能抵抗的弯矩为

$$M_j = [\sigma_2] \times 0.0982 \times \frac{D_j^4 - d_j^4}{D_j} \quad (j = 1, 2, 3, \dots, n)$$

因此

$$Q_c l \geq \sum_{i=1}^n [\sigma_1] \times 0.0982 \times D_i^3 + \sum_{j=1}^n [\sigma_2] \times 0.0982 \times \frac{D_j^4 - d_j^4}{D_j}$$

$$Q_c l \geq 0.0982 \left(\sum_{i=1}^n [\sigma_1] D_i^3 + \sum_{j=1}^n [\sigma_2] \frac{D_j^4 - d_j^4}{D_j} \right)$$

式中 $[\sigma_1]$ ——导向杆材料许用弯曲应力；

$[\sigma_2]$ ——弹簧筒材料许用弯曲应力。

将 $Q_c = kP$ 代入上式得

$$\frac{0.0982}{l} \left(\sum_{i=1}^n [\sigma_1] D_i^3 + \sum_{j=1}^n [\sigma_2] \frac{D_j^4 - d_j^4}{D_j} \right) \geq kP$$

公式中系数 k 可按下述方法选取：当 $P \leq 3200$ kN 时取 $k = 0.25$ ；当 $P > 3200$ kN 时取 $k = 0.2$ ，另外也可根据设计者设计思想来确定。如通过计算上式不能成立，则应调整 D_i 、 D_j 和 d_j 的值。

三、推移机构的强度计算

1. 箱形结构的短推杆

该种短推杆在井下出现开裂和变形的很少，主要损坏部位为千斤顶与推杆的连接部位及销轴的变形，如图 4-56 所示。

连接部位的损坏主要由于推杆在推拉过程中与千斤顶中心线产生了偏斜，使连接局部受载而造成。

1) 推杆连接耳爪 ae 截面强度计算。

连接耳爪 ae 截面受最大弯矩为

$$M = 1.5P_t h$$

式中 P_t ——千斤顶最大拉力。

连接耳爪 ae 截面的抗弯截面模量 W 为

$$W = \frac{ae^2}{6}$$

连接耳爪最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{1.5P_t h}{ae^2/6} = \frac{9P_t h}{ae^2} < [\sigma]$$

式中 $[\sigma]$ ——材料屈服强度。

2) 销轴强度计算。

如图 4-56 所示，销轴在这种工况下也同样是单侧受力，销轴最大力矩产生在距轴端距离为 b 的截面。

取销轴端部受力为

$$N = 1.5P_t$$

销轴的抗弯截面模量为

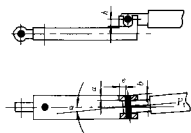


图 4-56 短推杆

$$W = 0.098 2d^3 \quad (d \text{ 为销轴直径})$$

销轴所受最大弯矩为

$$M = Nb = 1.5P_1 b$$

销轴最大应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{1.5P_1 b}{0.098 2d^3} = \frac{15.275P_1 b}{d^3} < [\sigma]$$

式中 $[\sigma]$ ——销轴材料的屈服强度。

2. 双杆式长推杆

双杆式长推杆 (如图 4-57 所示) 在井下出现的损坏形式一般为 2 个圆杆的水平侧向弯曲变形, 或连接插销被剪断。

1) 连接插销的抗剪强度计算。

虽然插销有 8 个抗剪截面, 但由于制造公差等因素, 造成大多由 2 个截面承载。为可靠起见, 在计算时按 2 个抗剪截面计算。

销轴直径为 d , 销轴横截面积为 $\frac{\pi d^2}{4}$, 销轴承受

剪力为 $1.5P_1$, 销轴抗剪截面总面积为 $A_s = 2 \times \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d^2}{2}$, 则

$$\tau = \frac{1.5P_1}{\pi d^2/2} = \frac{3P_1}{\pi d^2} < [\tau]$$

式中 $[\tau]$ ——材料的许用剪切应力。

2) 两个圆杆水平侧向抗弯强度计算。

推杆受力情况如图 4-58 所示。推杆在变形时, 往往是单侧杆弯曲较严重, 因此单侧杆应得到保证。

按图计算单侧杆受压力 F 为

$$P_c l = FB$$

取 $P_c = 100 \text{ kN}$, l 取推杆推出 $\frac{2}{3}$ 时, P_c 力距限位点 O 的距离。

$$F = \frac{P_c l}{B}$$

O 点受的侧向力 Q 为

$$P_c(K + L + E) = Q[(K + L + E) - l]$$

$$Q = \frac{P_c(K + L + E)}{(K + L + E) - l} \quad (P_c = 100 \text{ kN})$$

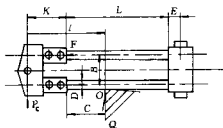


图 4-58 长杆受力

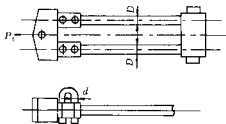


图 4-57 双杆式长推杆



图 4-59 单侧杆弯曲应力计算

根据图 4-59, 对 A 点列力矩平衡方程式为

$$P_1 L = Q(L - C)$$

$$P_1 = \frac{Q(L - l + K)}{L}$$

$$= \frac{P_c(K + L + E)(L - l + K)}{(K + L + E - l)L}$$

Q 力作用点所在截面所受力矩为

$$M = P_1(L - l + K)$$

Q 力作用点所在截面的抗弯截面模量为

$$W = 0.098 2D^3$$

Q 力作用点所在截面弯曲应力为

$$\sigma_1 = \frac{M}{W} = \frac{P_1(L - l + K)}{0.098 2D^3}$$

Q 力作用点 O 所在截面的截面面积为

$$A_s = \frac{\pi D^2}{4}$$

该截面的压应力和剪应力分别为

$$\sigma_2 = \frac{4F}{\pi D^2}, \quad \tau_2 = \frac{4P_1}{\pi D^2}$$

Q 力作用点所在截面的合成压力为

$$\sigma_3 = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2)^2 + 3\tau_2^2} < [\sigma]$$

式中 $[\sigma]$ ——杆材料的抗压屈服强度, 钢的抗压屈服强度等于抗拉屈服强度。

如果推杆的型式不属于以上两种, 则应根据结构做相应的计算。

如果底座为封底底座, 要进行垂直平面内的弯曲强度计算, 同样按推移杆伸出 2/3 行程, 前端加 100 kN 的垂直力计算。

四、护帮 (挑梁) 装置的耳板强度计算

如第三章所述, 护帮 (挑梁) 装置一般有两类, 现仅计算简单铰接式护帮 (或挑梁) 装置的耳板强度, 其受力如图 4-60 所示。

诸力对 O 点取矩, 得力矩平衡方程为

$$PL_9 = Tl \cos \alpha - Th \sin \alpha$$

$$P = \frac{T(l \cos \alpha - h \sin \alpha)}{L_9}$$

诸力对 x 坐标投影之和为零, 则

$$P - T \cos \alpha + F_x = 0$$

解得

$$F_x = T \cos \alpha - P$$

诸力对 y 坐标投影之和为零, 则

$$F_y - T \sin \alpha = 0$$

解得

$$F_y = T \sin \alpha$$

铰接点受力

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

两个铰接耳承受力 F, 每个铰接耳分担 F/2。考虑到铰接耳强度的可靠性, 取铰接耳偏载系数为

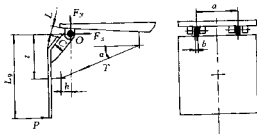


图 4-60 简单铰接式护帮板受力

1.5, 则作用在单较接耳的力为

$$P = 1.5F/2 = 0.75F$$

设较接耳抗弯模量为 $W = bc^2/6$, 则耳板的弯曲强度应满足下式, 即

$$\sigma = \frac{Pl}{W} \leq [\sigma]$$

式中 $[\sigma]$ ——耳板材料的屈服强度。

五、连接销轴及耳板的有关强度计算

1. 耳板抗拉强度计算

根据销轴耳板抗拉破坏性试验, 结果如下:

①大部分试验, 开始时两耳板存在着不同程度的偏载, 如图 4-61 所示; ②耳子受拉, 撕裂的耳子先发生表面塑变; ③先损坏的耳板一般为一侧耳片的单侧先出现裂缝; ④裂缝方向如图 4-62 所示, 与垂线夹角近似 3° 。

因为销轴与孔之间的间隙与轴径比很少, 故对试验影响也很小, 因此忽略不计。

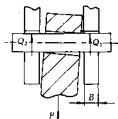


图 4-61 耳板受力



图 4-62 耳板裂缝

1) \overline{cd} 长度计算。

已知

$$\overline{od} = R, \overline{oc} = r, \angle ocd \approx 93^\circ$$

则

$$\overline{cd}^2 = \overline{oc}^2 + \overline{cd}^2 - 2\overline{oc}\overline{cd}\cos 93^\circ$$

由于

$$\overline{cd}^2 - 2r\overline{cd}\cos 93^\circ + (r^2 - R^2) = 0$$

得

$$\overline{cd} = \frac{2r\cos 93^\circ \pm \sqrt{(2r\cos 93^\circ)^2 - 4(r^2 - R^2)}}{2}$$

2) 单耳片剪力 Q_1 的计算。

销轴在 P 力的作用下两片耳板有 4 个截面受剪。由于销轴受偏载, 其中一个耳板的两个截面受剪力较大。为使耳板强度可靠, 取偏载系数为 1.5。这样, 作用在单耳片上的剪力 Q_1 按下式计算:

$$Q_1 = 1.5P/2 = 0.75P,$$

式中 P ——销轴所受最大外力。

考虑到两个受剪面中一个受剪面先出现裂缝, 因此在承载分配中, 对这一受剪面的承受载荷再取 1.1 倍的载荷不均匀系数。为此, 作用在 cd 截面上的剪力 q 按下式计算:

$$q = 1.1Q_1/2 = 0.41P$$

(3) 耳片抗剪应力计算

令 $l = \overline{cd}$, 则

$$\tau = \frac{0.41P}{Bl} \leq [\tau], [\tau] = 0.5\sigma$$

2. 销轴抗弯强度计算

根据支架的长期使用经验, 认为当销轴直径 $d \geq 80$ mm 时应进行抗弯强度计算。

说明: ① F 力可能由拉力和偏扭力矩产生, 不论拉力还是偏扭力矩均根据具体情况而定; ② Δ 应与孔和轴的间隙值相配, 保证在偏扭力矩下侧耳板不受弯矩。

设中间连接耳受拉力为 P , 偏扭力矩为 M_p , $P = Q$,

由偏扭力矩产生的力 $F_p = \frac{M_p}{B}$ (F_p 一般取 $\frac{P}{10}$), 则

$$F = P + F_p$$

销轴受力如图 4-63 所示, 力矩和弯矩图如图 4-64。

对 Q_2 力作用点取矩, 则 $Q_1 L = F(L - \Delta)$

$$Q_1 = \frac{F(L - \Delta)}{L}$$

$$Q_2 = F - Q_1$$

弯矩 $M = Q\Delta$, 剪力 $Q = Q_1$, 则

$$\text{弯曲应力} \quad \sigma = \frac{M}{W} = \frac{M}{\pi d^3/16} = \frac{16M}{\pi d^3}$$

$$\text{剪切应力} \quad \tau = \frac{4Q_1}{\pi d^2}$$

销轴强度应满足 $\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} < [\sigma]$

式中 $[\sigma]$ ——销轴材料的屈服强度。

3. 销孔表面抗压强度计算

支架结构件和四连杆机构间均通过销轴连接, 销孔受压可能出现塑性变形, 应校核其耳板销孔抗压强度。

支架销孔为间隙配合, 理论上为点接触或线接触。根据支架使用经验认为, 销孔表面较小的塑性变形不会影响支架长期使用, 但要求长期使用中塑性变形不得扩展。

一般认为, 塑性变形量 $\Delta \leq 1 \text{ mm}$, 不影响支架的正常动作。

如图 4-65 所示, 半径为 R' 的销轴, 压入半径为 R 的孔壁内, 压深为 $\Delta \leq 1 \text{ mm}$ 。销轴中心位于 A 点。

孔和轴在圆周截面内的接触弧线的投影长度为 \overline{BE} , 则

$$\overline{OA} = \delta/2 + \Delta \quad (\delta \text{ 为轴与孔的间隙值})$$

$$\overline{BE} = 2\overline{BD}; \overline{BD} = \sqrt{R^2 - \overline{AD}^2}$$

$$\overline{AD} = \frac{R^2 - R'^2}{2(\delta/2 + \Delta)} - \frac{(\delta/2 + \Delta)}{2}$$

图 4-66 所示为顶梁与掩护梁铰接耳的示意图。

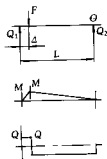


图 4-64 销轴力矩和剪力

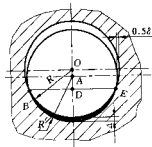


图 4-65 销轴与孔接触

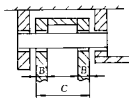


图 4-66 顶梁与掩护梁铰接耳

由图中可知, 掩护梁铰接孔受力表面总长度为 $2B$ 。设 $\overline{BF} = l$, 则铰接孔壁受压表面的总面积为 $S = 2lB$, 掩护梁铰接孔表面压应力为

$$\sigma = \frac{0.5P_y}{lB} \leq \beta [\sigma]$$

式中 $\beta = 1.3 \sim 1.5$;

P_y ——单销轴最大受力;

$[\sigma]$ ——耳板材料的屈服强度。

图 4-63 销轴受力

六、底调千斤顶抗弯强度计算

图 4-67 为两底座间底调千斤顶, B 为底座间的距离, l 为千斤顶伸出长度, d 为千斤顶活塞杆径 (如果是油缸, 则 D 为油缸外径, d_1 为油缸内径)。

支架在工作面经常是在移架过程中利用底调千斤顶调架, 因此在千斤顶端头作用一个摩擦力 T 。由于千斤顶和底座侧板是点接触, 其压强很大, 故它们之间的摩擦因数 f 取值为 0.4, 摩擦力应按下式计算, 即

$$T = fP = 0.4P$$

式中 P ——千斤顶推力, 一般均在 250 kN 以上。

千斤顶所受到的最大弯矩为

$$M = Tl = 0.4Pl$$

(1) 当千斤顶伸出是活塞杆时, 活塞杆直径为 d , 则活塞杆抗弯截面矩

$$W = 0.098 2d^3$$

弯曲应力

$$\sigma = \frac{0.4Pl}{0.098 2d^3} < [\sigma]$$

式中 $[\sigma]$ ——活塞杆材料的屈服极限。

(2) 当千斤顶伸出是缸体时, 缸体外径为 D , 内径为 d_1 , 则缸体的抗弯截面模量

$$W = 0.098 2 \left(\frac{D^4 - d_1^4}{D} \right)$$

弯曲应力

$$\sigma = \frac{0.4PlD}{0.098 2 (D^4 - d_1^4)} < [\sigma]$$

式中 $[\sigma]$ ——缸体材料的屈服强度。

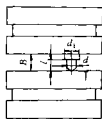


图 4-67 底调千斤顶工作状态

第六节 液压支架试验应力的分析

一、概 述

液压支架在实验室做强度试验时, 所测得的各测点的应力, 从过去试验的情况看, 一直是一个随机数, 同样的支架, 同一种加载方式, 同一测点的应力变化很大。如何判断应力的准确程度和分析造成应力变化的原因, 这是一个很大的难题。目前不仅在国内没有有关这方面的资料, 在国外的资料中也没有发现过。

关于支架试验应力的研究是非常有意义的, 它不仅能指导试验方法的改进, 减少试验误差, 而且对提高支架的设计质量和改进制造过程中的焊接工艺均有一定的指导意义。解决这个问题的关键, 是如何选择一个理论上合理、实践中可行的计算方法, 并要求该方法不仅比较适用, 还要与实验应力有密切的联系, 只有这样才可能达到我们预期的目的。

经过对大量资料的整理, 从统计角度发现下面几个规律性的结论:

(1) 支架顶梁两端加集中载荷时, 顶梁上测点应力较大, 其它部件上测点应力相比小得多。

(2) 支架顶梁中间加集中载荷时, 顶梁上测点应力较大, 其它部件上测点应力相比小得多。

(3) 顶梁在三点加载, 其中在顶梁后部单侧加偏载时, 其顶梁上测点应力值与支架两端加集中载荷时的应力值相差不大, 其它部件上应力有变化, 但相比之下其值较小。

(4) 顶梁在三点加载, 其前部加偏载时 (如图 4-68 所示),

2 点、3 点、6 点的应力较大, 且依次递减, 而同排 4 点和 5 点进行比较, 则 4 点比 5 点要大些。

(5) 顶梁加偏载时, 顶梁、掩护梁、前后连杆上测点应力都很大, 其个别点应力值达到全部试验过程中的最高峰, 其中到高峰值的测点如图 4-69 所示。其中: ①顶梁上的 7 点在 $M > 100$ mm 时 (即整块距铰点距) 应力较大, 6 点应力较大; ②掩护梁 9 点应力最大, 10 点和 8 点应力次之; ③后连杆 17、18 和 20、21 点设置靠近铰接耳时, 其应力也较大; ④在偏载时, 前连杆测点应力值达到整个试验过程中的高峰。

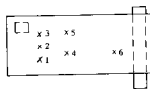


图 4-68 顶梁加偏载测点

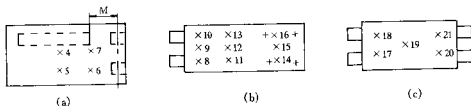


图 4-69 顶梁加偏载时应力高峰测点

a—顶梁; b—掩护梁; c—连杆

(6) 底座两端加集中载荷时, 底座上测点应力较大, 其它部件上测点应力较小。

(7) 底座中间加集中载荷时, 底座测点应力较大, 有时掩护梁与前连杆连接处测点应力也较大。

(8) 底座三点加载时, 底座上的某些测点应力达到试验过程中的高峰。如图 4-70 所示, 22、23 测点应力较大, 25 测点的应力与底座两端加集中载荷时的应力相比, 略有增加。

二、支架加载梁体变形素描

选择一均质板梁作为主要受力部件, 模拟支架各部件的各种工况对板梁进行加载。当板梁的刚度相对外载荷足够小时, 可以出现如下情况:

(1) 如图 4-71 (a) 所示, 在顶梁两端加集中载荷, A、B、C、D 点变形情况的投影示于图 4-71 (b)。

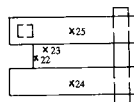


图 4-70 底座三点加载时应力高峰测点

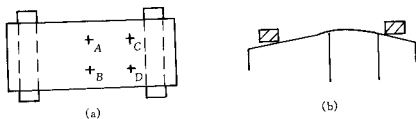


图 4-71 顶梁两端加集中载荷及变形

(2) 如图 4-72 (a) 所示, 在顶梁中间加集中载荷, A、B、C、D 点变形情况的投影示于图 4-72 (b)。

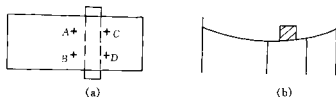


图 4-72 顶梁中间加集中载荷及变形

(3) 如图 4-73 (a) 所示, 在顶梁三点加载, A、B、C、D 点的变形情况如图 4-73 (b) 所示。

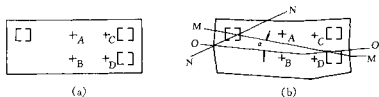


图 4-73 顶梁三点加载及变形

说明: 板梁变形情况是一个空间曲面, 变形状态明显呈现两种情况, 其一是按 $N-N$ 线出现 45° 的弯曲角; 其二是整个板梁弯曲沿着 $M-M$ 线进行, $M-M$ 线与中心线 $O-O$ 成夹角 α , 其大小与加载点载荷和垫块位置有关。

(4) 顶梁偏载, 如图 4-74 (a) 所示。

① 顶梁变形。顶梁在 A、B、C、D 点加载, 当 $M > 100$ mm 时其变形情况如图 4-74 (b) 所示。

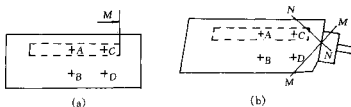


图 4-74 顶梁受偏载及顶梁变形

板梁加载后出现偏转, 同时沿 $M-M$ 线出现 45° 上弯三角, 沿 $N-N$ 线出现 45° 下弯三角。如果 $M < 100$ mm, 沿 $N-N$ 则不出现 45° 下弯三角。

② 掩护梁只有两个连接耳时, 其变形如图 4-75 (a) 所示。

掩护梁在 A、B 点加力偶, 出现的变形情况如图 4-75 (b) 所示。板梁在 $O-O$ 轴左侧出现扭转, 力偶越大, 扭转角越大, 同时, 沿 $N-N$ 出现 45° 的下弯三角, 沿 $M-M$ 出现 45° 的上弯三角。

如果掩护梁连接耳是梳排状时, 则变形情况如图 4-75 (c) 所示。板梁沿整个长度扭转, 力偶越大, 扭转角越大。

③ 后连杆变形情况与掩护梁相似。

(5) 在底座两端加集中载荷的工况下, 底座的变形与顶梁两端加集中载荷的变形情况相同。

(6) 底座三点加载, 如图 4-76 所示。

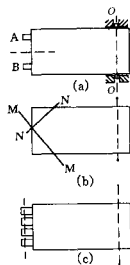


图 4-75 顶梁受偏载时掩护梁变形

底座三点加垫块时, $N-N$ 所割截的二三角形出现弯曲, CD 截面相对 AB 截面出现扭转, 支柱的阻力越大, 其扭转角越大。

(7) 在底座中间加集中载荷的工况下, 底座的变形与在顶梁中间加集中载荷的变形情况相同。

三、基准应力的选择

应力分析时必须存在一个基准应力, 究竟选择试验应力还是计算应力作为基准应力是一个关键问题。下面分别分析试验应力和计算应力。

1. 计算应力

计算模型是通过一些假设和试验数据作为计算基础的, 因此, 计算应力含主观因素较多, 不可能作为基准应力。

2. 试验应力

试验应力不可能直接作为基准应力, 因为:

(1) 影响试验应力的因素较多, 诸如: ①垫块位置误差; ②应变片误差 (本身误差、位置误差); ③部件变形误差 (主要影响接触位置); ④仪表误差; ⑤读数误差 (系统波动、控制灵敏度); ⑥部件间的安装间隙分配不均匀; ⑦板厚公差; ⑧组焊时的应力分布; ⑨部件的尺寸公差等。

这些因素在不同的加载状况下, 其影响表现不同。当然, 这些因素使应力产生的误差不是完全叠加的, 它们是交错影响, 有时可以使误差相互抵消。但这些因素对同一支架的不同测点影响各不相同。

(2) 所试验过的支架类型多种多样, 测点的位置也不相同, 因此应力也完全不同。

四、基准计算应力的求法

假设一个液压支架的 m 个测点分布在各大部件上的 j 个区内。在同一区的测点用 j_n 表示, 其加载工况为 i 种。用 δ_{ijn} 代表 i 种试验工况下 j 区 n 点的试验应力值, 用 σ_{ijn} 代表 i 种试验工况下, j 区 n 点的计算应力 (利用前面介绍的模型计算出来的应力)。现以支架某一测点的应力情况为例进行研究, 设该点为 ijn 点, 将 12 个支架的 ijn 点的试验应力和计算应力均在一个坐标系中表示出来, 如图 4-77 所示。

显然, 从图中不可能找到任何规律性的东西, 这样就必须对上图进行可比性处理。该方法的实质是利用支架的计算应力去除自身的计算应力和试验应力, 并用图 4-78 表示 $K_{\delta_{ijn}}$ 、 $K_{\sigma_{ijn}}$ 。

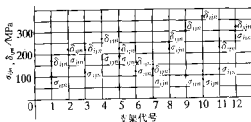


图 4-77 试验应力与计算应力坐标

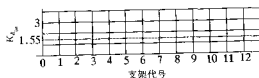


图 4-78 简化坐标

$$K_{\delta_{ijn}} = \frac{\delta_{ijn}}{\sigma_{ijn}} \quad (4-144)$$

$$K_{\sigma_{ijn}} = \frac{\sigma_{ijn}}{\sigma_{ijn}} = 1 \quad (4-145)$$

如图 4-78 所示, 任何支架 $K_{\sigma_{jn}} = 1$, 而 $K_{\delta_{jn}}$ 则随着支架的不同, 其值也不同, 且变为分散的点。每一支架在同一工况、同一区、同一测点的 $K_{\delta_{jn}}$ 就对应图中 1 个点。支架数量越多, 点分布的也越多, 然后找出 80% 的点的分布范围。按上图 $K_{\delta_{jn}}$ 分布范围在 1.2~1.9 之间, 即 $K_{\delta_{jn}} = 1.2 \sim 1.9$ 。对每一种支架, 在 1.2~1.9 中间取值 $[K_{\delta_{jn}}] = 1.55$ 乘以其测点的计算应力 σ_{jn} , 即

$$[\sigma_{ijn}] = [K_{\delta_{jn}}] \sigma_{jn}$$

下面研究 $[\sigma_{ijn}]$ 与 δ_{ijn} 的比值 r (即计算值与试验应力值的比值)。

由式 (4-144) 知:

$$K_{\delta_{jn}} \sigma_{jn} = \delta_{ijn}$$

$$r = \frac{\delta_{ijn}}{[\sigma_{ijn}]} = \frac{K_{\delta_{jn}} \sigma_{jn}}{[K_{\delta_{jn}}] \sigma_{jn}} = \frac{1.2 \sim 1.9}{1.55} = 0.774 \sim 1.225$$

$$\frac{\text{试验应力} - \text{计算值}}{\text{计算值}} = \frac{\delta_{ijn} - [\sigma_{ijn}]}{[\sigma_{ijn}]} = r \frac{[\sigma_{ijn}]}{[\sigma_{ijn}]} - \frac{[\sigma_{ijn}]}{[\sigma_{ijn}]} = \frac{r - 1}{1} =$$

$$(0.774 \sim 1.225) - 1 = -0.226 \sim 0.225$$

这就说明有 80% 的支架该点的试验值 δ_{ijn} 与计算值 $[\sigma_{ijn}]$ 的差值均在计算值 $[\sigma_{ijn}]$ 的 -22.5% ~ +22.5% 之间。

从统计的角度分析, 测试的支架越多, 得到的值越理想。因此我们定义 $[K_{ij\kappa}]$ 为支架 i 种加载方式 j 区 n 点的应力修正系数。

对于支架各部件上的每个计算区的测点均有一个 $[K_{ij\kappa}]$ 对应, 但在每个部件上的某一区段内各点的 $[K_{ij\kappa}]$ 是相差很小的, 所以为减少整个计算中系数 $[K_{ij\kappa}]$ 的个数, 把某一区段上各点的 $[K_{ij\kappa}]$ 合并为一个 $[K_{ij\kappa}]$, 在实践中证明是完全可以的。

通过上述的研究结果, 完全有理由把计算值 $[\sigma_{ijn}]$ 作为基准计算应力。

五、测点实测应力值的分析

支架各部件上全部测点数为 m , 则计算值 $[\sigma_{ijn}]$ 就有 m 个。少数支架的 m 个测点试验实测应力值与计算的差值完全在 $\pm 20\%$ 的计算范围内, 但大部分支架在 m 点中有几个点实测应力值就不在这个范围之内。对于不在范围内的测点, 可以进行具体分析, 便于找出问题所在。

在分析应力超出范围的测点时, 可对前述影响应力的因素采用诸项排除法进行初步归纳。对于没有排除的项可根据试验的具体情况, 分析其影响程度。比如对于一个具体支架, 按前述影响应力的诸因素经逐项排除后, 只剩第 8 项, 即组焊时应力分布不好, 此时, 就可以建议改进焊接工艺。

六、试验时加载工况及主要受力部件的选取

二柱掩护式支架强度试验中有 5 种加载工况, 四柱掩护式支架强度试验中有 7 种加载工况。被试支架的各大部件上总共设置 m 个测点, 每种加载工况下支架上各个测点的试验实测应力均不一样。大量的试验表明, 在每种加载工况下支架均有主要受力部件, 在主要受力部件上的测点试验实测应力较大, 而其它部件上的测点应力与其比较小得多。

因此, 在支架强度设计时, 只需对支架在某种加载工况下的主要受力部件上所设的测点应力进行计算, 就可以表明该支架在该种加载工况下的强度状况。

根据对液压支架试验资料总结得到的结论, 主要受力部件的选取可参见表 4-1 和表 4-2。

表 4-1 四柱支撑掩护式支架 (其中包括二柱支在掩护梁上的支架)

序号	加载方式	主要受力部件	说明
1	顶梁上两端加载	顶梁	计算顶梁所设测点应力
2	顶梁中部加集中载荷	顶梁	计算顶梁所设部分测点应力
3	顶梁前端偏载的三点加载	顶梁	计算顶梁所设各测点应力
4	顶梁偏载	顶梁	计算顶梁所设部分测点应力
		掩护梁	计算掩护梁所设部分测点应力
		前连杆 后连杆	计算前连杆所设测点应力 计算后连杆所设部分测点应力
5	底座两端加载	底座	计算底座所设各测点应力
6	底座中部加集中载荷	底座	计算底座所设部分测点应力
7	底座前端偏载的三点加载	底座	计算底座所设部分测点应力

表 4-2 二柱掩护式支架

序号	加载方式	主要受力部件	说明
1	顶梁上两端加集中载荷	顶梁	计算顶梁所设各测点应力
		掩护梁	计算掩护梁所设各测点应力
2	顶梁前端偏载的三点加载	顶梁	计算顶梁所设各测点应力
		掩护梁	计算掩护梁所设各测点应力
3	顶梁偏载	顶梁	计算顶梁所设部分测点应力
		掩护梁	计算掩护梁所设部分测点应力
		前连杆 后连杆	计算前连杆所设部分测点应力 计算后连杆所设部分测点应力
		底座	计算底座所设各测点应力
4	底座两端加载	底座	计算底座所设各测点应力
5	底座前端偏载的三点加载	底座	计算底座所设部分测点应力

第五章 液压支架计算机模拟试验

第一节 SSTS 模拟试验仿真软件系统

一、SSTS 系统结构与功能

液压支架模拟试验软件系统（简称 SSTS 系统）是在 CV CDS-4000 计算机辅助设计系统上运行的，利用 CV 系统上的 CAD 支撑软件 CADDs 系统作为主系统，按图 5-1 的结构，将有限元前处理软件包、有限元分析软件 COSMOS FORTRAN 77 系统、有限元后处理软件包，以及 CVMAC 语言系统等分散的功能综合起来，以一体化的方式运行，构成一个液压支架计算机模拟试验软件系统。

图 5-1 中框 1 为 CV CDS-4000 CAD 系统的图形处理操作系统，是主操作系统，框 2 为 CAD 图形系统 CADDs，框 4 CVMOS 为 CV CDS-4000 系统的分析处理操作系统，是进行分析计算的操作系统。所有的作业和文件均由主操作系统 OS 管理。图 5-1 中各主要模块的功能分述如下。

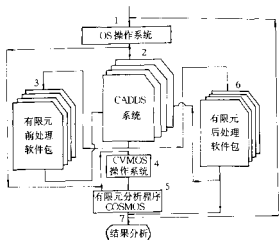


图 5-1 液压支架计算机模拟试验仿真软件结构

1. CADDs 图形系统

CADDs 图形系统是 CAD 系统的核心软件系统。通过它可以用人机对话的方式绘制模型和图形，可以完成机械设计、工程设计等多方面的计算机辅助设计。CADDs 系统有极丰富的软件包，包括绘制基本图形、二维图形、三维图形（包括三维线框和实体）、高级曲面；图像形成（包括灰色和彩色图像）、物理量计算；标注尺寸以及材料和图形数据库管理等软件包。在 CADDs 上运行的软件包还包括有限元前后处理，工程设计、场地设计、建筑设计、区域信息管理、地图绘制等软件包。因此，利用 CADDs 很容易绘制或形成平面、立体线框，空间曲线或曲面，实体图三维图像等模型，也很容易绘制按国标规定的图形。CADDs 系统又是一种交钥匙系统，即很容易让工程师掌握和应用它进行各种计算机辅助设计。用它可实现液压支架、立柱的计算机辅助设计。

2. 有限元前处理软件包

有限元前处理软件包是在 CADDs 系统上运行的软件，以人机对话的方式，自动或半自动地生成计算模型的有限元网格和相应有限元分析程序的数据文件。过去人工划分有限元网格和人工录入数据，既繁琐、费时，又容易出错，而应用有限元前处理软件包自动或半自动生成有限元网格和数据文件，可以大大简化有限元计算的准备工作，减少出错几率，达到实用化、普及化的目的。应用它可半自动和自动生成支架模型的有限元网格和 COSMOS 的数据文件，并且将支架的有限元网格和数据文件保存在磁盘和磁带中。由于所选的支架模型是典型的、较常用的支架结构，凡设计新的支架，在结构上靠近其中一种，可以从磁盘中调入，并拷成新的文件，在这个基础上，使用有限元前处理软件包，采用人机对话

的方式,修改成新结构的有限元网格,并形成新的数据文件。又从另一个方面实现了液压支架计算机模拟和有限元计算的简化和实用化,使设计师们容易掌握和使用这种模拟和计算。

有限元前处理软件包可以完成以下工作:

(1) 人工插入节点和单元。

(2) 对某一连通区域自动划分有限元网格。

(3) 拷贝、平移或平移拷贝,旋转移动或旋转移动拷贝,对称镜像移动或对称镜像移动拷贝已经用人工插入或自动生成的网格,半自动地形成有限元网格。图 5-2 是对顶梁竖筋 1 形成网格后,平移拷贝成竖筋 2、3、4 的有限元网格。

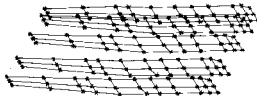


图 5-2 ZZR3000/10/22 四柱支撑掩护式支架顶梁竖筋有限元网格

(4) 对节点加入约束条件。

(5) 对节点施加节点载荷,对单元施加均布载荷。

(6) 对单元赋予材料力学特性和几何特性。

(7) 对最终的网格自动生成对应于有限元分析软件(如 COSMOS, SAP5 等)的数据文件,以便使用分析程序进行计算。

3. 有限元分析程序 COSMOS

COSMOS 程序是在 SAP4 和 NONSAP 的基础上发展起来的大型有限元结构分析程序,可以解算:动静线性及非线性(材料非线性及几何非线性)分析、动静子结构、地震和振动分析等方面的问题,有 21 种类型单元,它们是桁架单元、二维连续体单元、三维实体单元、梁单元、缝隙单元、板单元、弯管单元、板壳单元、多层复合板壳单元、刚度单元、约束单元、刚棒约束单元、匹配和杆约束单元、点一线约束单元、一般约束单元、新弯管单元、摩擦单元、超单元、HCT 板壳单元以及弯管单元。可以广泛应用于各种机械、建筑、水坝、车船、航天工具等方面的结构分析。程序算法先进,速度快,单元丰富,结果准确,功能强,适合于液压支架计算机模拟试验的分析程序。

4. 有限元后处理软件包

有限元后处理软件包可将过去通常输出的大量数据压缩成可视化的图形,以便快速评价。SSTS 系统将 COSMOS 计算的结果转换为适合有限元后处理软件包的数据文件。

(1) 可绘制应力及位移等值线图、应力及位移等值色谱图。

(2) 可绘制整个或部分结构有限元网格的变形图,用一种颜色表示原结构有限元网格,用另一种颜色绘制变形以后的有限元网格图。图 5-3 是 ZY3500/23/45 支架工况 (1) 的顶梁变形图,变形放大比例为 1:100。

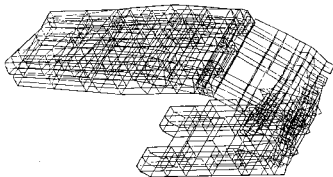


图 5-3 ZY3500/23/45 工况 (1) 顶梁有限元网格变形

(3) 可绘制单元应力值或位移值色谱图。可以对整个结构、部分结构或零件完成单元应力或位移色

谱图。

等值线图和网格变形图可以用绘图仪绘出，色谱图可以在屏幕上照相获得。

在进行液压支架有限元后处理过程中，用执行文件将整个处理过程连接起来，只需人工做极少的工作，就可以完成整架支架网格单元、各部件单元及板件单元的色谱填色工作，方便和加速了后处理工作。

二、SSTS 模拟试验仿真软件系统操作方法

打开计算机辅助设计系统工作站，登录后便进入图形处理器操作系统 OS（液压支架结构简化和离散化简图已备好）。

(1) 由 OS 调用图形 CADD5 (框 2)。

(2) 由 CADD5 调用有限元前处理程序软件包 (框 3)，由此人机对话方式，自动或半自动地建立结构的有限元网格、单元力学和几何特性、施加载荷和约束条件等，并自动生成 COSMOS 分析程序的数据文件。由框 3 退至框 1，即 OS。

(3) 由 OS 调用分析处理器操作系统 CVMOS (框 4)，然后由它调用有限元分析程序 COSMOS，进行有限元计算，计算完毕退至框 1。

(4) 重新进入 CADD5，再调用有限元后处理软件包 (框 6)，绘制等值线图、变形图、色谱图等。

(5) 分析计算结果，如果不符合支架一般分布规律，则可能有几种情况：①结构简化或离散化有误，改正后从上述 (1) ~ (5) 重复使用软件系统；②划分有限元网格或边界条件、载荷有误，进入 (1)，修改后，重做 (1) ~ (5)，或者直接修改 COSMOS 的数据文件，重做 (3) ~ (5)；③COSMOS 数据文件、主控信息有误，直接修改数据，重做框 (3) 至框 (5)。通过以上 3 种情况，循环修正至结果满意为止。

三、SSTS 软件系统的特点和应用前景

(1) SSTS 液压支架计算机模拟试验仿真软件系统是将计算机辅助设计系统和有限元等软件的功能综合起来，以计算机技术、数学方法和弹性力学有限元方法为基础，开发出的实用化的仿真软件系统，实现计算机模拟试验。这是一种充分利用原有软件，形成一种综合功能软件的有效方法。SSTS 系统简化了用有限元模拟液压支架强度试验的前后处理过程，实现了自动和半自动地生成有限元网格。

(2) 传统液压支架从设计到产品生产可用如下的流程表示：

设计→样机→实验室试验→井下工业性试验→产品生产

这种设计到生产的过程离不开样机的制造，而样机试验测试数据是在支架设计完毕，样机制造完成后得到的，因而不能作为本架支架设计的参考数据，这种数据对设计而言是滞后的，只能作为修改设计时参考。

液压支架计算机模拟试验的诞生，使设计到产品的流程发生了变革，把设计师的设计与计算机模拟试验结合起来。当初步完成了液压支架的结构方案设计以后，就可以使用液压支架仿真软件进行计算机模拟试验，获取必要的数椐，从而指导改进不合理的部分。如此结合进行设计，使支架更加合理化，更加可靠，也必然缩短设计生产周期，提高经济效益。

(3) 实验室试验由于对电阻应变片贴片环境的限制，仅能测支架各部件外表面的测点（一般少于 20 个测点）的数据，据此对样机的合理性给予评估。这些数据和评估，除了存在滞后现象外，更重要的是它不能提供完成试验的整架结构的应力分布和应力集中状态，不能对支架结构的合理性作出评价，只能按照破坏准则作出支架是否合格的结论，难于指导设计师的设计。而计算机模拟试验，可以提供任一构件、部件和整架的应力（位移）分布状态，而且提供可视化的计算结果，使设计师能够快速评估，指导改进设计。同样，计算机模拟试验由于提供了可视化的结果，故也可以指导试验室的试验，例如，对具体样机制定试验方案和测点位置等。同时，作为支架型式试验的重要辅助手段，应用该软件系统进

行样机计算机模拟试验,可提供比试验室强度试验更全面、更完善、更准确的支架应力分布情况的报告,全面、准确地反映支架结构应力集中区,这是目前的型式试验无法测试的。

(4)在认真分析国内外各种液压支架架型,广泛讨论的基础上,根据支架类型(两柱、四柱、大尾梁低位放顶煤等)、支架顶梁类型(整体顶梁或铰接顶梁)、侧护板类型(单侧或双侧可调)、四连杆结构(单、双连杆或反向四连杆)、底座类型(整体底座不带过桥、带过桥的刚性底座或铰接式底座)、支架高度(薄煤层支架、中厚煤层支架或大采高支架)等主要结构特征,确定了掩护式、支撑掩护式和低位放顶煤多种架型作为标准化架型,建立通用化的有限元模拟试验模型。

理论分析和试验数据表明,液压支架强度试验的几种加载方式中,以顶梁3点加载(扭转)、顶梁偏载(单侧加载)和底座3点加载(扭转)工况最恶劣,应力最大。因此,为了节省有限元计算的工作量,节省机时,选取上述3种工况为模拟试验工况。

为了正确、全面地反映液压支架受外载时的力传递关系,避免分部件受力分析中的误差,提高模拟试验的精度,采用整架液压支架为研究对象,建立通用化有限元模拟试验模型。部件间与销轴按等效的弹性铰接模拟,支架按内加载模拟,加载垫块处以约束方式处理,这与目前的型式试验加载方式是一致的。

(5)液压支架计算机模拟试验可以提供任一构件的单元应力色谱图和任一构件平面的应力(位移)等值线图。目前对一部分有代表性的支架部件已拍摄出应力色谱图集和绘制成应力等值线图集,可作为支架设计时的重要参考资料。应用SSTS系统,对每一个支架进行结构的简化工作需要1~1.5d,而形成有限元网格、数据文件,计算机模拟一般需2.5~3d。

(6)液压支架模拟试验仿真软件系统的建立和应用成果已经证明,它可以应用于模拟试验和指导设计,但仍有许多工作需要做,有许多问题需要进一步研究,以使SSTS不断发展和完善。

随着计算机科学技术的高速发展,计算机辅助设计系统和高档工作站的性能与CAD软件和有限元软件的日趋完善和提高,可以给我们提供高速运算和巨大的存储能力。这就为液压支架计算机模拟试验仿真软件系统提供了发展和完善的条件。

已采用的有限元模型规模大致在800~1200个节点,在1000~1500个单元范围内。随着工作站软件、硬件性能的提高,有限元模型节点数可以增至1500个左右,这样可以减少因简化而略去的构件或构件的一部分,也可以减少以等效构件代替原来的构件,使计算机模拟的结果更加准确和合理。

液压支架计算机模拟试验是液压支架设计与试验的一个新的研究领域,计算机模拟试验仿真软件系统的建立,给液压支架的设计和试验的现代化提供了有力的工具,为支架设计提供科学的参考数据,缩短了设计到生产的周期,产生重大的社会效益和经济效益,因此液压支架计算机仿真软件将有良好的应用前景。

第二节 液压支架计算机模拟试验模型

一、结构的简化和离散化

液压支架计算机模拟试验的主要数学分析工具是有限元分析软件。我们采用的软件是从美国引进的COMOS软件。为了应用COSMOS软件分析计算液压支架,必须对支架的结构进行简化,并离散化。

对液压支架简化的原则是:①液压支架部件轴心的距离和位置不改动;②主要部件和零件的尺寸不改动;③用力学等效部件代替去掉的部件;④次要零件受力小的部分可以简化,如钢筋板、横筋板与顶(或底)盖板交结部以外的顶(底)盖板部分可以简化;⑤简化以后,结构承受载荷的能力不应增强;⑥忽略样机的零部件不会对整架主要结构件的受力状况产生大的影响;⑦简化后使有限元分析计算的CPU时间适中,不能耗费过多的机时,造成费用过高。

根据这些原则,在作整架计算时,主要计算承载件,即底座,顶梁,掩护梁和前、后连杆,可忽略

前梁和尾梁（如果有的话）。

根据支架的主要结构是箱形薄板结构的特点，在离散化时，选取有限元单元以 4 节点 6 个自由度的板壳元为主，而连接构件部件用的销轴，采用梁元模拟，并松弛梁元端部的轴向旋转自由度。

二、结构加载工况和有限元计算的边界条件

《液压支架通用技术条件》对一般支架型式试验、强度试验规定了十几种工况。实践表明，液压支架承受偏载和扭转工况是支架结构损坏的主要原因。因此，我们选取了其中 3 种最危险的受力工况进行液压支架计算和模拟：①顶梁扭转；②顶梁单侧加载；③底座扭转。3 种型式试验工况支架受载情况如图 5-4 所示。

在工作面开采过程中，支架不仅承受立柱的支撑载荷，也承受来自工作面围岩的压力载荷。试验室以加不同的垫块来反映井下支架受围岩作用力的不同状况。如果把垫块对支架的作用力当作外力来考虑，则此状况是超静定系统，用力的平衡方程解不出垫块对支架的作用力。因此在计算中我们不把垫块的作用力当外力处理，而是把垫块的作用当作边界约束条件来处理。对第 1 种工况，顶梁受扭转，如图 5-5 (a) 所示，顶梁顶板其中有 3 个节点固结（即 A、B、C 点），而 AB 点之间的节点限制其垂向平移自由度。底座底板的所有节点，也是限制其垂向平移自由度，其中 D、E 两点为固结点；第 2 种工况，顶梁受单侧偏载，如图 5-5 (b) 所示，其中节点 A、B 为固结点，而 AB 之间的节点则限制其垂直自由度，底座底板约束状态同第 1 种情况；第 3 种工况是底座受扭，如图 5-5 (c) 所示。顶梁顶板的所有节点约束垂向平移自由度，其中 A、C 点固结。底座底板 D、E、F 节点固结，D、F 之间的节点约束垂向平移自由度。

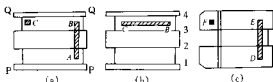


图 5-4 液压支架顶梁、底座 3 种工况加载方式

a—顶梁扭转，工况 1，PP 为左侧，QQ 为右侧；b—顶梁偏载，工况 2，1—4 为顶梁隔板序号；c—底座扭转，工况 3

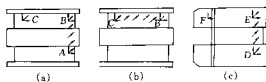


图 5-5 液压支架计算模型边界条件

a—顶梁工况 1，边界约束；b—顶梁工况 2，边界约束；c—底座工况 3，边界约束

三、结构的外载

由于将垫块作为结构的边界约束条件来处理，因此，对于四柱支撑掩护式支架来说，其外载便只有 4 根立柱对顶梁、底座柱窝所加的载荷，而对于两柱掩护式支架来说，除了 2 根立柱对顶梁和底座的柱窝施加的载荷外，还有平衡千斤顶对顶梁和掩护梁施加的载荷。由于柱窝结构过于复杂，因此，在对柱窝简化和离散化时，已经用等效结构代替，这样施加在柱窝上的载荷，则按加权平均的方法分配到相应结构的节点上。从计算的结果分析来看，这种简化是合理的、适当的。

四、结构中部件间连接处的处理

结构中顶梁与掩护梁，掩护梁与前后连杆，以及前后连杆与底座之间均用销轴将两部分铰连在一起。销孔与销轴间的接触点，随着加载方式（工况）和支架高度的不同而不同，尤其是在现场井下生产时，顶、底板对支架施加的载荷方式更是千变万化，接触点随之而变。这类问题是力学上的接触问题。在解决这类问题时，需要给出接触条件和接触边界，因为它非连续介质，非线性问题，故要用迭代法来求解。解题存在的困难是难于给出某种加载方式下的接触边界，同时无法保证在解非线性迭代时的

收敛性。因此，只能够用线弹性的结构来模拟它。我们用梁元来模拟销轴，用增强主筋板销孔处的强度来替代耳板销孔。对于销轴端点采用平移自由度不松弛，使其平移自由度与相应的板壳节点的自由度相同，而松弛轴向往旋转自由度，并增大销轴的刚度的办法处理，这从工程角度来看是允许的、合理的。

五、结构有限元计算模型的建立

首先确定坐标系（如图 5-6 所示）为笛卡尔右手定则坐标系。用简明扼要的草图将上述简化和离散化的每一支架的模型绘出，并标明尺寸、约束条件和载荷，也标明梁元位置。然后，利用液压支架计算机模拟试验仿真软件系统中的有限元前处理软件包，以人机对话的方式，自动和半自动地建立支架的有限元网格、单元、节点、约束条件、载荷及单元的力学、几何特性，并由有限元前处理软件包自动生成 COSMOS 有限元程序的数据文件。

计算机模拟试验与实验室试验的一个不同点是，它是用有限元方法作为模拟试验的数学方法，因此它不仅能够获得试验室试验测点的应力和位移值，而且能获得整架所有结构构件单元形心的应力值和节点位移值，也可以获得所有构件平面的应力和位移等值线图、单元应力和位移色谱图等，还可以获得整架支架有限元网格加载后的变形图。可以比试验室试验获得更多的资料和数据，便于与试验所测数据作比较分析，也可以作结构应力趋势和重点构件的分析。

液压支架是钢构件，对于钢材采用剪应变能理论来研究其屈服（失效）条件，普遍认为为较适当的，而且《液压支架通用技术条件》中规定的应力当量值 σ_s 也服从于此理论。因此模拟试验中的 σ_s 均按剪应变能理论来定义，且其单位为 MPa。

该理论认为，材料每单位的剪应变能达到某值，则发生屈服（失效）。

剪应变能为

$$U_2 = \frac{m+1}{6mE} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]$$

因为，简单拉伸时屈服点应变能为

$$U_2 = \frac{m+1}{3mE} \sigma_s^2$$

因此屈服准则为

$$\sigma_s = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

每个单元形心的 σ_s 值由 COSMOS 程序计算，并由程序转换成有限元后处理软件包的数据文件。

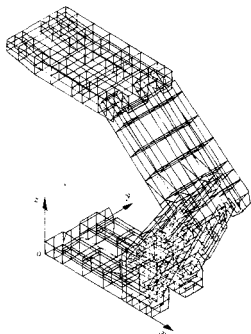


图 5-6 ZZ4800/22/42 型四柱支撑掩护式
液压支架有限元网格

第三节 液压支架计算机模拟试验结果分析

分别选择有代表性的，具有不同结构特点的掩护式和支撑掩护式支架各 4 种进行了模拟试验，做出 8 种支架的应力彩色图谱和应力等值线图册，并且对支架样机进行试验室强度对比试验。对模拟试验结果进行 3 个方面的分析：①支架整体应力分布趋势的分析；②重要构件的应力分析；③与样机实测点应

力的对比分析。8种支架的单元和节点划分见表5-1。

表5-1 模拟试验支架单元和节点划分

支架型号	型式	单元总数	板壳元	梁元	节点数
ZY3500/23/45	二柱掩护式	1 34	1 314	30	1 120
ZY3500/16/38	二柱掩护式	1 290	1 260	30	1 079
ZYL2000/09/20	三柱掩护式	1 496	1 460	30	1 218
ZY6000/25/50	二柱掩护式	2 436	2 406	30	1 806
ZZ4800/22/42	四柱支撑掩护式	996	996	30	818
ZZ5600/15/30K	四柱支撑掩护式	1 031	1 001	30	896
ZZR3000/10/22	四柱支撑掩护式	874	850	24	761
ZFSB4000/17/28	四柱反四连杆放顶煤	2 457	2 427	30	2 053

一、支架整体应力分布趋势

1. 单元应力分布的共同特点

前述液压支架强度试验的3种工况，有其测试的重点部位。工况1主要测试顶梁；工况2主要测试掩护梁；工况3主要测试底座。支架计算机模拟试验结果表明，各种支架对一种工况而言，应力分布有其共同规律。

(1) 工况1应力值较大的部位集中分布在顶梁；工况2应力值较大的部位集中分布在掩护梁，以及掩护梁与顶梁的连接处，包括顶梁的一部分；工况3应力较大部位集中分布在底座。这种分布规律与实验室实测结果相符。

(2) 各种支架不论哪一种工况，柱窝附近的构件单元应力值比远离柱窝附近的构件的单元应力值大。例如支架ZY3500/16/38中顶梁底盖板、柱窝附近其中一单元应力值 σ_x 为212.0 MPa。相隔2个单元应力值 σ_x 下降至100.0~130.0 MPa之间。其余支架都有类似的趋势。

(3) 各种支架在工况1加载时，顶梁单个方垫块的部位，即支架计算机模拟试验有限元网格中边界约束的固节点C，如图5-5所示，其周围构件的单元应力值 σ_x 较大，而且在横筋板中该点所在的单元应力值 σ_x 达到最大值。工况1的最大值均出现在这些单元中。而对于长条垫块AB，即约束点A一侧，也有相对的应力集中，如图5-7所示。

工况2，顶梁加偏载部位，即长条垫块BC靠近掩护梁一侧的构件B端的单元，顶梁与掩护梁连接部分也有相对的应力集中，如图5-8所示。

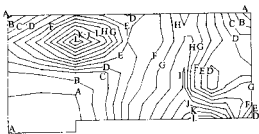


图5-7 ZY3500/16/38 支架工况1

顶梁顶盖板应力等值线

A—1.165E+01; B—2.056E+01; C—2.947+01;
D—3.838E+01; E—4.729E+01; F—5.619E+01;
G—6.510E+01; H—7.401E+01; I—8.292E+01;
J—9.183E+01; K—1.007E+02; L—1.096E+02

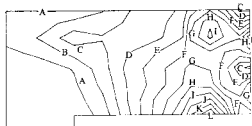


图5-8 ZY3500/16/38 支架工况2

顶梁顶盖板应力等值线

A—1.745E+01; B—3.290E+01; C—4.835E+01;
D—6.380E+01; E—2.925E+01; F—9.470E+01;
G—1.101E+02; H—1.256E+02; I—1.410E+02;
J—1.565E+02; K—1.719E+02; L—1.874E+02

工况3，底座受扭。与工况1有类似的状态，单个垫块F，即约束点F附近的构件应力值较大，甚至在该点所在的横筋板单元应力达到本工况应力的最大值。而长条垫块，即约束点D、E之间，附近

构件有相对的应力集中。

(4) 工况 2 中, 各种支架掩护梁的应力分布规律大致相同: ①在顶梁和掩护梁的连接部位构件单元应力大, 远离连接处构件单元应力逐渐减小; ②为了叙述方便, 把顶梁远离加载侧的主筋板标为第 1 主筋, 其余为第 2、3、4 主筋板 (简称主筋 1、主筋 2、主筋 3、主筋 4、顶梁、底座作同样规定), 掩护梁与前连杆在连接处, 主筋 2 位置上的单元 (假定为 P 点) 应力值相对高, 而主筋 3 所斜对称位置, 即掩护梁与后连杆连接处的单元 (假定为 Q 点) 应力值相对较小, 因此掩护梁应力分布由 P 点到 Q 点呈倾斜下降趋势。

2. 单元应力分布的不同

由于 9 种支架结构上有许多不同点, 因而 9 种支架的应力分布也不相同。

1) 四柱支撑掩护式支架与两柱掩护式支架的不同。

根据上述分析, 在第 1、2 种工况下, 四柱支撑掩护式支架顶梁在 4 个柱窝处及顶梁和掩护梁连接处存在相对的应力集中, 因此顶梁的危险断面有可能出现在柱窝处、两对柱窝之间、后柱与顶梁和掩护梁连接处之间。这样四柱支撑掩护式支架有可能出现 4 个危险断面, 而两柱掩护式支架仅有 2 个柱窝, 因此, 仅可能有 2 个危险断面, 即柱窝处和柱窝与顶梁和掩护梁铰点之间。这种结论与简化计算的结果, 与实验室试验的经验是相符的。同样, 底座也有类似的结论。

同样的理由, 四柱支撑掩护式支架在进行抗扭计算机模拟试验时, 由于外载是由四柱同时加载, 其应力分布状态比两柱掩护式支架仅有两根立柱同时加载, 且有平衡千斤顶的作用要复杂的多。因此两柱掩护式支架进行抗扭试验时, 比四柱支撑掩护式支架较为稳定。

2) 分离式底座与一般刚性整体底座的区别。

ZZ5600/15/30K 是分离式底座的四柱支撑掩护式支架。在型式试验中此类支架无法做底座受扭 (3 点加载) 试验, 即不做工况 3 的试验。而计算机模拟试验, 很容易完成此类支架的试验, 可以获得有参考价值的数据。表 5-2 是该支架的部分应力值, 左侧为第 1、2 主竖筋板构成的左底座, 右侧为第 3、4 主竖筋板构成的右底座, 以及与其相连接的左、右侧前连杆, 后连杆和掩护梁。所选的应力值 σ_x , 对左侧而言是表中标明的构件应力值最大的单元应力, 右侧则选取这些单元对应右侧位置的单元的应力。从表 5-2 中可见, 左底座主筋板最大应力值与对应右侧的应力值之比为 2 倍多, 而底座底盖板为 3 倍多, 前连杆为 22 倍多, 后连杆为 12 倍, 掩护梁主筋板为 2.5 倍多。左右侧构件应力相差较大, 受力不均衡。

表 5-2 ZZ5600/15/30K 部分正应力值 σ 单位: MPa

位 置		底座主筋板	底座底盖板	前连杆	后连杆	掩护梁主竖筋板
左 侧	上表面	264.0	264.0	243.9	122.0	326.8
	下表面	283.0	283.0	261.5	130.8	304.8
右 侧	上表面	122.0	81.3	20.33	60.98	130.8
	下表面	130.0	87.18	21.79	65.38	122.0

而一般支架在工况 3 (受扭) 情况下, 在上述选取单元相似的位置上, 两侧没有如此明显的差别, 而且符合应力分布的一般规律。

3) 单前连杆与双前连杆的差别

ZZR3000/10/22 四柱支撑掩护式支架是单前连杆支架。当支架底座受扭转载荷, 即工况 3 时, 底座和掩护梁主竖 2、3 筋板与主竖 1、4 筋板应力分布差别比较大, 在其相邻的横筋板上同样有较大的差别。在底座主竖 2、3 筋板销孔附近单元中拉应力 σ_x^+ 的最大值为 224.7 MPa, 压应力 σ_x^- 最大值为 236.6 MPa, 而主竖 1、4 筋板相应位置的 σ_x^+ 为 69.15 MPa, σ_x^- 为 78.87 MPa。在相对应的位置上, 与主竖 2、3 筋板相邻的横筋板单元应力 σ_y^+ 最大值为 259.3 MPa, σ_y^- 最大值为 295.8 MPa, 而与主竖 1、4 相邻单元的最大值 σ_y^+ 为 69.15 MPa, σ_y^- 为 98.59 MPa。从所列数值中看出, 与前连杆直接相连

该的构件附近单元的应力值远大于远离前连杆处单元的应力，一般比值为3左右。

为与单前连杆支架作比较，我们选取双前连杆的ZZ4800/22/42支撑掩护式支架作对照，底座第1至第4主竖筋板相似位置上的单元的应力值 σ_x 在120~180 MPa之间，而掩护梁第1~4主竖筋板相似位置上的应力值 σ_x 在60~80 MPa之间，应力分布比较均匀。

在底座受扭时，双前连杆较单前连杆结构稳定。

二、重要构件应力分析

液压支架计算机模拟试验仿真软件可以提供可视化的计算结果，如果需要，可以绘制支架有限元网格中任一平面的应力和位移等值线图，以及任一构件的有限元网格单元应力的色谱图，从而可研究支架任一结构件的应力分布和应力集中状况，了解相邻结构件的相互影响，以便为改进设计提供可视化参考数据。根据8种支架的模拟计算结果，对部分重要构件在不同工况下进行如下应力分析。

(1) 选择ZZ5600/15/30K四柱支撑掩护式支架在工况1顶梁主竖筋板 σ_x 应力等值线图。图5-9、图5-10为顶梁主竖1、2筋板的应力等值线图，阴影部分a区是受立柱外载引起的前、后柱及前、后柱之间的应力集中区，应力值为70 MPa左右，而b区是垫块（如图5-4所示）AB的B端引起的相对



图 5-9 ZZ5600/15/30K 支架工况 1 顶梁第 1 主竖筋板应力等值线

A—8.120E+00; B—1.386E+01; C—1.960E+01; D—2.535E+01; E—3.109E+01; F—3.683E+01;
G—4.257E+01; H—4.832E+01; I—5.406E+01; J—5.980E+01; K—6.554E+01; L—7.129E+01



图 5-10 ZZ5600/15/30K 支架工况 1 顶梁第 2 主竖筋板应力等值线

A—1.459E+01; B—2.044E+01; C—2.629E+01; D—3.214E+01; E—3.799E+01; F—4.384E+01;
G—4.969E+01; H—5.554E+01; I—6.138E+01; J—6.723E+01; K—7.308E+01; L—7.893E+01

应力集中区。图5-11为支架顶梁主竖3筋板应力等值线图，受垫块C和前立柱的联合影响，产生阴影a区的应力集中区，应力值为100 MPa左右。图5-12为支架顶梁主竖4筋板，阴影a区主要是由垫块C引起的应力集中区，应力值在88~96 MPa之间，而b区则是垫块C及前、后立柱引起的应力集中区，应力值在88~96 MPa之间。

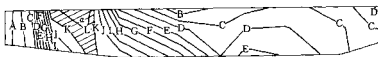


图 5-11 ZZ5600/15/30K 支架工况 1 顶梁
第 3 主竖筋板应力等值线

A—2.199E+01; B—2.959E+01; C—3.719E+01; D—4.479E+01; E—5.239E+01; F—5.999E+01;
G—6.758E+01; H—7.518E+01; I—8.278E+01; J—9.038E+01; K—9.798E+01; L—1.056E+02

(2) 选取ZY3500/23/45两柱掩护式液压支架工况1顶梁竖筋板 σ_x 应力等值线图。图5-13为顶梁边筋的应力等值线图。a区为柱窝附近相对应力集中区，远离柱窝应力逐渐缩小。图5-14为顶梁主竖



图 5-12 ZY5600/15/30K 支架工况 1 顶梁

第 4 主竖筋板应力等值线

A—1.189E+01; B—1.953E+01; C—2.716E+01; D—3.480E+01; E—4.244E+01; F—5.007E+01;
G—5.771E+01; H—6.535E+01; I—7.298E+01; J—8.062E+01; K—8.826E+01; L—9.589E+01

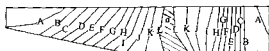


图 5-13 ZY3500/23/45 支架工况 1 顶梁侧筋板
应力等值线

A—9.220E+00; B—1.307E+01; C—1.692E+01; D—
2.077E+01; E—2.465E+01; F—2.848E+01; G—3.233E
+01; H—3.618E+01; I—4.003E+01; J—4.388E+01;
K—4.773E+01; L—5.158E+01

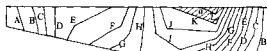


图 5-14 ZY3500/23/45 支架工况 1 第 1 主竖筋板
应力等值线

A—1.323E+01; B—1.951E+01; C—2.579E+01; D—
3.207E+01; E—3.834E+01; F—4.462E+01; G—5.090E
+01; H—5.717E+01; I—6.345E+01; J—6.973E+01;
K—7.601E+01; L—8.228E+01

1 筋板应力等值线图, 在柱窝与垫块的双重影响下的应力集中区 α , 远离此区应力逐渐缩小。应力集中区应力值在 76—82.3 MPa 之间。图 5-15 为顶梁主竖 2 筋板应力等值线图, 由于顶梁受扭, 并受垫块 AB、垫块 C 立柱和千斤顶的综合影响, 应力集中区移至柱窝前方 (见图 5-15 中 b 区), 应力值在 70—75 MPa 之间。而在对应主竖 1 筋板应力集中区 a 区的相似位置上, 由于平衡千斤顶起到平衡作用未形成应力集中区。图 5-16 为顶梁第 3 主竖筋板应力等值线图, 图中 α 区是应力集中区, 应力值在 96—



图 5-15 ZY3500/23/45 支架工况 1 顶梁
第 2 主竖筋板应力等值线

A—1.932E+01; B—2.436E+01; C—2.940E+01; D—
3.444E+01; E—3.948E+01; F—4.452E+01; G—4.956E+
01; H—5.460E+01; I—5.964E+01; J—6.468E+01; K—
6.972E+01; L—7.476E+01

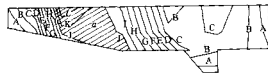


图 5-16 ZY3500/23/45 支架工况 1 顶梁
第 3 主竖筋板应力等值线

A—2.305E+01; B—3.126E+01; C—3.947E+01; D—
4.768E+01; E—5.588E+01; F—6.409E+01;
G—7.230E+01; H—8.051E+01; I—8.872E+01; J—
9.693E+01; K—1.051E+02; L—1.133E+02

110 MPa 之间, 在柱窝前方, 是立柱与垫块 C 相互影响形成的应力集中区。平衡千斤顶和立柱, 以及垫块 AB 作用相互平衡, 没有构成应力集中区。与主竖 2 筋板相比, 应力集中区前移, 靠近垫块 C 的位置, 应力值较大。图 5-17 为支架顶梁主竖 4 筋板的应力等值线图, 应力集中区与主竖 3 筋板相似, 应力值为 100 MPa 左右。

综上所述两个支架竖筋板应力分布状况, 加载方式和立柱的作用力形成应力集中区的分布状况是比较清楚的, 且四柱支撑掩护式支架和两柱掩护式支架应力集中区也有明显的区别。两柱掩护式支架应力集中区一般仅有一个, 而四柱支撑掩护式支架应力集中区一般出现两个。相同点是第 3、4 主竖筋板在垫块 C 与前立柱之间都有应力集中区, 且应力值相对高一些。

(3) 选取 ZZ4800/22/42 支架工况 2, 掩护梁第 1—4 主竖筋板的应力等值线图。从图 5-18 至图 5

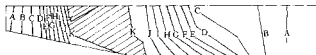


图 5-17 ZY3500/23/45 支架工况 1 顶梁
第 4 主竖筋板应力等值线

A—1.737E+01; B—2.543E+01; C—3.350E+01; D—
4.156E+01; E—4.962E+01; F—5.768E+01; G—6.574E
+01; H—7.381E+01; I—8.187E+01; J—8.993E+01;
K—9.799E+01; L—1.061E+02



图 5-18 ZZ4800/22/42 支架工况 2 掩护梁
第 1 主竖筋板应力等值线

A—9.813E+00; B—1.572E+01; C—2.162E+01; D—
2.752E+01; E—3.343E+01; F—3.933E+01; G—4.524E
+01; H—5.114E+01; I—5.704E+01; J—6.295E+01;
K—6.885E+01; L—7.476E+01

-21 中看出, 应力集中区均在相似的位置上, 主竖 1 筋板应力值在 63~75 MPa 之间, 主竖 2 筋板应力

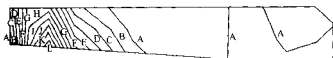


图 5-19 ZZ4800/22/42 支架工况 2 掩护梁第 2 主竖筋板应力等值线

A—3.850E+01; B—5.611E+01; C—7.373E+01; D—9.135E+01; E—1.090E+02; F—1.266E+02;
G—1.442E+02; H—1.618E+02; I—1.794E+02; J—1.970E+02; K—2.147E+02; L—2.323E+02

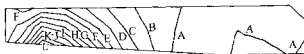


图 5-20 ZZ4800/22/42 支架工况 2 掩护梁第 3 主竖筋板应力等值线

A—2.515E+01; B—3.987E+01; C—5.459E+01; D—6.930E+01; E—8.402E+01; F—9.874E+01;
G—1.135E+02; H—1.282E+02; I—1.429E+02; J—1.576E+02; K—1.723E+02; L—1.870E+02

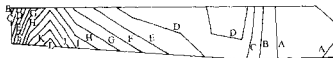


图 5-21 ZZ4800/22/42 支架工况 2 掩护梁第 4 主竖筋板应力等值线

A—3.140E+01; B—3.795E+01; C—4.450E+01; D—5.105E+01; E—5.760E+01; F—6.415E+01;
G—7.070E+01; H—7.725E+01; I—8.381E+01; J—9.036E+01; K—9.691E+01; L—1.035E+02

值在 180~230 MPa 之间, 主竖 3 筋板的应力值在 142~187 MPa 之间, 主竖 4 筋板应力值在 84~104 MPa 之间, 主竖 2、3 筋板比主竖 1、4 筋板的应力值大些。由于顶梁受偏载, 在顶梁主竖 3、4 筋板之间有约束边界条件, 因此掩护梁第 3 与第 4 主竖筋板上方 z 轴方向位移受阻。当受立柱支撑力作用时, 顶梁左侧 z 轴方向翘起, 掩护梁跟着运动, 于是, 主竖 1 筋板接近顶梁处 z 轴方向位移最大, 但因上方受阻相对少, 应变相对小, 应力值相对小。主竖 2、3 筋板相应位置位移逐渐变小, 上方受阻逐渐加大, 但应变相对大, 因此主竖 2、3 筋板应力值相对大。主竖 4 筋板相应位置位移和应变较小, 应力值相对小。

(4) 选取 ZY3500/23/45 支架工况 2 掩护梁竖筋板应力等值线图。图 5-22 至图 5-25 为掩护梁主竖 1 筋板至主竖 4 筋板的应力等值线图, 由于与 ZZ4800/22/42 支架相同原因, 主竖 2、3 筋板的应力集

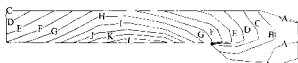


图 5-22 ZY3500/23/45 支架工况 2 掩护梁
第 1 主竖筋板应力等值线

A—7.378E+00; B—1.299E+01; C—1.861E+01; D—2.422E+01; E—2.983E+01; F—3.545E+01; G—4.106E+01; H—4.668E+01; I—5.229E+01; J—5.790E+01; K—6.352E+01; L—6.913E+01

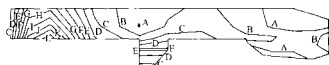


图 5-23 ZY3500/23/45 支架工况 2 掩护梁
第 2 主竖筋板应力等值线

A—2.667E+01; B—4.223E+01; C—5.779E+01; D—7.335E+01; E—8.891E+01; F—1.045E+02; G—1.200E+02; H—1.356E+02; I—1.512E+02; J—1.667E+02; K—1.823E+02; L—1.978E+02

中区应力值大于主竖 1、4 筋板。不同的是, ZY3500/23/45 支架是两柱掩护式支架, 由于平衡千斤顶的影响, 主竖 2、3 筋板的应力集中区更靠近顶梁, 其应力值分别在 151~198 MPa 和 175~231 MPa 之间。而主竖 1 筋板应力集中区有两部分, 因受左侧筋板的影响, 应力值较小, 在 60~65 MPa 之间。主竖 4 筋板因没有平衡千斤顶, 应力集中区较宽些, 应力值在 105~135 MPa 之间, 与右侧护板的应力集中区的位置相似。

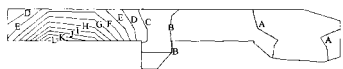


图 5-24 ZY3500/23/45 支架工况 2 掩护梁第 3 主竖筋板应力等值线

A—2.707E+01; B—4.560E+01; C—6.414E+01; D—8.268E+01; E—1.012E+02; F—1.197E+02; G—1.383E+02; H—1.568E+02; I—1.754E+02; J—1.939E+02; K—2.124E+02; L—2.310E+02

(5) 选取 ZZR3000/10/22 支架工况 3 底座主竖筋板应力等值线图。底座受扭, 垫块 DE、垫块 F 和四柱作用力的影响, D 点和 F 点附近应力值较高。图 5-26 的应力集中区正是由后立柱与垫块 D 点相互作用引起的, 应力值在 110~161 MPa 之间。图 5-27 中有两个应力集中区, 前端 a 区, 应力值在 101~172 MPa 之间, 是由前立柱与垫块 F 相互作用形成的, 而前连杆相连处也有

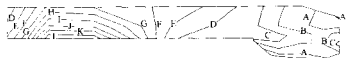


图 5-25 ZY3500/23/45 支架工况 2 掩护梁第 4 主竖筋板应力等值线

A—2.439E+01; B—3.443E+01; C—4.447E+01; D—5.450E+01; E—6.454E+01; F—7.458E+01; G—8.462E+01; H—9.466E+01; I—1.047E+02; J—1.147E+02; K—1.248E+02; L—1.348E+02



图 5-26 ZZR3000/10/22 支架工况 3 底座
第 1 主竖筋板应力等值线

A—1.851E+01; B—3.150E+01; C—4.449E+01; D—5.748E+01; E—7.047E+01; F—8.346E+01; G—9.645E+01; H—1.094E+02; I—1.224E+02; J—1.354E+02; K—1.484E+02; L—1.614E+02

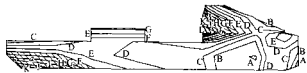


图 5-27 ZZR3000/10/22 支架工况 3 底座
第 2 主竖筋板应力等值线

A—4.263E+01; B—5.436E+01; C—6.609E+01; D—7.782E+01; E—8.955E+01; F—1.013E+02; G—1.130E+02; H—1.247E+02; I—1.365E+02; J—1.482E+02; K—1.599E+02; L—1.717E+02

个应力集中区, 即 b 区, 应力值在 101~171 MPa 之间, 主要是由后立柱与单前连杆相互作用引起的。主竖 1 筋板相应位置上没有形成应力集中区。图 5-28 为主竖 3 筋板应力等值线图, 由于底座受扭, 前

端 a 区应力集中区增大, 应力值也增大, 在 $130 \sim 167 \text{ MPa}$ 之间, 而 b 区缩小, 应力减小, 在 $93 \sim 105 \text{ MPa}$ 之间, 单前连杆与后立柱作用减弱。图 5-29 为主竖 4 筋板应力等值线图, 因不与单前连杆相连, b 应力集中区不存在, 垫块 F 的作用力减小, 前柱窝附近存在应力集中区 a , 应力值在 $96 \sim 104 \text{ MPa}$ 之间。另外由于后垫块 DE 的 E 端的作用, 有一个应力较小的相对应力集中区 b , 应力值在 $36 \sim 53 \text{ MPa}$ 之间。

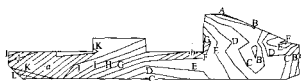


图 5-28 ZZR3000/10/22 支架工况 3 底座
第 3 主竖筋板应力等值线

A— $3.077\text{E}+01$; B— $4.322\text{E}+01$; C— $5.568\text{E}+01$;
D— $6.813\text{E}+01$; E— $8.058\text{E}+01$; F— $9.303\text{E}+01$;
G— $1.055\text{E}+02$; H— $1.179\text{E}+02$; I— $1.304\text{E}+02$;
J— $1.428\text{E}+02$; K— $1.553\text{E}+02$; L— $1.677\text{E}+02$

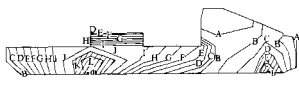


图 5-29 ZZR3000/10/22 支架工况 3 底座
第 4 主竖筋板应力等值线

A— $1.128\text{E}+01$; B— $1.975\text{E}+01$; C— $2.821\text{E}+01$;
D— $3.668\text{E}+01$; E— $4.515\text{E}+01$; F— $5.361\text{E}+01$;
G— $6.208\text{E}+01$; H— $7.055\text{E}+01$; I— $7.902\text{E}+01$;
J— $8.748\text{E}+01$; K— $9.595\text{E}+01$; L— $1.044\text{E}+02$

(6) 选取 ZY3500/16/38 支架工况 3 底座主竖筋板应力等值线图。图 5-30 和图 5-31 中主竖 1、2 筋板的应力集中区, 主要是由立柱与垫块 D 端相互作用引起的, 应力值分别在 $121 \sim 134 \text{ MPa}$ 和 $105 \sim$

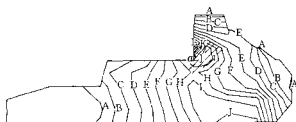


图 5-30 ZY3500/16/38 支架工况 3 底座
第 1 主竖筋板应力等值线

A— $1.700\text{E}+01$; B— $3.003\text{E}+01$; C— $4.305\text{E}+01$;
D— $5.608\text{E}+01$; E— $6.911\text{E}+01$; F— $8.214\text{E}+01$;
G— $9.517\text{E}+01$; H— $1.082\text{E}+02$; I— $1.212\text{E}+02$;
J— $1.343\text{E}+02$; K— $1.473\text{E}+02$; L— $1.603\text{E}+02$

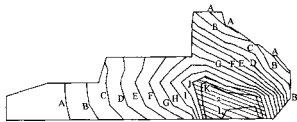


图 5-31 ZY3500/16/38 支架工况 3 底座
第 2 主竖筋板应力等值线

A— $1.276\text{E}+01$; B— $2.303\text{E}+01$; C— $3.330\text{E}+01$;
D— $4.357\text{E}+01$; E— $5.384\text{E}+01$; F— $6.411\text{E}+01$;
G— $7.438\text{E}+01$; H— $8.465\text{E}+01$; I— $9.492\text{E}+01$;
J— $1.052\text{E}+02$; K— $1.155\text{E}+02$; L— $1.257\text{E}+02$

125 MPa 之间。主竖 1 筋板还有一个较高值的应力集中区 a 区, 应力值在 $121 \sim 160 \text{ MPa}$ 之间。由于底座底盖板是分离式的两块, 底座底部不相连, 在受扭的情况下, 底座后端箱形结构受力, 扭矩大的位置应力集中产生高应力区。图 5-32 和图 5-33 为主竖 3、4 筋板的应力等值线图, 由图中看出, 主竖 3 筋板的应力集中区为两块, 即 a 区、 b 区, 应力值均在 $100 \sim 131 \text{ MPa}$ 之间, 而第 4 主竖筋板应力集中区 a 和 b 连成一片, 应力值在 $100 \sim 132 \text{ MPa}$ 之间, 应力集中区远比第 3 主竖筋板大得多。第 3、4 主竖筋板比第 1、2 主竖筋板的应力集中区范围大得多, 而且增加了主竖筋板前端的应力集中区。造成这种应力分布状况的原因是, 底座底盖板为分离式底盖板, 底座底部不相连, 前端有过桥和一些盖板相连, 后端有箱形结构相连, 当底座受扭时, 前端扭矩通过过桥作用于主竖 3、4 筋板, 而垫块 F 起约束作用, 使这两主竖筋板产生应力集中, 主竖 4 比主竖 3 距立柱远, 扭矩大, 因此应力集中区大、应力值大。在主竖 1、2 筋板前端板无约束边界条件, 平移不受限制, 故前端无应力集中区。

(7) 选取 ZZ4800/22/42 支架 1、2 种工况顶梁顶盖板应力等值线图。图 5-34 为在工况 1 时顶梁顶



图 5-32 ZY3500/16/38 支架工况 3 底座
第 3 主整筋板应力等值线

A—1.628E+01; B—2.672E+01; C—3.716E+01;
D—4.761E+01; E—5.805E+01; F—6.849E+01;
G—7.894E+01; H—8.938E+01; I—9.983E+01;
J—1.103E+02; K—1.207E+02; L—1.312E+02

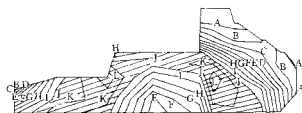


图 5-33 ZY3500/16/38 支架工况 3 底座
第 4 主整筋板应力等值线

A—1.370E+01; B—2.445E+01; C—3.521E+01;
D—4.596E+01; E—5.672E+01; F—6.747E+01;
G—7.823E+02; H—8.898E+01; I—9.973E+01;
J—1.105E+02; K—1.212E+02; L—1.320E+02

板应力等值线图, 有两个应力集中区, a 区和 b 区。 a 区应力值在 98~146 MPa 之间, b 区应力值在 98~134 MPa 之间。因顶梁受扭, b 区是由前立柱与垫块 C 相互作用形成的, a 区是由后立柱与垫块 AB 的 A 端相互作用而形成。图 5-35 为工况 2 顶盖板应力等值线图, 在顶梁受单侧偏载的情况下, 形成顶梁与掩护梁相接合部顶盖板的应力集中, 其应力值在 119~199 MPa 之间。

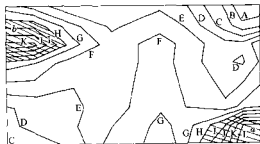


图 5-34 ZZ4800/22/42 支架工况 1 顶梁顶板
应力等值线

A—1.424E+01; B—2.625E+01; C—3.825E+01;
D—5.026E+01; E—6.227E+01; F—7.428E+01;
G—8.629E+01; H—9.830E+01; I—1.103E+02;
J—1.223E+02; K—1.343E+02; L—1.463E+02

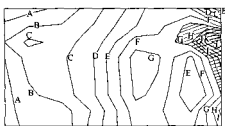


图 5-35 ZZ4800/22/42 支架工况 2 顶梁顶
盖板应力等值线

A—2.171E+01; B—3.785E+01; C—5.399E+01;
D—7.013E+01; E—8.627E+01; F—1.024E+02;
G—1.186E+02; H—1.347E+02; I—1.508E+02;
J—1.670E+02; K—1.831E+02; L—1.993E+02

(8) 选取 ZY3500/16/38 两柱掩护式支架工况 1 和工况 2 顶梁顶盖板应力等值线图。工况 1 如图 5-36 所示, 支架为整体顶梁, 顶盖板受扭, 产生 a 区和 b 区应力集中区, 由于是两柱掩护式支架, 前端受力集中区 b 靠后, 后端应力集中区 a 靠前, a 、 b 区应力值分别在 83~110 MPa 和 74~110 MPa 之间。图 5-37 为工况 2 顶盖板应力等值线图, 图中两个应力集中区 a 和 b 的应力值分别在 110~198 MPa 和 110~141 MPa 之间。应力集中区的产生是由于顶梁受偏载, 左立柱与掩护梁作用形成 a 应力集中区, 右立柱与垫块 BF 之 B 端, 及掩护梁作用形成应力集中区 b , 同时在顶梁和掩护梁之间也形成相对应力集中区。

综上所述, 两种支架的顶梁顶盖板应力集中区在工况 1 和工况 2 时有相似之处, 也有不同之处, 对研究四柱支撑掩护式和两柱掩护式支架提供了一定的参考数据, 当然还应该考虑其他因素, 如有前梁及筋板布置不同引起的差别。

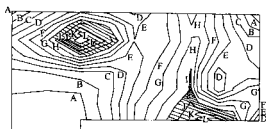


图 5-36 ZY3500/16/38 支架工况 1 顶梁
顶盖板应力等值线

A—1.165E+01; B—2.056E+01; C—2.947E+01;
D—3.838E+01; E—4.729E+01; F—5.619E+01;
G—6.510E+01; H—7.401E+01; I—8.292E+01;
J—9.183E+01; K—1.007E+02; L—1.096E+02



图 5-37 ZY3500/16/38 支架工况 2 顶梁
顶盖板应力等值线

A—1.745E+01; B—3.290E+01; C—4.835E+01;
D—6.380E+01; E—7.925E+01; F—9.470E+01;
G—1.103E+02; H—1.256E+02; I—1.410E+02;
J—1.565E+02; K—1.719E+02; L—1.874E+02

三、模拟试验与样机试验结果的对比分析

为了验证模拟试验的精度，我们在国家煤矿支护设备检测中心对 6 种支架样机进行了对比强度试验，部分数据见表 5-3 至表 5-8。

表 5-3 ZZ4800/22/42 型支架模拟试验与实测结果对照

工 况	测 点 号	计 算 结 果	实 测 结 果	相 对 误 差 (%)	部 位
2	3	205.2	202.0	+1.6	顶 梁
2	7	265.6	229.8	+15.6	掩护梁
2	8	289.8	237.5	+22.2	掩护梁
3	14	107.4	107.4	+0	底 座
3	15	236.2	256.0	-7.7	底 座
3	16	236.2	249.0	-5.1	底 座
3	17	279.2	252.0	-20.7	底 座

表 5-4 ZZ5600/15/30 支架模拟试验与实测结果对照

工 况	测 点 号	计 算 结 果	实 测 结 果	相 对 误 差 (%)	部 位
1	3	239.5	223.8	+7.0	顶 梁
2	5	219.7	201.5	+9.0	掩护梁
2	6	188.3	175.4	+7.4	掩护梁
2	7	251.1	254.5	-1.3	掩护梁

表 5-5 ZZR3000/10/22 支架计算机仿真模拟试验与实测结果对照

工 况	测 点 号	计 算 结 果	实 测 结 果	相 对 误 差 (%)	部 位
2	6	154.4	189.0	-18.3	掩护梁
2	7	231.5	317.2	-27.0	掩护梁
2	8	154.4	227.6	-32.2	掩护梁
2	11	180.1	207.0	-13.0	后连杆
3	15	175.4	153.0	+14.6	底 座
3	16	116.9	175.9	-33.5	底 座

表 5-6 ZY3500/23/45 支架模拟试验与实测结果对照

工 况	测 点 号	计 算 结 果	实 测 结 果	相 对 误 差 (%)	部 位
1	5	100.7	107.8	-6.6	顶 梁
2	6	188.0	228.0	-17.5	掩护梁
2	8	249.7	253.1	-1.3	掩护梁
2	11	114.9	154.1	-25.4	后连杆
2	12	125.4	156.1	-19.7	后连杆
3	15	126.0	128.8	-2.2	底 座
3	16	145.4	168.6	-13.8	底 座

表 5-7 ZY3500/16/38 支架模拟试验与实测结果对照

工 况	测 点 号	计 算 结 果	实 测 结 果	相 对 误 差 (%)	部 位
1	2	169.0	161.7	+4.5	顶 梁
2	6	232.3	223.7	+3.8	掩护梁

表 5-8 ZYL2000/09/20 支架模拟试验与实测结果对照

工 况	测 点 号	计 算 结 果	实 测 结 果	相 对 误 差 (%)	部 位
1	1	144.9	158.0	-8.3	顶 梁
1	2	190.2	209.0	-9.0	顶 梁
1	5	217.3	191.0	+13.8	顶 梁
2	7	317.0	325.0	-2.5	掩护梁
2	9	301.0	337.0	-10.7	掩护梁
3	13	222.9	252.0	-11.5	过 桥
3	15	200.6	214.0	-6.2	底 座
3	17	189.4	157.0	+20.6	底 座

表 5-3 至表 5-8 中所列相对误差是由测试误差和计算误差两部分组成，其中测试误差由于受电阻应变片贴片质量的影响，个别点的测试误差较大是可能的。通过 6 种支架模拟试验有限元计算结果与实测结果对比分析表明，模拟试验计算结果与样机试验实测结果基本吻合，应力分布规律与试验实测结果一致，证明 SSIS 液压支架模拟试验仿真软件系统是可靠的，是进行液压支架设计研究的有效工具和型式试验的重要辅助手段。

随着微机技术的迅猛发展，为液压支架模拟试验仿真提供了更加方便、有效的软硬件环境。目前，北京开采研究所已成功开发出微机环境下液压支架模拟试验仿真软件系统，并已在多种支架设计中广泛应用。

第六章 液压支架参数优化设计与 CAD

第一节 优化设计方法概论

随着综采技术的发展,对液压支架设计提出了更高的要求,既要保证完善的性能和高可靠性,又要尽可能地减轻重量。由于煤矿地质条件的复杂性及使用习惯和经验的影响,决定了液压支架是一种更新快、多品种发展的设备,常常需要针对某个矿的具体条件来设计一种适应的架型。参数优化设计是液压支架设计的重要任务,也是保证综采成功的关键因素之一。常用液压支架优化设计方法有以下几种。

一、经验作图法优化设计

这是一种传统的设计方法,设计师依靠丰富的设计经验,通过大量的作图、分析、比较,优选出满意的方案。这种方法其设计方案的优劣取决于设计师的水平,且费时,局限性大,但其设计方案可以准确反映设计者的设计思想和经验,在一定程度上是计算机不能完全替代的。

二、力学准则法

通过作图确定初步方案,借助计算机进行力学分析,按照一定的力学准则判断和修改设计,达到优化的结果。这种方法因其作图和力学分析是分别进行的,从理论上讲不能获得最佳方案,有较大的局限性,但目前仍在液压支架设计中仍是一种常用方法。

三、数学规划法

液压支架数学规划法优化设计是在计算机技术发展和系统分析的基础上发展起来的。数学规划法包括线性规划、非线性规划、动态规划和几何规划等。对于液压支架结构参数优化而言,由于目标函数的约束函数都是非线性的,因此,只采用非线性规划。经理论分析和支架优化程序调试及实际使用对比分析,下列方法对于液压支架参数优化设计较为有效。

1. 罚函数法

液压支架优化问题是一个多约束的非线性函数的最优化问题,采用罚函数法尽管收敛速度较慢,但结果一般比较可靠。因此,在工程优化实际应用中被普遍采用。罚函数法的一个重要特点,就是将原来的约束优化问题变成一序列无约束的极小化问题来求解,其一般形式为

$$\min f(x) = \sum_{i=1}^k W_i f_i(x) \quad (x \in E^n)$$
$$\text{s.t.} \begin{cases} g_i(x) \geq 0 & (i = 1, 2, \dots, m) \\ h_j(x) = 0 & (j = 1, 2, \dots, r) \end{cases}$$

不等式约束 $g_i(x)$ 用内点法构造惩罚项,等式约束 $h_j(x)$ 用外点法构造惩罚项,定义罚函数为

$$P(x, r) = f(x) + r \sum_{i=1}^m \frac{1}{g_i(x)} \frac{1}{\sqrt{r}} \sum_{j=1}^r [h_j(x)]^2$$

式中 r ——罚因子,是一个递减的无穷正数数列。

若 $r = r^{(k)}$ 极小化罚函数 $P(x, r^{(k)})$, 则可求得相应的极值点 $x(r^{(k)})$ 。对于一序列罚因子

$\{r^{(k)}\}$, 当 $k \rightarrow \infty$ 时, $r^{(k)} \rightarrow 0$, 在适当条件下, 其相应的极小点 $x(r^{(k)})$ 使

$$\lim_{k \rightarrow \infty} \left\{ r^{(k)} \sum_{i=1}^m \frac{1}{g_i(x)} \right\} = 0$$

$$\lim_{k \rightarrow \infty} \left\{ \frac{1}{\sqrt{r^{(k)}}} \sum_{i=1}^q [h_i(x)]^2 \right\} = 0$$

于是就有 $\lim_{k \rightarrow \infty} P(x(r^{(k)})) = f(x)$, 当 k 充分大时, $x(r^{(k)})$ 点可取为近似最优解。

2. 可变容差法

可变容差法也称伸缩保差法 (The flexible tolerance method), 是将多约束最优化问题转化成单约束的最优化问题, 其一般形式为

$$\begin{aligned} \min f(x) \quad & (x \in E^n) \\ \text{s.t. } \Phi^{(k)} - T(x) & \geq 0 \end{aligned}$$

其中 $\Phi^{(k)}$ 称为公差准则函数, 表示在第 k 步探索时给定的可变允许“公差”, 是一个下降序列, 随着迭代次数的增加, 逐渐趋近到 0, 即

$$\Phi^{(0)} \geq \Phi^{(1)} \geq \Phi^{(2)} \geq \dots \geq \Phi^{(k)} \geq 0$$

$T(x)$ 为约束破坏估计量, 表示变量不满足约束的程度。

$$T(x) = \left\{ \sum_{i=1}^m [h_i(x)]^2 + \sum_{j=m+1}^q u_j [g_j(x)]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

式中 u_j ——海维赛特算符, 当 $g_j(x) \geq 0$ 时, 取 $u_j = 0$, 否则取 $u_j = 1$ 。

可变容差法是将优化的约束区域适当伸缩, 并在近似可行概念的基础上, 借用非线性单纯形法来求解非线性规划问题。

3. 复合法

复合法用于求解具有不等式约束的多变量 (一般在 20 个以内) 的优化设计问题, 其一般形式为

$$\begin{aligned} \min f(x) \quad & (x \in E^n), \\ \text{s.t. } \begin{cases} g_k(x) = g_k(x_1, x_2, \dots, x_n) \geq 0 & (k = 1, 2, \dots, p) \\ a_i \leq x_i \leq b_i & (i = 1, 2, \dots, n) \end{cases} \end{aligned}$$

本方法是在非线性约束的 n 维设计空间内, 取 $2n$ 个顶点构成复形, 然后对复形的各顶点函数值逐一进行比较, 不断地去掉最坏点, 代之以既能使目标函数有所改进, 又满足约束条件的新点, 逐步调向最优点。

四、枚举法参数优选

枚举法参数优选设计是以液压支架四连杆机构运动和受力的解析分析为基础, 借助计算机采用多重循环, 简单枚举法优选出满意的方案。这种方法虽然不可能获得全局的最优解, 但在一定范围内寻找较优的可行方案是一种简单而有效的方法。

第二节 液压支架总体参数优化设计

利用计算机进行支架总体结构参数的优化设计, 不仅可以大大提高支架总体方案在力学、运动学和结构上的科学性, 获得最佳设计方案, 而且可大大提高设计速度和设计质量。本书主要探讨掩护式液压支架总体结构参数优化设计的方法, 因为掩护式支架是国内广泛应用的主要架型之一。同时, 由于平衡千斤顶使掩护式支架的力学特征较支撑掩护式更复杂, 因此, 本节所阐述的基本原理可以推广应用于支撑掩护式支架的优化设计。

一、总体结构参数优化数学模型

1. 设计变量

在不考虑平衡千斤顶作用的情况下,影响支架性能的独立可变结构参数主要有 12 个: L_1 、 L_2 、 L_3 、 L_4 、 L_{15} 、 L_{18} 、 H_0 、 x_K 、 y_K 、 y_R 、 L_5 、 x_D , 取其为优化设计变量, 即

$x = [L_1, L_2, L_3, L_4, L_{15}, L_{18}, H_0, x_K, y_K, y_R, L_5, x_D]^T = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10}, x_{11}, x_{12}]^T$ (如图 6-1 所示), 而 L_6 及 y_D 从结构强度上考虑应大一些为好, 但受到支架调高限制, 故不作为优化设计变量, 而根据结构要求确定。

2. 目标函数

支架设计要求连杆力尽可能小, 结构尺寸紧凑, 掩护梁最大弯矩最小, 支护效率最高。

其单目标函数分别为

$$f_1(x) = |F_K| + |F_R|$$

$$f_2(x) = \sum_{i=1}^9 q_i x_i$$

$$f_3(x) = M_w$$

$$f_4(x) = -\eta$$

式中 F_K ——支架前连杆力;

F_R ——支架后连杆力;

q_i ——各尺寸当量线性密度 (统计值);

x_i ——支架结构参数 (参变量);

M_w ——掩护梁最大弯矩;

η ——支护效率。

由于在采高范围内, $f_1(x)$ 、 $f_3(x)$ 、 $f_4(x)$ 都是变化的, 因此分别取工作高度范围内目标函数的最大值作为其目标函数的代表值。这是一个多目标优化问题, 采用线性组合法构造一个四连杆机构综合评价函数作为统一的目标函数。

$$\min F(x) = W_1 F_1(x) + W_2 F_2(x) + W_3 F_3(x) + W_4 F_4(x)$$

式中 W_1 、 W_2 、 W_3 、 W_4 ——加权因子。

4 个分目标函数量纲不同, 数量级也相差悬殊, 因此需对各分目标进行无量纲化处理, 并使之达到数量级一致。取权相等, 即 $W_1 = W_2 = W_3 = W_4 = 1$, 处理后的分目标函数为

$$F_1(x) = \left| \frac{F_K}{2P} \right| + \left| \frac{F_R}{2P} \right|$$

$$F_2(x) = \sum_{i=1}^9 q_i \frac{x_i}{H_{\max}}$$

$$F_3(x) = \frac{M_w}{2P[L_{3\min}]}$$

$$F_4(x) = -\eta$$

式中 P ——立柱工作阻力;

H_{\max} ——支架最大高度;

$[L_{3\min}]$ ——允许 L_3 的最小值。

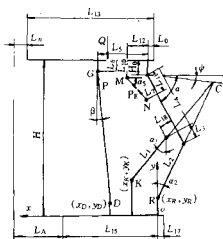


图 6-1 两柱掩护式支架参数

3. 约束条件

(1) 梁端 E 点水平摆幅: $g_1(x) = [\Delta x] - \Delta x_E \geq 0$ 。

(2) 掩护梁波角: $g_2(x) = [\alpha_{\max}] - \alpha \geq 0$

$$g_3(x) = \alpha - [\alpha_{\min}] \geq 0$$

(3) 前连杆摆角: $g_4(x) = \alpha_1 \geq 0$ 。

(4) 后连杆摆角: $g_5(x) = \alpha_2 \geq 0$ 。

(5) 瞬心与 E 点连线与水平夹角: $g_6(x) = \psi \geq 0$ 。

(6) 掩护梁与顶梁铰点至顶面的距离:

$$g_7(x) = h_0 - [h_{0\min}] \geq 0$$

$$g_8(x) = [h_{0\max}] - h_0 \geq 0$$

(7) 前后连杆与掩护梁铰点间的距离:

$$g_9(x) = L_3 - [L_{3\min}] \geq 0$$

$$g_{10}(x) = [L_{3\max}] - L_3 \geq 0$$

(8) 前连杆与底座铰点的位置:

$$g_{11}(x) = x_K - [x_{K\min}] \geq 0$$

$$g_{12}(x) = [x_{K\max}] - x_K \geq 0$$

$$g_{13}(x) = y_K - [y_{K\min}] \geq 0$$

$$g_{14}(x) = [y_{K\max}] - y_K \geq 0$$

(9) 后连杆下铰点高度:

$$g_{15}(x) = y_R - [y_{R\min}] \geq 0$$

$$g_{14}(x) = [y_{R\max}] - y_R \geq 0$$

(10) 限制连杆上铰点位于掩护梁中心线以下:

$$g_{17}(x) = L_{18} \geq 0$$

(11) E 点与前连杆间水平距离:

$$g_{18}(x) = x_E - x_K - [\Delta x_{\min}] \geq 0$$

$$g_{19}(x) = [\Delta x_{\max}] - (x_E - x_K) \geq 0$$

[] 内数值为参数许用边界值, 可以由计算机直接根据液压支架数据库统计值由程序确定, 也可根据设计经验人为给定。

(12) 底座长度及柱窝位置。

当支架处于最大高度、摩擦因数 $f=0$ 和 $P_E=0$ 时, 底座全长上的压力呈三角形分布, 底座后端比压 $P_{12} \geq 0$, 底座长度应满足 $L_{15} - [(H - 2y_D)\sin\beta + x_D] \geq L_{15}/3$, 则

$$g_{20}(x) = L_{15} - \frac{3}{2} [(H - 2y_D)\sin\beta + x_D] \geq 0$$

下柱窝位置应满足 $x_D - x_K \geq D_L$ 。如果采用双人行道, 则 $x_D - x_K \geq D_L + S_P$ 。 y_D 根据支架调高范围等因素确定, $y_D \geq \frac{D_L}{2} + 50$ 。

$$g_{21}(x) = x_D - x_K - D_L - S_P \geq 0$$

式中 D_L ——立柱外径;

S_P ——人行道宽度。

(13) 顶梁长度及柱窝前后配比。

顶梁长度: $L_{13} = L_A + L_{15} - L_n + L_0 - x_E$

式中 L_n ——设计梁端距;

L_A ——采煤机及输送机配套要求的尺寸。

两柱掩护式液压支架顶梁前端的承载能力对端面顶板破碎度影响很大,是个重要技术参数,而顶梁柱窝的前后配比直接影响着支架合力作用点位置和顶梁前端的承载能力。

根据掩护式支架使用经验和试验研究发现,顶梁柱窝靠前虽可提高前端支护力,但底座前端比压增加,更严重的是,顶梁后端支撑力减小,当顶梁后端悬顶长度较大,顶板来压或掩护梁压矸太多时,支架的受力平衡易被破坏,常造成平衡千斤顶及其连接件的损坏;顶梁柱窝靠后,虽可提高顶梁后端的支撑力,但前端支撑力减小,甚至为零。

柱窝前后配比应满足下式:

$$g_{22}(x) = L_5/L_{13} - R_{\max} \geq 0$$

式中 R_{\max} ——允许 L_5/L_{13} 的最大值。

二、平衡千斤顶参数优化设计

平衡千斤顶对支架合力大小及合力位置的调节作用大小,取决于平衡千斤顶自身拉力和推力的大小及支架相关连接耳子的尺寸,即取决于平衡千斤顶力对 E 点的力矩大小。

1. 几何参数的确定

E 点到平衡千斤顶的垂直距离为

$$d = \frac{|ax_E + by_E + c|}{\sqrt{a^2 + b^2}}$$

式中 $a = H_0 - L_{10} + L_{11}\sin \alpha + L_7\cos \alpha$;

$$b = L_7\sin \alpha - L_{11}\cos \alpha - L_{12};$$

$$c = b(y_E + H_0 - L_{10}) - a(x_E + L_{12}).$$

在结构许可的前提下, d 越大,则平衡千斤顶的作用越大。由于支架结构的限制, L_{10} 和 L_7 的尺寸由设计者给定。

优化目标:

$$\min f_5(x) = d_{\max} - d_{\min}$$

约束条件:

千斤顶行程

$$h(x) = \overline{MN}_{\max} - 2\overline{MN}_{\min} + S_0$$

式中 S_0 ——千斤顶固定段尺寸;

$$\overline{MN} = \sqrt{(x_M - x_N)^2 + (y_M - y_N)^2};$$

$$x_M = x_E + L_{12}\cos \alpha_0 - L_{10}\sin \alpha_0;$$

$$y_M = y_E + H_0 - L_{12}\sin \alpha_0 - L_{10}\cos \alpha_0;$$

$$x_N = x_E - L_{11}\cos \alpha + L_7\sin \alpha;$$

$$y_N = y_E - L_{11}\sin \alpha - L_7\cos \alpha;$$

α ——支架在最高或最低位置时顶梁的俯仰角(与水平夹角)。

结构限制:

$$g_1(x) = L_4/2 - L_{11} \geq 0$$

$$g_2(x) = 500 - L_{12} \geq 0$$

2. 平衡千斤顶缸径确定

平衡千斤顶拉力的确定

$$P_E \geq \frac{1}{d_C} \{ 2P_c(L_5 + x_E - x_C) - qW_T(L_3 + L_4)\cos \alpha [(x_E - x_C) - 0.5(L_3 + L_4)\cos \alpha] - W_T L_5 q(x_E - x_C + L_5/2) \}$$

式中 P_c ——单根立柱初撑力；
 W_T ——支架中心距；
 d_c ——瞬心 C 至平衡千斤顶的距离；
 q ——2 倍采高岩石容重。
 平衡千斤顶缸径确定，即

$$D_E = \sqrt{\frac{P_E}{0.785 n p_a} - d_E^2}$$

式中 n ——平衡千斤顶数量；
 p_a ——安全阀调定压力；
 D_E ——平衡千斤顶缸径；
 d_E ——平衡千斤顶杆径。
 计算所得之 D_E 经圆整取千斤顶系列缸径。

三、SODP 液压支架优化设计程序

为了便于汉字屏幕提示及绘图，本程序采用 BASIC 语言编制，其程序框图如图 6-2 所示。

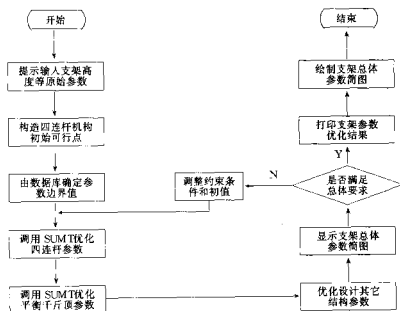


图 6-2 SODP 液压支架总体参数优化设计框图

1. 初始值的确定

参数初始值的好坏对优化结果影响很大。初始值的确定有两种方法，可以根据需要选择，一种是根据设计经验类比或作图确定初始值；另一种是用修正解析法确定。

根据支架数据库结构参数统计分析，由程序设定支架最大和最小高度时，掩护梁与水平夹角 α_{\max} 和 α_{\min} 及 E 点可行坐标 x_E ，底座与后连杆下铰点高度 y_{R0} ，前连杆与底座铰点初始可行位置 x_{R0} 、 y_{R0} ，掩护梁上铰点至顶梁顶面距离 H_0 ，如图 6-1 所示。

$$(L_3 + L_4) \cos \alpha_{\max} = L_2 \sin \alpha_{2\min} + x_E(H_{\max}) \quad (5-1)$$

$$(L_3 + L_4) \sin \alpha_{\max} = H_{\max} - H_0 - y_{R0} - L_2 \cos \alpha_{2\min} \quad (5-2)$$

$$(L_3 + L_4) \cos \alpha_{\min} = L_2 \sin \alpha_{2\max} + x_E(H_{\max}) \quad (5-3)$$

$$(L_3 + L_4) \sin \alpha_{\min} = H_{\min} - H_0 - y_{R0} - L_2 \cos \alpha_{2\max} \quad (5-4)$$

将以上式中 $a_{2\max}$ 和 $a_{2\min}$ 消去可解得:

$$L_3 + L_4 = \frac{h_1^2 - h_2^2}{2(x_E \cos \alpha_{\max} + h_1 \sin \alpha_{\max} - x_E \cos \alpha_{\min} - h_2 \sin \alpha_{\min})}$$

$$L_2 = \sqrt{(L_3 + L_4)^2 + x_E^2 + h_1^2} - M$$

式中 $h_1 = H_{\max} - H_0 - y_{R0}$;

$h_2 = H_{\min} - H_0 - y_{R0}$;

$M = 2x_E (L_3 + L_4) \cos \alpha_{\max} + 2h_1 (L_3 + L_4) \sin \alpha_{\max}$ 。

当 L_2 及 $L_3 + L_4$ 不符合要求时, 对 a_{\max} 进行修正。

因最高、最低位置时, 前连杆长度不变, 则必须满足

$$L_4 = \frac{h_2^2 - h_1^2 + 2h_1 y_K - 2h_2 y_{K0}}{2(L_{\max} + L_{\min})}$$

$$L_3 = (L_3 + L_4) - L_4$$

式中 $L_{\max} = x_K \cos \alpha_{\max} - x_E \cos \alpha_{\max} + y_K \sin \alpha_{\max} - h_1 \sin \alpha_{\max}$;

$L_{\min} = -x_K \cos \alpha_{\min} + x_E \cos \alpha_{\min} - y_K \sin \alpha_{\min} + h_2 \sin \alpha_{\min}$ 。

如 L_3 不满足约束条件, 则修正 x_K 、 y_K , 直至求出满足边界约束条件的初始可行解。如此求出的 $[x_0]$ 初始值, 因其本身就是一组可行解, 从而可保证优化计算收敛及结果的实用性。

2. 优化设计实例

应用上述方法和软件对 ZY3000/17/35R 型两柱掩护式支架进行总体参数优化设计, 该支架主要设计要求为: 支架最大高度 $H_{\max} = 3500$ mm, 最小高度 $H_{\min} = 1700$ mm, 每柱工作阻力 1500 kN, 支护强度大于 0.5 MPa, 即时支护, 底座前端对底板最大比压 P_{bl} ($f = 0.2$) 小于 1.2 MPa。

优化结果与原 ZY3000/17/35 支架方案参数对比见表 6-1 及表 6-2。

表 6-1 总体几何参数对比

参 数	ZY3000/17/35R	ZY3000/17/35	变化量 (%)	参 数	ZY3000/17/35R	ZY3000/17/35	变化量 (%)
L_1	1300	1315	-1.1	L_{15}	780	800	-2.5
L_2	1350	1360	-0.74	L_6	200	140	+42.9
L_3	360	350	+2.9	L_7	250	260	-3.8
L_4	1590	1650	-3.6	L_{10}	450	410	+9.8
L_{18}	0	0	0	L_{11}	900	910	-1.0
H_0	190	170	+11.8	L_{12}	350	205	+70.7
x_K	455	425	+5.9	L_{13}	2900	2995	-3.2
y_K	750	680	+10.3	L_{15}	2100	2080	+1.0
x_E	300	250	+20	x_D	1250	745	+67.8
L_0	0	80	-100	y_D	200	165	+21.2

表 6-2 支架性能参数对比

支 架	参 数					
	x_E (mm)	F_K (kN)	F_R (kN)	P_{bl} (MPa)	q (MPa)	P_E (kN) 推/空
ZY3000/17/35R	37.4	1306	1184	1.17	0.63	725/520
ZY3000/17/35	52.2	4066	4020	1.82	0.56	580/366
变化量 (%)	-28.4	-67.9	-70.5	-35.7	+12.5	+25/+42

注: P_{bl} 为底座前端对底板最大比压 ($f = 0.2$); q 为支护强度。

由上述优化结果可见, 计算机优化确定的支架总体参数, 不仅完全满足设计要求, 而且力学特性及几何特性都较同类可比支架明显改善, 因此, 可保证支架在满足一定可靠性要求的前提下, 重量最轻; 或重量一定的前提下, 可靠性最高。

第三节 液压支架数据库及其应用

借助电子计算机技术,把目前国内使用较成功的各种液压支架特征参数、主要结构参数、使用情况等数据建成数据库,以便于技术资料管理、查询。通过计算机可对各种架型参数进行分析,并可把从数据库中优选出的参数作为原始数据进行优化,设计新架型和为用户配套选型。

一、数据库的特点

液压支架数据库 PSDB (POWER SEPORT DATA BASE) 采用 FOXPRO 编写。FOXPRO 是近年来在微型计算机领域中应用很广的一种数据处理系统,该系统具有功能强大、易学易用、方便灵活及移植性好等特点。FOXPRO 属于关系型数据库,它基于 Windows 平台。主机为 386 以上机型,中文 WIN3.X、WIN95 环境等汉字系统。

液压支架数据库具有以下特点:

- (1) 画面美观、清晰、层次分明;
- (2) 多分支选择结构;
- (3) 单入口单出口流程。虽然菜单有多项选择,但其最后均由同一个出口返回上一级菜单;
- (4) 容错能力强。对于操作失误,容许重新选择项目。

液压支架数据库分两个库:一是支架技术特征参数库;二是支架结构参数库,两个数据库靠记录号连接。两个库共有 131 个字段,其中数值型字段 104 个,字符型字段 26 个,逻辑型字段 1 个。

二、数据库的结构

液压支架数据库由 6 个模块构成,如图 6-3 所示。

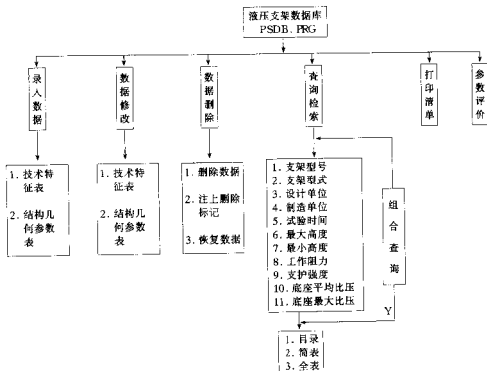


图 6-3 PSDB 液压支架数据库结构

1. 增加新数据模块

本数据库添加新记录时, 先选液压支架技术特征参数数据库, 每个支架参数占满一个屏幕。为方便输入, 采取后一记录记忆前一记录的方法, 这样能提高输入速度。整个输入过程采用全屏幕方式, 可随时修改。若输入几何参数则选结构几何参数数据库, 屏幕显示:

型号:		型式:				
HMAX:	HMIN:	L1:	L2:	L3:	L4:	L5:
L6:	L7:	L8:	L9:	L10:	L11:	L12:
L13:	L14:	L15:	L17:	L18:	L20:	L21:
L0:	LA:	H0:	H1:	B2:	B3:	H4:
BW:	X1:	Y1:	X3:	Y3:	X5:	Y5:
X7:	Y7:	PE:	PE1:	P:		

PgUp: 前页 PgDn: 后页 Ctrl-W: 存盘退出
Ctrl-Q: 退出

2. 修改数据模块

本系统为方便用户设置了修改模块, 在输入数据后, 可随时修改技术特征表、结构几何参数表。

3. 删除数据模块

该模块可对技术特征表、结构几何参数表进行删除。删除方式分 3 类可供选择: 删除数据; 注上删除标记和恢复数据。

4. 查询数据模块

本模块实现了对数据库中的数据进行任意的组合查询功能。在数据库中经常需要进行涉及几个字段的组合条件查询, 而在一般查询程序中, 仅在菜单上列出查询的字段及相应的代号, 用户只能按这些固定的条件进行查询, 这显然是不方便的。例如, 确定的查询条件是“北京开采所”设计的“四柱支撑掩护式支架”, 这种菜单显然不能满足要求。但要任意查询条件均编入程序, 则既繁琐又不可能一应俱全。本系统采用了字符型变量相加的性质以及 & 函数的功能, 巧妙地实现了多重任意条件的组合查询。本模块还具有模糊查询的功能。一般情况下, 对数据库进行检索时需要输入完整的查询条件, 有时因输入字符较多, 容易出错, 且效率低。例如要检索设计单位是“西德赫姆夏特”的支架时, 就要求用户一字不差地输入设计单位名称, 否则便会检索失败。有时因记不清楚或遗忘便无法进行检索。为了解决这一问题, 采取了模糊查询功能, 即可以用不完整条件或用一些词组作为检索条件, 然后检索出库中满足给定条件的一些记录, 再从这些记录中得到所需要的记录。这一功能主要通过字符运算函数 \$ 来实现, 可针对液压支架型号、型式、设计单位进行模糊查询。

本数据库涉及到的设计单位、制造单位、支架型式等常用词组均编成短语, 以便查询时使用方便、省时。整个系统均有打印提示, 若对所查询内容需要打印, 只需按“Y”键即可。

5. 打印清单模块

本模块可将库中所有支架按清单形式分页全部打印出来, 每页 23 条支架记录, 标题为“液压支架统计清单”。

6. 参数评价模块

本模块可显示液压支架的特征参数。主要评价指标有压支比 (比压与支护强度之比)、支重比 (支护强度与重量之比)、阻力比 (工作阻力与最大连杆力之比), 还有几何参数之间的关系, 如 L_1/L_3 (前连杆与前后连杆上铰点距离之比)、 L_1/L_2 (前后连杆长度之比)、 L_3/L_4 (前后连杆上铰点距离与顶梁交点至前连杆上铰点距离之比)、 $L_5/(L_{13}-L_0)$ (力作用位置与顶梁长之比) 等。由这些参数可看出支架的特点, 对支架参数进行评估。

三、数据库的应用

1. 为液压支架选型提供查询

(1) 按支架型号查询。选择此项可直接输入支架型号，也可进行模糊查询。这一功能只需在“是否模糊查询 (Y/N)?”提示时，按“Y”键，然后输入不完整的支架型号即可，例如：键入“ZY”，系统就将支架型号中含有“ZY”的所有支架显示出来。

(2) 按支架型式查询。该系统提供的支架型式有“支顶掩护式”、“支撑掩护式”、“插腿掩护式”、“端头支架”、“铺网”、“放顶煤”、“单铰点”等。此项也可进行模糊查询。

(3) 按设计单位查询。直接输入设计单位名称，此项也可进行模糊查询。

(4) 按制造单位查询。直接输入制造单位名称。

(5) 按试验时间查询。可查询某年某月试验的支架，以及某年某月以前或某年某月以后试验的支架。

(6) 按最大高度查询。可查询最大高度大于、小于或等于某一指定高度的所有支架。

(7) 按最小高度查询。可查询最小高度大于、小于或等于某一指定高度的所有支架。

(8) 按工作阻力查询。查询方法同上。

(9) 按支护强度查询。查询方法同上。

(10) 按底座平均比压查询。查询方法同上。

(11) 按底座最大比压查询。查询方法同上。

选择其中的任意条件后，系统提示“还有别的条件吗 (Y/N)?”，若键入“Y”，重新提示上述查询条件，可进行“逻辑与”或“逻辑或”组合查询。

2. 为CAD绘图提供数据

为了使数据库中的数据能直观地反映出来，编制了显示液压支架结构参数示意图程序。

因为FOXPRO是为事务处理目的而研制的，所以在微机数据处理中占有很大优势，但是由于它的自含封闭性，在CAD环境中却不够理想。为此，可利用系统提供的可与外界数据交换的途径——通过.TXT文件将数据库与CAD联结起来。

实现数据库FOXPRO向AUTOCAD传递数据的方法如图6-4所示。

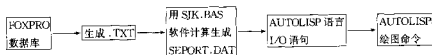


图6-4 数据传递方法

1) 数据库文件转换成文本文件.TXT的方法。

(1) 数据文件复制为文本文件。

命令格式：COPY TO <文件名> <SDF/DELIMITED>

SDF和DELIMITED决定了生成的.TXT文件的格式。

若COPY TO A1 SDF

则在当前盘上产生一个以A1.TXT为文件名的文本文件，它的格式为标准格式。

例如：

ZZX4000/17/35 支撑掩护式 北京开采所 内蒙二机厂

ZY3500/25/47 两柱掩护式 北京开采所 平顶山煤机厂

ZY6000/25/50 两柱掩护式 北京开采所 北京煤机厂

若命令为COPY TO A2 DELIMITED

则在当前盘上产生一个以A2.TXT为文件名的文本文件，其格式为紧凑格式，字符型数据项均用

“ ”号括起来，各项之间以“，”分隔。

例如:

“ZZX4000/17/35”, “支撑掩护式”, “北京开采所”, “内蒙二机厂”
“ZY3500/25/47”, “两柱掩护式”, “北京开采所”, “平顶山煤机厂”
“ZY6000/25/50”, “两柱掩护式”, “北京开采所”, “北京煤机厂”

(2) 生成 .TXT 文件, 可供高级语言与数据库通信。

在实际中, 我们也许只对数据库中的某一条记录或某几条记录感兴趣, 而不需要将所有记录均转换成 .TXT 文件, 造成时间和系统资源的浪费。

因此, 用 BASIC 语言编制了一个直接读取数据库数据的程序 WJ.BAS, 程序提示您要提取的数据库名及所需的记录号, 按提示要求键入相应内容, 屏幕即显示出您所需的全部数据内容, 并生成一个相应的文本文件 FJY.TXT。

由于液压支架数据库中文件结构长度及记录长度均超过 128 个字节, 因此, 在进入 BASIC 时, 要使用 “/S” 选项以提示打开文件的最大记录长度。

2) 文本文件与高级语言 BASIC 连接。

将 FJY.TXT 文件读入支架运动分析程序 SJK.BAS 中, 计算绘制液压支架示意图时所需的关键点, 并生成 SEPORT.DAT 文件。该程序能计算插腿掩护式、两柱支顶掩护式、四柱支撑掩护式、四柱和三柱支顶支掩式支架的几何参数。

3) 用 AUTOLISP 绘图语言编制程序 SEPORT.LISP。

利用 READ-LINE 函数顺序读取 SEPORT.DAT 中的每个数据。用 SETQ 语句对示意图中关键点及相关尺寸进行赋值, 利用 AUTOCAD 的绘图命令 (COMMAND “LINE” PT1 PT2), (COMMAND “DIM” “HORIZ” PT3 PT4 PT5) ……即可绘制所需图形, 并标注尺寸及注明支架型号, 从而绘制出一个从数据库中任意提取的支架的架型示意图。

3. 对支架进行性能分析

和液压支架空间力学模型实用设计计算软件 WGF-SCP 与本数据库连接, 可对任意一种支架的受力、技术特征参数和性能参数进行计算, 并可利用本数据库系统的参数评价模块对支架性能进行评估。

4. 为支架总体参数优化设计提供初始参数

由于 SPDB 数据库收集了大量国内成功使用的支架数据, 因而为今后设计提供了宝贵资料。液压支架结构几何参数库正是为此目的而开发的, 可把从数据库中优选出的参数作为优化设计的数据。

5. 加强技术档案管理

利用 PSDB 液压支架数据库为液压支架提供技术档案管理, 可及时快速地查询液压支架数据, 省去了人工查询的繁杂劳动。

第四节 液压支架 CAD 系统开发

一、CAD 发展现状及发展趋势

1. CAD 简介

图纸是表达和交流技术思想的工具, 是工程师的语言, 在科研和生产中应用已有悠久的历史。长期以来, 绘图工作基本上是以手工形式来进行的, 因此存在生产效率低、绘图准确度差、劳动强度大等缺点。人们很久以来一直在寻求代替手工绘图的方法, 直到电子计算机出现并得到广泛应用以后, 这种愿望才变为现实。由于计算机的计算速度快, 计算准确, 这些都是人工计算能力无法比拟的, 因此, 人们想到了用计算机来完成形数结合的工作, 即不仅用计算机计算, 同时用它来绘图。于是, 产生了计算机辅助设计 (Computer Aided Design, 简称 CAD) ——就是用计算机帮助人们进行设计, 这些设计可以是

整体设计，也可以是零部件设计，然后用绘图机自动绘制出人们所需要的各种图纸。

1976年以后，CAD 逐渐发展壮大。随着各种交互绘图系统的出现，使 CAD 系统更加完善，逐渐形成封闭的绘图软件包。设计者能够控制已显示的图形，也就是设计者同图形的对话是实时的。这时的 CAD 还仅限于大、中、小型计算机上。

70 年代末至 80 年代初，随着微机的诞生和发展，其功能越来越强，速度越来越快，内存越来越大，并且价格低廉，使得 CAD 的发展很快，计算机由大、中、小型机转向微机，从而使 CAD 技术得以普及和推广。于是在 80 年代中期，国际上掀起了一股 CAD 热潮。

在我国 CAD 起步较晚，直到 70 年代末才在个别单位引进了大、中、小型计算机及其绘图系统。由于价格昂贵，一般单位都无法使用。1984 年以来，随着微机的普及，特别是 1985 年国际 CAD 热潮席卷了国内市场，CAD 才真正在中国展开。

目前，CAD 应用已经遍及工业、农业、国防和科学研究各个方面，用途极其广泛，凡是与图形有关的领域均可运用 CAD 技术，尤其对有一定精度要求和有重复绘制的图形，CAD 显得格外重要。

2. CAD 发展现状

CAD 软件近 10 年来经历了几次更新换代，第一代 CAD 系统主要为二维绘图系统，它提供了标注符号和尺寸的功能；第二代 CAD 考虑了非几何数据及数据库管理；第三代 CAD 系统包括三维描述及与其他软件包（如有限元造型）的接口；第四代 CAD 系统将功能扩展到包含曲面和实体造型；第五代 CAD 系统受到硬件技术迅速更新的推动，功能更强，是一种集成化的曲面和实体造型系统。

从 CAD 应用角度来看，计算机辅助绘图是 CAD 中最早被应用的一个项目。传统上，设计图纸都是人工画的，常常要耗费大量人力和时间，计算机绘图使设计绘图工作发生了根本的变化。过去人工绘图，同样的部件常常要绘制多次，图形尺寸也不可能随意放大、缩小和移动。使用计算机绘图之后，主要部件都可做成图形，存放在图形库中，需要时可以随意调出，还可对其进行各种操作或修改。通过参数的改变，还可以对尺寸进行控制。应用 CAD 技术可缩短设计周期，提高设计质量，加速产品更新换代，提高产品的市场竞争能力。

交互式计算机图形技术引入 CAD 之后，使设计及绘图工作发生了更大的变化。使用图形显示，计算机可以很快作出反应，在屏幕上显示图像及结果，使用窗口、裁剪、几何变换、投影、隐藏线（面）消除等方法及图形交互技术，可以使二维或三维图形很快在屏幕上生成，并可执行开窗口、缩放、平移、旋转等操作，及时对图形进行输入、拾取、定位、增删等交互操作。用户可随时看到图形的变换，决定取舍，直到绘出满意的图纸。

目前发达国家所有大中型企业和研究单位，已经完全用计算机辅助设计代替了人的手工劳动，而我国大多数单位仍处在描图阶段，效率极低，图纸管理制度也还是沿用 40 年代前苏联的底图制度，现在应从规章制度和习惯上改变人们的工作方式。国家号召逐步撤掉图板，实行甩图板工程，实现无绘图板、无绘图工具、无描图员的“三无”设计。

3. CAD 技术发展趋势

由于计算机技术的飞速发展，有力地推动了 CAD 工作的蓬勃开展。微机本身在设计上追求综合性能的提高，已具有较强的图形处理能力。高性能的处理芯片不断推出，使微机跨上一个新台阶，内存容量和硬盘容量也日益扩大。基于 PCI 总线，具有 2M~4M 显存的图形加速卡和大屏幕高分辨率彩色显示器，大大增强了图形的显示性能。这些都为微机 CAD 提供了方便。微机与工作站的界限也变得越来越模糊了，微机的发展迎来了计算机应用的又一次浪潮。

如今，微机的拥有和使用已相当普及，其容量、速度和处理能力有了很大的发展，性能价格比易于接受。配置一套用于微机的 CAD 系统，在软件投资上仅占工作站软件系统的 1/8~1/5，而硬件投资约占工作站的 1/10。因此，在微机系统上开展 CAD 应用具有明显的优势，尤其适合我国的具体国情。对于那些计划在 CAD/CAM 应用上投资较小的企业，可以有能力开展 CAD 应用，提高企业竞争能力，而

对于计划投资较大的企业,则可以普及CAD应用,扩大CAD覆盖面,提高整体素质。

计算机辅助设计CAD技术飞速发展的原因有两个:一是为了缩短新产品开发周期,提高产品的可靠性;二是以工作站和微机为代表的计算机技术飞速发展,极大地增强了计算、存储和图形显示能力,而计算机价格却不断下调。CAD技术被誉为进入国际市场的通行证,打开市场大门的金钥匙,它具有广阔的发展前景。

CAD技术的发展趋势主要有以下几方面:

(1) 以支持绘图为主的CAD发展到支持工作设计的CAE,进而支持设计的全过程。CAD技术下一步发展将是全面地支持从外观设计、功能设计、性能设计、可靠性设计到详细设计的各个步骤一体化设计系统。

(2) CAD正朝着集成化方向发展,即以CAD为基础,把CAE(计算机辅助工程)、CAPP(计算机辅助工艺规划)、CAM(计算机辅助制造)、CAQ(计算机辅助质量控制)等系统集成于一个大系统下,也就是CIMS(计算机辅助制造系统)。

(3) 动态三维模型显示技术将取得可喜的进展,使工程设计人员在设计阶段就能看到所设计产品的真实外形。

(4) 大容量、高速度、低成本工作站的发展,为CAD技术提供了强有力的物质基础。微机CAD以其较高的实用性和良好的性能价格比,正广泛普及。这也是当今世界CAD的两大发展方向。

(5) 向专家系统和智能化CAD系统发展。采用人工智能技术,特别是专家系统,与原有的CAD技术结合起来,共同完成全部设计活动是CAD系统发展的必然趋势。

(6) CAD的发展将向着联网的方向发展,以提高计算机资源的利用。

(7) 向大容量内存、大容量硬盘的方向发展,采用高分辨率、大屏幕彩色光栅显示器。绘制图纸也将更清晰、更逼真。

(8) 图形输入技术一旦取得突破,多数产品设计可通过修改输入图形而快速完成,使CAD过程更加缩短,效率更高。

(9) 智能化参数绘图功能。

CAD工作任重而道远,“九五”期间国家3项重点工程包括CIMS(计算机集成制造系统)、GIS(地理信息系统)、CAD。其中CAD是3项重点工程的重中之重。国家目标已经确定,具体措施也已落实,只要广大科技人员共同努力,CAD的应用就可得到大力推广,从而促进科研设计水平、设计质量和经济效益的提高。

二、液压支架微机CAD系统开发

1. 液压支架CAD的主要任务

- (1) 液压支架结构参数优化设计;
- (2) 液压支架空间力学模型受力分析及强度分析;
- (3) 液压支架总体、零部件CAD绘图;
- (4) 液压支架模拟试验整体强度分析;
- (5) 液压支架数据库、通用件图库及专家系统的设计;
- (6) 液压支架的三维模型的建立和动态模拟。

液压支架CAD系统框图如图6-5所示。

本节主要探讨液压支架CAD绘图及图库管理。CAD绘图可以分成两类:

(1) 参数化绘图。由程序员按照设计思路编制程序,计算机自动在屏幕上显示作图过程,从绘图开始到图形成型过程中,人不能进行干预。这种绘图法适用于有一定规律,或相关系列的图形。例如:齿轮、轴类等。

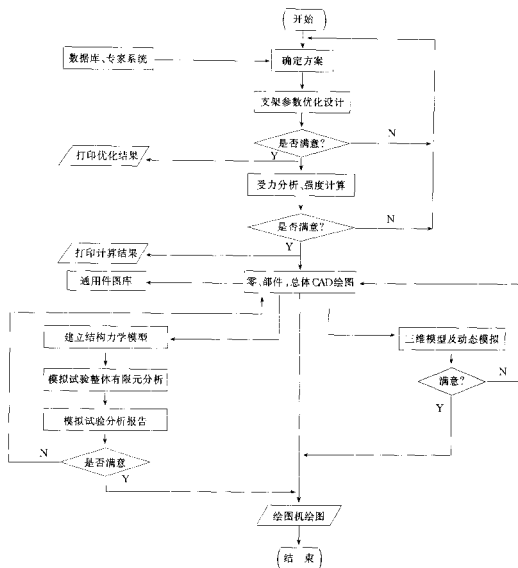


图 6-5 液压支架 CAD 系统框图

(2) 交互式绘图。在绘图过程中，图形显示在屏幕上，人们可以通过键盘、鼠标等输入设备输入各种命令或图形数据，通过对图形进行删、增、改，绘制出满意的图纸。

2. 液压支架 CAD 特点

液压支架是煤矿综采重要设备之一，其主要作用是支护工作面顶板，维护安全作业空间，推移工作面输送机 and 采煤机，实现自移。

液压支架主要由顶梁、掩护梁、底座、尾梁、侧护板、护帮机构、推移机构、立柱、千斤顶和液压控制系统等组成，其结构件一般由钢板组焊而成，结构不规则，变化较大，不适于参数化绘图。因此，采用交互式绘图方法，首先进行总体设计，然后绘制部件图或建立三维模型。在总图上可检查支架的几何结构是否干涉，并可很容易地绘出支架的不同工作高度。

液压支架的各种连接件、立柱、千斤顶、推移机构、液压元件等为通用件，可建立通用件图库或菜单调用。

三、液压支架 CAD 系统选择与配置

CAD 系统主要是由硬件和软件两部分组成的。

1. 硬件系统

- (1) 主机选用 486 或 586 (目前首选配置主频 166、32M 内存、2.5G 硬盘) 以上机型。
 - (2) 由于支架绘图比较复杂, 并且有幅面较大 (A0 或超 A0) 的总体图、工作面布置图、液压系统图, 因此, 宜采用高分辨率 20" 以上的大屏幕图形显示器。
 - (3) 配置鼠标并借助于键盘作为图形输入设备, 配合软件系统的屏幕菜单, 可方便地绘制图形。
 - (4) 选用滚筒式绘图仪、平板式绘图仪和喷墨绘图仪作为图形输出设备。
- 上述四大部分是一个完整的 CAD 系统的硬设备, 而连接和控制这四大部分的纽带则是软件系统, 如图 6-6 所示。

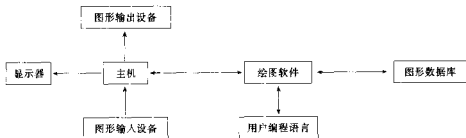


图 6-6 CAD 系统软、硬件关系

2. 软件系统

- (1) 系统软件。与硬件直接配合的软件, 包含操作系统及高级语言编译程序等。操作系统为 PC-DOS 或 MS-DOS 2.0 或更高的版本, 目前已升级为 DOS 6.2 版本。
- (2) CAD 支撑软件。它是在系统软件的基础上发展起来的, 包括二维、三维交互式图形及几何造型系统、有限元分析、物理分析的计算机软件, 以及图形数据库的管理等。图形数据库存放有关图形的所有信息。例如, 每个图形单元的尺寸和位置, 图形所在层等, 它们的信息均随着输入的每一条新命令而自动更新并存入磁盘。
- (3) CAD 应用软件。采用系统与用户的接口语言 (UPL 用户编程语言), 根据需要自行开发而满足各种功能的软件。

3. 如何配置和评价一个 CAD 系统

目前国内 CAD 软件百花齐放, 选择余地大了, 但增加了选择难度, 在配置 CAD 系统时应格外小心, 要兼顾软件和硬件。

评价一个 CAD 软件时首先应看它的功能强弱, 也就是它能做些什么, 能否满足设计任务的需要。一般来说, 功能越强的 CAD 软件包越好, 但也不可盲目引进, 造成设备、资金、人员的浪费。不能追求大而全, 应求精而实用。此外, 还应从以下几个方面来考虑:

- (1) 软件的性能价格比好, 绘图速度快、功能强;
- (2) 使用方便, 便于掌握、直观, 有屏幕菜单;
- (3) 要选用有发展前景的大公司的正版软件产品, 以便于培训、售后服务和软件升级;
- (4) 对硬件环境的要求是否苛刻, 对硬设备的兼容性等;
- (6) 软件的开放程度好, 允许用户进行二次开发和修改, 具备与其它高级语言的接口。因此, 评价一个 CAD 系统的好坏, 还有一个很重要的因素, 就是看其开放性如何。

四、液压支架微机 CAD 图库建立及管理

1. 液压支架 CAD 图库的建立

按照 MT/T 154.5-96 《液压支架产品型号编制和管理方法》, 支架产品型号代号为 Z。为了计算机管理方便起见, 我们以支架第一特征代号作为起名代号, 省去支架产品型号代号 Z。

规定如下:

Y——掩护式支架; Z——支撑掩护式支架; D——支撑式支架;
Q——大倾角支架; F——放顶煤支架; P——铺网支架;
C——充填支架; G——过渡支架; T——端部支架。

每一类支架在设计前统一在标准化处登记编号。以放顶煤支架为例,例如登记号为2,则支架代号为F2,此时总图型号依然按国标编写,而F2仅对部件名起作用。

2. 液压支架图库的管理

液压支架图库的命名管理主要分成两部分,一是图纸代号的命名,二是计算机图名的命名。

命名原则:用大写字母和阿拉伯数字编写,为了不与数字1、0混淆,不得用I、O两个字母。另外,字母和数字的大小要相仿,不得用角注和脚标。

1) 图纸代号的命名。

(1) 为了符合汉语习惯,便于记忆,部件代号的命名均按汉语拼音方法起名,再加支架代号。以F2支架为例,则顶梁——DLF2;掩护梁——YHLF2;底座——DZF2;前梁——QLF2;连杆——LGF2;液压系统——YXF2;多个连杆再加A、B、C、……,即LGF2A、LGF2B、LGF2C、……,多个顶梁或底座也依此管理。

(2) 某些标准化程度较高的结构件,列入标准部件的可以直接使用标准代号,例如:推杆TG427534(汉语拼音加技术参数)。

2) 组件和零件代号的命名。

(1) 组件代号的命名,在部件代号后加小数点再加编号。例如,DZF2.1(主筋);分部件的组件或组件中的组件,则为DZF2.1.1(主筋)。

(2) 零件代号的命名,在部件图或组件图后加横杠再加编号。例如,DLY2-1(筋板)或DZF2.1-1(筋板)。

(3) 直属件代号的命名,按汉语拼音方法起名,再加主要技术参数。

3) 计算机图名的命名。

系统生成的图文件是带.DRW后缀的文件,因此,计算机图名不得有小数点,此处用“0”代替。按微机要求图名不得超过8位,若超过8位,可按部件技术特征分为2级。为了将不同部件放在不同目录下,利用DOS命令建立相应子目录。

以F2支架为例,首先在根目录下建级,操作C:\>MD F2,建立F2子目录。

总图是在F2子目录下的F2文件,即\F2\F2;总图明细表是在F2子目录下的MF2文件,即\F2\MF2。

部件建级,例F2支架底座,操作C:\>MD DZF2,建立DZF2子目录。

部件图名为\DZF2\DZF2;组件为\DZF2\DZF201;零件为\DZF2\DZF2-1。

液压支架CAD图库树状图如图6-7所示。

4) LAYER(层)的分配。

利用层这一抽象的概念,系统提供了256层供使用者使用。在进行图形设计时,可以把某一零件放在一层里,把另一部分同类型的零件放在另一层。按照国家标准,为了维护方便,我们选择粗细两种线型,将1~49层所画图形定为粗实线层,50~256层定为细实线层,这样,就可以很容易地对某一局部零件进行编辑修改了。

关于层的使用作如下的规定:1层为外形粗实线;3层为底座;4层为连杆;5层为掩护梁;6层为顶梁;7层为立柱;8层为千斤顶;9层为推杆;10层为图框粗实线;11层为细实线(焊接符号等);12~49层为可绘制其它粗实线图形(辅助层);50层为图框细实线;51层为细实线、剖面线;52层为虚线;53层为中心线;54层为双点划线;55层为序号、代号、标题栏内容、A-A标记;56层为标注

第七章 液压支架立柱和千斤顶

第一节 液压支架立柱

一、立柱型式

液压支架的发展对立柱的长度、缸径、密封、型式等诸多方面提出许多新的要求，促使立柱的结构更加合理和有了很大发展。早期制定的有关标准已不能满足实际需要，有的已经修改，制定了新的标准。立柱的主要型式有4种。

1. 单伸缩双作用立柱

结构简单、可靠，属液压无级调高，调整高度方便，但调高范围小，用在调高范围不大的支架上，许多种放顶煤支架装配单伸缩双作用立柱。

2. 单伸缩双作用带机械加长杆立柱

结构比较简单，调高范围较大，有液压无级和加长杆有级两种调高方式，使用中经常用液压无级调高。操作人员需根据采煤工作面煤层厚度的变化及时调整机械加长杆的高度（有级调高）以满足支护要求，如果有级调高调整的不及时，会出现支架被压死或顶空的问题。调整加长杆的高度费时、费力。本型立柱多用于煤层厚度变化较大的中厚煤层支架上。由于这种立柱各主要承载部件的强度匹配合理，近年来，一些厚煤层支架上也选用了本型立柱，适用范围有所扩大。为进一步增大支架调高比，有的单伸缩双作用立柱上加有两个加长杆，但这种结构的立柱不多。

3. 双伸缩双作用立柱

调高范围大，属液压无级调高，操作方便灵活，但结构复杂，加工要求高，成本高。本型立柱多用于薄煤层和大采高支架上。由于本型某些缸径立柱的中缸强度裕度偏小，遇有采煤工作面基本顶压力显现强烈时中缸有时会出现鼓胀现象，损坏立柱。因此，在使用条件允许的情况下，大多选用单伸缩双作用带机械加长杆的立柱。

4. 三伸缩双作用立柱

一般为三级液压无级调高，有的在双伸缩立柱上加一段接长杆，主要是为增加立柱的调高范围，以满足某些特殊结构支架对立柱增加调高的要求。

国外较早使用了这种立柱，其调高范围很大，但结构复杂，第三级缸内压力很高，对材料和加工都要求很高。目前中国还没有研制这种立柱。

5. 抗冲击立柱

当工作面基本顶压力显现强烈、有冲击压力时，对支架和立柱有特殊要求。立柱应设置大溢流量的安全阀，以便顶板冲击下沉时立柱下腔乳化液及时溢出，立柱快速下缩，使立柱和支架受到保护。我国曾研制2 000、9 000 L/min等大溢流量的安全阀，使用中取得一定的效果。大流量安全阀一般应安装在立柱活柱的顶部。活柱制成中空的，直接与大流量安全阀相通，冲击压力可使安全阀尽快开启、溢流。由于活柱制成中空的，增大了立柱工作液容量，有利于减缓压力对缸体的冲击。这种立柱使用的很少。

二、立柱内径及活套缸外径系列（MT/T94-1996 液压支架立柱、千斤顶内径及活套缸外径系列）

1) 立柱内径系列（见表7-1）。

表 7-1 立柱内径系列

单位: mm

105	110	125	140	160	180	200
(210)	(220)	230	250	280	320	360

注: 括号内尺寸非优先推荐使用。

2) 立柱活塞杆外径系列 (见表 7-2)。

3) 单伸缩立柱内径及活塞杆外径匹配关系 (见表 7-3)。

4) 双伸缩立柱内径及活塞杆外径匹配关系 (见表 7-4)。

表 7-2 立柱活塞杆外径系列 单位: mm

85	105	120	130	150	160	170	185
(190)	210	220	230	240	260	290	340

表 7-3 单伸缩立柱内径及活塞杆外径匹配关系 单位: mm

序号	内径	杆径	推荐管径
1	360	340	402×34
2	320	290	377×34
3	280	260	325×30
4	250	240, 230	299×(29-30)
5	230	220, 210	273×26
6	200	185	245×26
7	180	170	219×24
8	160	150, 130	194×20
9	140	130	168×18

注: 特殊用途的单伸缩立柱可按设计要求, 根据表 7-1、表 7-2 组合匹配。

5) 单伸缩立柱公称承载力与内径匹配关系见表 7-5。

6) 双伸缩立柱公称承载力与内径匹配关系见表 7-6。

表 7-4 双伸缩立柱内径及活塞杆外径匹配关系 单位: mm

序号	内径 级缸/二级缸	杆径 一级杆/二级杆	推荐管径
1	360/280	340/260	402×34 351×40
2	320/230	290/210	377×34 305×42
3	280/210	260/190	325×30 273×36
4	250/200	240/185	299×(28-30) 250×30
5	230/180	220/160	273×26 234×32
6	200/160	190/130	245×26 203×26
7	180/140	170/120	219×24 180×24
8	160/125	150/105	194×20 159×20
9	140/105	130/85	168×18 140×22

注: 特殊用途的双伸缩立柱可按设计要求, 根据表 7-1、表 7-2 组合匹配。

表 7-5 单伸缩立柱公称承载力与内径匹配关系

内径 (mm)	公称承载力 (kN)	内径 (mm)	公称承载力 (kN)
360	3 750~4 500	200	1 180~1 400
320	3 000~3 550	180	950~1 100
280	2 340~2 650	160	750~850
250	1 900~2 240	140	600~670
230	1 600~1 800		

表 7-6 双伸缩立柱公称承载力与内径匹配关系

一级内径 (mm)	公称承载力 (kN)	一级内径 (mm)	公称承载力 (kN)
360	3 550~4 000	200	1 120~1 250
320	2 800~3 150	180	900~1 000
280	2 120~2 500	160	710~800
250	1 700~2 000	140	530~600
230	1 400~1 700		

三、组成立柱的主要组件、部件和零件

立柱主要由活柱组件、缸体部件、缸口导向套组件、加长杆组件和中缸底网等组成。

1. 活柱组件

由活柱、密封件、导向环、活塞导向环和固定连接件组成。

(1) 活柱由柱塞、柱管和柱头焊接而成。柱塞一般选用 40Cr 钢，柱管大多选用高强度厚壁无缝钢管，材料为可焊性好的调质钢，常用的有 27SiMn、25CrMo 等；柱头多选用 35 号等强度高、可焊性好的钢材。组焊后精加工外表面，并要求有较高的光洁度以满足密封性能的要求。柱管工作时经常伸出在外面与采煤工作面的腐蚀性气体、液体接触，有时也会受到某些物件、煤、矸石的碰击，为适应上述工作环境的要求，柱管表面大都镀乳白铬和硬铬，以增强抗腐蚀、耐磨擦和抗碰击的能力。

柱塞应具有良好的密封性、可焊性、耐磨性及抗冲击和振动的性能。

(2) 密封件种类较多，常用的型式有鼓形密封圈、山形密封圈和蕾形密封圈。鼓形密封圈耐压高，可达 60 MPa，能双向密封，拆装方便，应用较多。主要缺点是宽度和高度都大，影响行程，在双伸缩立柱上使用不够合理，并使柱塞结构复杂，增加制造成本；山形密封圈的断面小，使立柱的结构紧凑，行程增加，并使柱塞的结构简化，造价降低，但安装时需专用工具，这种密封圈是 80 年代中期研制的，较鼓形圈出现的晚，但因其优点较多，推广使用的较快；蕾形密封圈状如花蕾，具有耐压高、防挤性能强、密封可靠和寿命长的特点，但由于造价高，使用数量较少。

(3) 活塞导向环与鼓形或山形密封圈配合，有防挤、导向和减摩的作用，大都由聚甲醛制造。

(4) 外导向环直接装在柱塞或装到外卡键上，起导向、减摩作用，由聚甲醛制造。

(5) 固定连接件包括支撑环和外卡键。支撑环起托住鼓形密封圈和活塞导向环的作用；外卡键用于固定密封件和导向环，以保证在液压力下不窜动、不脱落。

(6) 限位方式常用的有 3 种：钢丝限位、限位套限位和柱塞凸台限位。大多数用柱塞凸台方式限位，立柱长度大、行程大时用限位套限位。柱塞密封、导向及限位方式如图 7-1 所示。

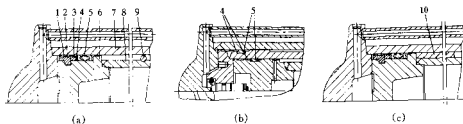


图 7-1 柱塞密封、导向及限位方式

a—钢丝限位；b—柱塞凸台限位；c—限位套限位

1—外导向环；2—外卡键；3—支撑环；4—活塞导向环；5—密封圈；6—柱塞；7—缸体；8—柱管；
9—限位钢丝；10—限位套

2. 缸体部件

缸体主要由缸底和缸筒焊接而成，缸底与支架底座铰接。缸体是立柱主要承载件之一。

(1) 缸底大部分采用球头形，少数采用反球头形，这主要是为了减少偏载作用和适应立柱在底座上倾斜布置的要求，大多选用强度高、焊接性能好的 35 号钢锻造而成。

(2) 缸筒需承受高压液体的作用，且要保证工作人员的安全，故要求材料的强度高，一般要求 $\sigma_s \geq 700$ MPa，延伸率大于 12%。国内常用 27SiMn、25CrMo4 等材质的无缝钢管加工而成。缸筒内表面是高压密封面，要求较高的加工精度和粗糙度。我国缸筒内表面一般不镀防腐层，基本上可以满足使用要求。

(3) 通液管是缸底通向阀接板的通道，钢管的焊接性能好，材料一般为 20 号、15 号钢，内径为 10~16 mm，壁厚一般为 6 mm。当立柱通过胶管与控制阀块相连时可不需此钢管。

3. 缸口导向套组件

(1) 导向套在活柱升降时起导向作用，与活塞杆间的间隙较小，要承受外载对活柱的横向力，多采用 40Cr 和 27SiMn 等材料制造。

(2) 导向环多用聚甲醛制造，嵌于导向套内表面的沟槽中。导向环与活柱接触紧密，是一对硬度相差较大的摩擦副，有减摩作用，可防止活柱和导向套相互擦伤。

(3) 密封件为单向密封的蕾形密封圈，其上一般装有用聚甲醛制造的起防挤作用的挡圈。

(4) 防尘圈用来防止活柱表面的煤尘、岩尘和脏物进入油缸和液压系统，保证密封可靠，减少零件磨损。有 JF 型和 GF 型（有骨架）两种防尘圈，现多用 JF 型。

(5) 导向套与缸口连接方式有螺纹连接、卡环连接和钢丝连接 3 种，前两种连接方式使用较多。

4. 接长杆组件

(1) 接长杆用来增加立柱的伸缩值，采用圆钢加工而成。在机械调高的分级部位加工成环形槽，以便扣入承载卡环。加长杆头部结构与尺寸与活柱柱头相同。

(2) 卡环是传力件，一般制成半环形，以便于装入加长杆的环形槽中，要求用强度高的钢材加工。

(3) 固定连接件包括套在卡环外面起固定作用的钢套和固定钢套的销子。

缸口连接、活柱导向、密封、防尘方式等，如图 7-2 所示。

5. 底阀

底阀用于控制双伸缩立柱二级缸与活柱的伸缩顺序，并保持二级缸获得与一级缸相同工作压力。它是机械开启的单向阀，其液压开启力可以调整，以便保证升柱时首先伸出一级缸，其结构如图 7-3 所示。

四、立柱典型结构

1. 单伸缩立柱

(1) 山形密封圈密封、缸口与导向套外螺纹连接、柱塞肩部位的结构如图 7-4 所示。

(2) 山形密封圈密封、缸口与导向套内螺纹连接、柱塞肩部位的结构如图 7-5 所示。

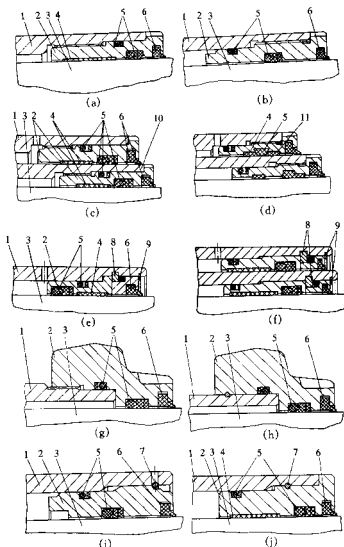


图 7-2 缸口连接、活柱导向、密封和防尘方式

a、b—单伸缩内螺纹连接；c、d—双伸缩内螺纹连接；e—单伸缩下环连接；f—双伸缩卡环连接；g—单伸缩外螺纹连接；h、i、j—单伸缩弹簧钢丝连接；1—缸体；2—导向套；3—活柱；4—导向环；5—密封圈；6—防尘圈；7—连接钢丝；8—卡环；9—挡圈；10—中缸体；11—支撑环

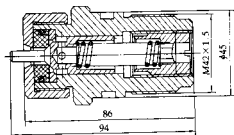


图 7-3 双伸缩立柱底阀

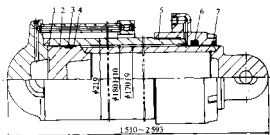


图 7-4 山形圈密封、缸口外螺纹连接单伸缩立柱
1—缸体；2—活柱；3—山形密封圈；4—活塞导向环；5—外导向套组件；6—蕾形圈；7—防尘圈

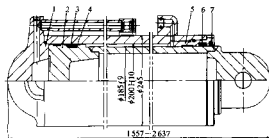


图 7-5 山形圈密封、缸口内螺纹连接单伸缩立柱
1—缸体；2—活柱；3—山形密封圈；4—活塞导向环；5—导向套；6—蕾形圈；7—防尘圈

- (3) 山形密封圈密封、缸口与导向套内螺纹连接、限位套限位的结构如图 7-6 所示。
(4) 鼓形密封圈密封、缸口与导向套卡环连接、柱塞肩部限位的结构如图 7-7 所示。

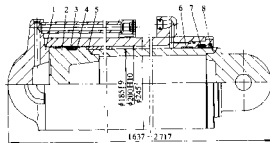


图 7-6 山形圈密封、缸口内螺纹连接、限位套限位单伸缩立柱
1—缸体；2—活柱；3—山形密封圈；4—活塞导向环；5—限位套；6—导向套；7—蕾形圈；8—防尘圈

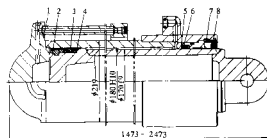


图 7-7 鼓形圈密封、缸口卡环连接单伸缩立柱
1—缸体；2—活柱；3—鼓形圈；4—活塞导向环；5—导向套；6—蕾形圈；7—卡环；8—挡套

- (5) 鼓形密封圈密封、缸口与导向套内螺纹连接、限位套限位的结构如图 7-8 所示。
(6) 鼓形密封圈密封、缸口与导向套外螺纹连接、限位套限位的结构如图 7-9 所示。

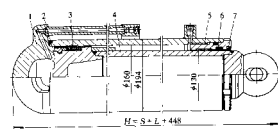


图 7-8 鼓形圈密封、缸口内螺纹连接、有限位套的单伸缩立柱
1—缸体；2—活塞；3—鼓形密封圈；4—活柱；5—导向套；6—蕾形密封圈；7—防尘圈

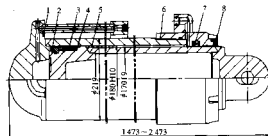


图 7-9 鼓形圈密封、缸口外螺纹连接单伸缩立柱
1—缸体；2—活柱；3—鼓形圈；4—活塞导向环；5—限位套；6—外导向套组件；7—蕾形圈；8—防尘圈

(7) 鼓形密封圈密封、缸口与导向套弹簧钢丝连接、弹簧钢丝限位的结构如图 7-10 所示。

2. 双伸缩立柱

(1) 山形密封圈密封、缸口与导向套内螺纹连接的结构如图 7-11 所示。

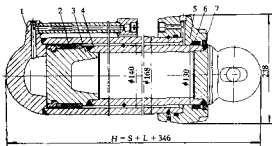


图 7-10 鼓形圈密封、缸口弹簧钢丝连接单伸缩立柱

1—缸体；2—鼓形密封圈；3—活塞；4—活柱；
5—压缩导向套；6—蕾形密封圈；7—防尘圈

(2) 鼓形密封圈密封、缸口与导向套内螺纹连接的结构如图 7-12 所示。

(3) 鼓形密封圈密封、缸口与导向套卡环连接的结构如图 7-13 所示。

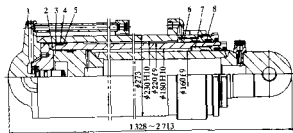


图 7-11 山形圈密封、缸口内螺纹连接双伸缩立柱

1—外缸体；2—中缸体；3—活柱；4—山形密封圈；5—活塞导向环；6—大导向套；7—小导向套；8—蕾形圈

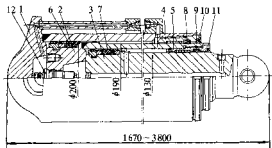


图 7-12 鼓形圈密封、缸口内螺纹连接双伸缩立柱

1—外缸体；2—中缸体；3—活柱；4—大导向套；5—小导向套；6、7—鼓形密封圈；8、9—蕾形密封圈；10、11—防尘圈；12—底筒

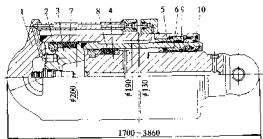


图 7-13 鼓形圈密封、缸口卡环连接双伸缩立柱

1—外缸体；2—底筒；3—中缸体；4—活柱；5—大导向套；6—小导向套；7、8—鼓形密封圈；9—蕾形密封圈；10—防尘圈

3. 单伸缩带机械加长杆立柱

(1) 山形密封圈密封、缸口与导向套内螺纹连接的结构如图 7-14 所示。

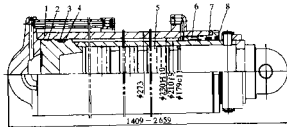


图 7-14 山形圈密封、缸口内螺纹连接、带机械加长杆立柱

1—缸体；2—机械加长活柱；3—山形密封圈；4—活塞导向环；
5—加长杆；6—导向套；7—蕾形密封圈；8—防尘圈

- (2) 鼓形密封圈密封、缸口与导向套内螺纹连接、带机械加长杆的结构如图 7-15 所示。
 (3) 鼓形密封圈密封、缸口与导向套卡环连接的结构见图 7-16。

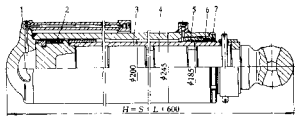


图 7-15 鼓形密封圈密封、缸口内螺纹连接、带机械加长杆立柱

- 1—缸体；2—鼓形密封圈；3—机械加长立柱；4—加长杆；
 5—导向套；6—唇形密封圈；7—防尘圈

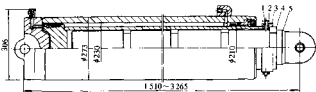


图 7-16 鼓形密封圈、缸口卡环连接、带机械加长杆立柱

- 1—惰轴；2—开口销；3—套环；4—卡环；5—加长杆

第二节 液压支架千斤顶

一、千斤顶型式

千斤顶的型式很多，大多为单伸缩双作用，个别为单伸缩单作用千斤顶。按进、回液方式可分为外进液和内进液千斤顶，大多为外进液的。按活塞固定方式可分为固定活塞式和浮动活塞式千斤顶，固定活塞式的占绝大多数，只有推移千斤顶中有一部分为浮动活塞式的。按在液压支架上的功能可分为推移千斤顶、侧推千斤顶、前梁千斤顶、护帮千斤顶、伸缩梁千斤顶、平衡千斤顶、防倒千斤顶、防滑千斤顶、调架千斤顶、底调千斤顶、抬底座千斤顶等。用在放顶煤支架的还有尾梁千斤顶、插板千斤顶、拉后输送机千斤顶等。

二、千斤顶内径及活塞杆外径 (MT/T94-1996 液压支架立柱、千斤顶内径及活塞杆外径系列)

- 1) 千斤顶内径系列 (见表 7-7)。
- 2) 千斤顶活塞杆外径系列 (见表 7-8)。
- 3) 千斤顶内径及活塞杆外径的匹配关系 (见表 7-9)。

表 7-7 千斤顶内径系列 单位: mm

50	63	80	100	110	125
140	160	180	200	230	

表 7-8 千斤顶活塞杆外径系列 单位: mm

32	45	50	60	70	85	95	105	120	140	160
----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----

表 7-9 千斤顶内径及活塞杆

外径匹配关系 单位: mm

序 号	内 径		序 号	内 径	
	杆 径	杆 径		杆 径	杆 径
1	230	160	7	110	85, 70
2	200	140	8	100	70, 60
3	180	120	9	80	50, 45
4	160	105, 85	10	63	45
5	140	105, 85	11	50	32
6	125	70			

- 4) 千斤顶公称承载力与内径匹配关系 (见表 7-10)。

三、千斤顶的结构组成

千斤顶由活塞杆组件、缸体部件、导向套组件和密封件组成。

1. 活塞杆组件

活塞杆组件包括活塞杆、活塞、密封件、导向环、活塞导向环和固定连接件。

(1) 活塞杆一般用 40Cr 钢制造，大多为实心杆体。内供液的活塞杆体有的采用无缝钢管组焊而成，内部焊有通液管；有的为实体，钻有通液孔，外露端部大多有连接销孔。杆体中部大多镀双层铬——乳白铬和硬铬，以增加抗腐蚀、抗摩擦和抗碰碰的能力，少数活塞杆的头部为半球形，用以承受千斤顶的推力。

表 7-10 千斤顶公称承载力与内径匹配关系

内径 (mm)	杆径 (mm)	承载方式	公称承载力 (kN)	
			泵站压力 20 MPa	泵站压力 31.5 MPa
180	120	推力	509	800
		拉力	282	445
160	105	推力	401	632
		拉力	229	360
140	85	推力	308	484
		拉力	194	306
125	70	推力	245	386
		拉力	158	265
110	70	推力	190	299
		拉力	113	178
100	60	推力	157	247
		拉力	100	158
80	45	推力	100	158
		拉力	69	108
63	45	推力	62	98
		拉力	30.5	48
50	32	推力	39	61.8
		拉力	23.1	36.5

注：千斤顶内径大于 180 mm 时，其公称承载力由用户根据所造活塞杆径的大小选定。

(2) 活塞多用经调质的 40Cr 钢制造，其上装有山形或鼓形密封圈、活塞导向环和导向环。活塞与活塞杆多采用分体式结构，其间用“O”形密封圈密封。浮动活塞与活塞杆间用蕾形密封圈密封，浮动活塞可在活塞杆行程范围内滑动。

2. 缸体部件

缸体由缸底和缸筒焊接而成。

(1) 缸底多用低合金高强度、可焊性好的 27SiMn 钢锻造，一般为单耳座销孔式连接，少数为半球形，可承受千斤顶的推力，部分前梁千斤顶和底调千斤顶的缸底为这种形状。浮动活塞千斤顶的缸底为平的，没有连接孔。

(2) 缸筒所用材料和加工要求与立柱的缸筒基本相同，但承受的载荷大多较立柱的小。浮动活塞千斤顶与外部连接的耳轴焊在缸筒的中部。

3. 缸口导向组件

(1) 导向套的结构和所用钢材与立柱的导向套基本相同，新设计的千斤顶导向套加有用聚甲醛制造的导向环。

(2) 导向套与缸口连接方式有内螺纹连接、卡环连接和弹簧钢丝连接，一般多采用前两种连接方式。

四、千斤顶典型结构

1. 一般千斤顶

缸底和活塞杆头部有连接销孔，进回液孔设在缸体上。

(1) 活塞用山形密封圈密封, 缸口导向套卡环连接, 活塞用半环、压盘和挡圈固定的结构如图 7-17 所示。

(2) 活塞用山形密封圈密封、缸口与导向套内螺纹连接的结构如图 7-18 所示。

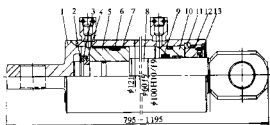


图 7-17 山形密封圈密封、缸口卡环式连接千斤顶
1—缸体; 2—挡圈; 3—压盘; 4—半环; 5—活塞; 6—山形密封圈; 7—活塞导向环; 8—活塞杆; 9—锥形密封圈; 10—导向套; 11—卡键; 12—楔套; 13—防尘圈

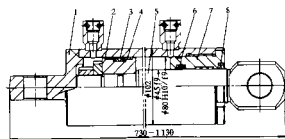


图 7-18 山形密封圈密封、缸口内螺纹连接千斤顶
1—缸体; 2—活塞; 3—山形密封圈; 4—活塞导向环; 5—活塞杆; 6—锥形密封圈; 7—导向套; 8—防尘圈

(3) 活塞用鼓形密封圈密封, 缸口与导向套弹簧钢丝连接, 活塞用卡环、托盘、挡圈固定的结构如图 7-19 所示。

(4) 活塞用鼓形密封圈密封、缸口与导向套卡环连接的结构如图 7-20 所示。

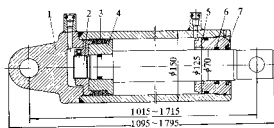


图 7-19 鼓形密封圈密封、缸口弹簧钢丝连接千斤顶
1—缸体; 2—活塞杆; 3—鼓形密封圈; 4—活塞; 5—导向套; 6—鼓形密封圈; 7—防尘圈

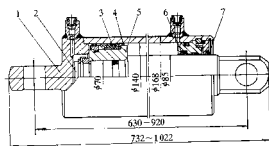


图 7-20 鼓形密封圈密封、缸口卡环式连接千斤顶
1—缸体; 2—活塞杆; 3—鼓形密封圈; 4—活塞导向环; 5—活塞; 6—鼓形密封圈; 7—防尘圈

2. 浮动活塞千斤顶

(1) 活塞用山形密封圈密封, 缸口与导向套卡环连接, 耳轴焊接在缸筒上的结构如图 7-21 所示。

(2) 活塞用鼓形密封圈密封, 缸口与导向套弹簧钢丝连接的结构如图 7-22 所示。

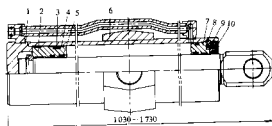


图 7-21 山形密封圈密封、缸口卡环连接千斤顶
1—缸体; 2—浮动活塞; 3—山形密封圈; 4—活塞导向环; 5—锥形密封圈; 6—耳轴; 7—导向套; 8—卡环; 9—挡套; 10—防尘圈

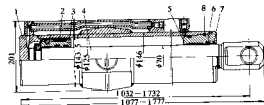


图 7-22 浮动活塞式千斤顶
1—缸体; 2—鼓形密封圈; 3—活塞; 4—活塞杆; 5—导向套; 6—鼓形密封圈; 7—防尘圈; 8—弹簧钢丝

3. 内进液千斤顶

- (1) 活塞用山形密封圈密封、缸口与导向套内螺纹连接的结构如图 7-23 所示。
- (2) 活塞用山形密封圈密封、缸口与导向套卡环连接的结构如图 7-24 所示。

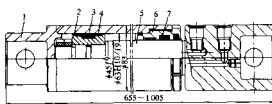


图 7-23 缸口内螺纹连接的内进液千斤顶
1—缸体；2—活塞；3—山形密封圈；4—活塞导向环；
5—活塞杆；6—导向套；7—锥形密封圈

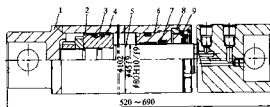


图 7-24 缸口卡环连接的内进液千斤顶
1—缸体；2—活塞；3—山形密封圈；4—活塞导向环；5—活塞
杆；6—导向套；7—锥形密封圈；8—卡环；9—汽垫

第三节 液压支架立柱、千斤顶活塞和活塞杆的密封型式、尺寸和公差

一、液压支架立柱、千斤顶密封结构的发展

研制液压支架之初，立柱、千斤顶的密封结构是参照机械工业部工程液压缸有关密封结构设计的，活塞上两个单向碗形密封圈，后来借鉴了国外液压支架立柱和千斤顶的密封结构，使国产支架立柱和千斤顶的密封结构更加合理和完善。早期研制的是鼓形密封圈和蕾形密封圈，1978年西北橡胶研究所为矿用液压支架立柱、千斤顶密封沟槽及密封圈制定了暂行标准。由于液压支架的适用范围扩展，立柱、千斤顶的类型增多，缸径不断扩大，暂行标准已不能满足发展的需要。

煤科总院北京开采所研制出了山形密封圈及其沟槽型式和尺寸并推广使用，煤科总院太原分院研制了楔形密封圈及其沟槽型式和尺寸，有的制造厂也开展了这方面的研制工作，以致使立柱和千斤顶出现多种结构型式的密封，甚至同种密封圈的密封沟槽尺寸、公差都不相同，这给工厂的生产和用户的使用、维护造成许多困难。为解决上述问题，必须实现立柱、千斤顶密封结构的标准化、通用化和系列化。为此，煤炭专用设备标准化委员会支护设备分会组织制定了煤炭行业立柱、千斤顶有关技术标准，并已颁布实施，满足了当前的需要。

二、液压支架立柱、千斤顶活塞和活塞杆用带支承环的密封沟槽型式、尺寸和公差*

1) 鼓形和山形密封圈沟槽尺寸代号：

D ——活塞密封沟槽外径（立柱、千斤顶内径）；

D_1 ——活塞密封沟槽底径；

D_2 ——与活塞杆配合的直径；

d ——活塞杆直径；

d_1 ——活塞密封沟槽底径；

d_2 ——活塞支承环座直径；

d_3 ——活塞配合直径；

* 注：参见 MT/T 576—1996 标准

L_1 ——活塞密封沟槽轴向长度；
 L_2 ——活塞支承环密封沟槽轴向长度；
 L_3 ——活塞杆密封沟槽轴向长度；
 S ——密封沟槽径向深度；

R_1 、 R_2 ——圆角半径；

C ——导入角长度。

2) 活塞用鼓形和山形密封圈密封沟槽型式 (如图 7-25 所示)。

3) 活塞杆用蕾形密封圈沟槽型式 (如图 7-26 所示)。

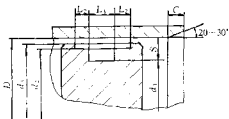


图 7-25 活塞密封沟槽形式

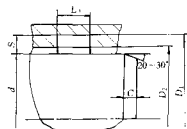


图 7-26 活塞杆密封沟槽形式

4) 活塞用鼓形密封圈密封沟槽尺寸和公差 (见表 7-11)。

5) 活塞用山形密封圈密封沟槽尺寸 (见表 7-12)。

表 7-11 活塞用鼓形密封圈密封沟槽尺寸和公差

单位: mm

D	S	d_1	L_1	L_1 极限偏差	L_2	L_2 极限偏差	d_2	d_3	R_1	R_2	C
50	8	34	28		6		44	48.5			
63	8	47	28		6		57	61.5	0.3		4
80	8	64	28		6		74	78.5			
100	10	80	34		9		84	98.5			
105	10	85	34		9		99	103.5			
110	10	90	34		9		104	108.5			5
125	10	105	34		9		119	123.5			
140	10	120	34		9		134	138.5			
160	12.5	135	38	+0.25	9	+0.2	154	158.5			
180	12.5	155	38	0	9	+0.1	174	178.5	0.4	0.5	
200	12.5	175	38		9		194	198.5			
210	12.5	185	38		9		204	208.5			6
220	12.5	195	38		9		214	218.5			
230	12.5	205	38		9		224	228.5			
250	12.5	225	38		9		244	248.5			
280	12.5	255	38		9		274	278.5			7
320	15	290	42		12		312	318			
360	15	330	42		12		352	358	0.5		

注: 滑动面公差配合推荐用 H_{9}/g_8 (包括 d_1 、 d_2)

表 7-12 活塞用山形密封圈密封沟槽尺寸

单位: mm

d	S	d_1	L_1	L_1 极限偏差	L_2	L_2 极限偏差	d_2	d_3	R_1	R_2	C
50	6	38	17		9		44	48.5			3
63	6	51	17		9		57	61.5			
80	6	68	17		9		74	78.5			
100	6.5	87	18		9		94	98.5	0.2		4
105	6.5	92	18		9		99	103.5			
110	6.5	97	18		9		104	108.5			
125	6.5	112	18		9		119	123.5			5
140	7.5	125	21	+0.20 0	9	+0.2 +0.1	134	138.5		0.5	
160	7.5	145	21		9		154	158.5	0.3		
180	7.5	165	21		9		174	178.5			8
200	9	182	25		9		194	198.5			
210	9	192	25		9		204	208.5			
220	9	202	25		9		214	218.5	0.4		8
230	9	212	25		9		224	228.5			
250	9	232	25		9		244	248.5			

注: 滑动面公差配合推荐用 Hg/g (包括 D_1)。

6) 活塞杆用蕾形密封圈密封沟槽尺寸和公差 (见表 7-13)。

表 7-13 活塞杆用蕾形密封圈密封沟槽尺寸和公差

单位: mm

D	S	L_3	L_3 极限偏差	D_1	D_2	R_1	R_2	C
32	4	9.5		40	33			4
45	6	13		57	46			
50	6	13		62	51			
60	6	13		72	61			5
70	6	13		82	71			
85	6	13		97	86			
95	6	13		107	96			5
105	8	17		121	106			
120	8	17		136	121	0.2		
130	8	17		140	131			6
140	8	17		156	141			
150	8	17		166	151		0.5	
160	10	20.5		180	161			6
170	10	20.5		190	171			
185	10	20.5		205	186			
190	10	20.5		210	191			8
210	10	20.5		230	211	0.4		
220	10	20.5		240	221.5			
230	10	20.5		250	231.5			8
240	10	20.5		260	241.5			
260	12	24		284	262			
290	12	24		314	292	0.5		8
340	12	24		364	342			

注: 滑动面公差配合推荐用 Hg/g (包括 D_1)。

第四节 液压支架立柱、千斤顶结构合理化

一、早期立柱和千斤顶在加工、使用和设计中存在的主要问题

煤炭科学研究总院北京开采所已设计 200 余种类型的液压支架，所配用的立柱、千斤顶基本上满足了支架各种要求，但在诸多方面均存在一些问题。为使立柱、千斤顶的结构更加合理，可靠性更高，便于加工、使用和维修，90 年代初，在改进结构，并进行标准化、系列化和通用化设计之前，到用户和工厂进行了一次普遍调查，了解到存在的一些主要问题。

1. 加工中的主要问题

(1) 使用材料的物理机械性能低于设计要求，有的材料甚至是钢厂的不合格品。

(2) 没按设计要求进行热处理或处理的不符合设计要求，有的零、部件的加工精度、粗糙度不够，有的安装中损坏了零、部件，最常见的是密封件损坏。

(3) 液压件装配前清洗的不干净，铜屑等赃物划坏密封面和密封件。

(4) 外购件不合格。

2. 使用中的主要问题

(1) 顶板有异常变化，采煤工作面基本顶来压强烈，对支架有冲击载荷，造成立柱、千斤顶缸内压力过大，安全阀溢流量不够，损坏支架结构件、立柱和千斤顶。

(2) 安全阀有锈蚀，煤、岩尘堵塞，开启压力超过设计的调定压力，使支架、立柱、千斤顶过载。

(3) 管路系统污染严重，坚硬颗粒擦伤密封面，失去密封性能。

(4) 使用的乳化液防腐蚀性差，使油缸锈蚀严重，不能密封。

(5) 长期存放前没有注入防腐性能好的乳化液，造成油缸锈蚀。库房温度过低，油缸中乳化液冻结胀坏油缸（缸径变大）。

3. 设计的主要问题

(1) 立柱柱头和机械加长杆的连接销孔小、销轴细，容易弯曲和断裂。千斤顶两端的连接孔小、销轴细，销孔处的连接强度不够，使用中有的销孔处变形、断裂，销子弯曲，不易拆卸。

(2) 较大缸径缸口有的在使用中漏液，主要是由于导向套上的“O”形密封圈沟槽是按滑动密封设计的，且“O”形密封圈本身的公差值较大，加之，有些制造超差，使组装后压缩量小，甚至出现无压缩量的情况。

(3) 缸上的进回液孔和进回液管的孔径小，进回液阻力大，影响移架速度，不能满足高产、高效工作面快速移架的要求。

(4) 总体配套设计不合理，如有的放顶煤支架后输送机推拉千斤顶由于与后部输送机连接方式不合理，造成千斤顶活塞杆弯曲。

(5) 安全阀选用不合适，大缸径立柱选用了溢流量小的安全阀，当载荷增加速度快时，安全阀不能及时卸载，造成油缸鼓胀和破裂。掩护式支架的平衡千斤顶应选用 90 L/min 或更大流量的安全阀，但许多掩护式支架的平衡千斤顶选用了溢流量小的安全阀，在实际使用中支架移架后，有时不操作平衡千斤顶，只用立柱升架，造成平衡千斤顶活塞杆腔压力增加过快，安全阀不能及时溢流，拉坏了平衡千斤顶和与其连接的耳座。

(6) 鼓形圈的厚度大，使用鼓形圈的双伸缩立柱伸缩值小，不能满足大伸缩比支架的要求。

(7) 设计中标准化、系列化和通用化考虑的不够，不利于加工、使用和维修。

(8) 有的立柱缸口结构不合理，如导向套选用 20 号钢，其抗压强度不够，不能满足标准 MT 313-92 中规定的强度试验要求。

二、立柱结构合理化

1. 柱塞密封结构

目前,国内用于立柱柱塞密封的密封圈形式有3种:鼓形密封圈、山形密封圈和楔形密封圈。鼓形密封圈使用的较早,使用的数量也多,但其断面大,对扩展立柱行程有一定影响,尤其对双伸缩立柱行程的影响较大。鼓形密封圈的结构和柱塞结构较复杂,制造成本高。为满足液压支架发展需要,煤炭科学研究总院北京开采所研制了SH系列山形密封圈,其主要特点是:断面小,可增大立柱的伸缩比,扩大支架适用范围;结构简单,便于制造,成本低;密封面贴有伸缩性好的斜纹布,摩擦阻力小,动作灵活;简化了活塞头结构,并减少了零件数量,提高了密封圈结构的可靠性,降低了造价。SH系列山形密封圈于1987年研制成功,推广使用后取得了较大的技术经济效益。为提高密封可靠性,曾对密封沟槽尺寸做了部分修改,小规格的山形密封圈因其伸缩量小,装配不慎易出现局部损坏,因此,改为纯橡胶制作。SH系列山形密封圈沟槽尺寸已经列入MT/T 576-1996《液压支架立柱、千斤顶活塞和活塞杆用带支撑环的密封沟槽型式、尺寸和公差》标准中。

2. SH山形密封圈与配套使用的SHJ型活塞导向环

(1) 山形密封圈断面形状如图7-27所示

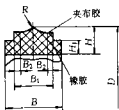


图7-27 山形密封圈断面

(2) SHJ活塞导向环断面形状见图7-28,尺寸系列见表7-15。

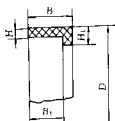


图7-28 SHJ活塞导向环断面

表7-14 山形密封圈尺寸系列 单位: mm

组别	型号	参 数					
		D	B	B ₁	B ₂	H	H ₁
一组	SH63×6.5	63	14	8	1	6.5	2.5
	SH80×7.5	80	14	8	1	6.5	2.5
二组	SH100×7.5	100	16	10	1.25	7.5	3
	SH125×7.5	125	16	10	1.25	7.5	3
三组	SH140×9	140	19	13	2	9	3.5
	SH160×9	160	19	13	2	9	3.5
	SH180×9	180	19	13	2	9	3.5
四组	SH200×11	200	23	17	2	11	4
	SH230×11	230	23	17	2	11	4

注: 适用的工作压力 ≤ 60 MPa。它与两个SHJ型活塞导向环配套使用。

表7-15 SHJ活塞导向环尺寸系列 单位: mm

组别	型号	参 数				
		D	H ₁	H ₂	B	B ₁
一组	SHJ-63	63	3.5	3	12	9
	SHJ-80	80	3.5	3	12	9
二组	SHJ-100	100	3.5	3	12	9
	SHJ-125	125	3.5	3	12	9
三组	SHJ-140	140	4	3	12	9
	SHJ-160	160	4	3	12	9
	SHJ-180	180	4	3	12	9
四组	SHJ-200	200	5	3	12	9
	SHJ-230	230	5	3	12	9

注: SHJ型活塞导向环与山形橡胶密封圈配套使用。

(3) 双伸缩立柱用山形密封圈和鼓形密封圈的柱塞布置对比,其断面见图7-11和7-13。

楔形密封圈虽已研制,但没推广使用。根据用户的要求,煤炭科学研究总院北京开采研究所设计了使用鼓形密封圈的立柱。

3. 缸口的连接

立柱缸口连接的结构型式较多,可归纳为3种:螺纹连接,这种连接方式结构简单,连接可靠,易实现机械化装、卸,但加工时需保证同心度;卡键连接,本连接方式结构较复杂,但装拆容易,便于维

修；钢丝连接（方形和圆形钢丝），结构简单，但拆卸困难，维修不便。这3种连接方式各有特点，设计、生产和使用单位看法不太一致，前两种连接方式使用的较多。

煤炭科学研究总院北京开采所根据多年设计、生产和使用经验，在这次立柱和千斤顶的系列化、标准化和通用化的设计中，立柱缸缸口连接大多采用螺纹连接。但为满足用户的要求，也设计了卡键连接方式。

4. 统一焊缝坡口形式及尺寸

早期设计的立柱缸底与缸筒、活柱柱塞、柱头与柱管的焊接坡口形式及尺寸不统一，有些偏大，有些偏小。前者焊接工作量大、易变形，后者影响熔深，因而影响焊缝强度。现在，根据 GB 895-88《气焊、手工电弧焊及气体保护焊缝坡口的基本形式与尺寸》统一了坡口形式及尺寸。缸底与缸筒之间为单边“V”形坡口，坡口设在缸筒上，坡口角为 50° 。柱管与柱头、柱塞之间为双边“V”形坡口，坡口角为 60° 。

5. 解决缸口漏液

调研中发现，有些大缸径立柱缸口漏液，部位多为“O”形密封圈处，原因是原设计采用动密封圈沟槽尺寸，这种密封圈槽尺寸对“O”形密封圈初始压缩量偏小，造成漏液。在目前的系列设计中，根据“O”形密封圈公差值及沟槽尺寸极限值的计算，将沟底尺寸做了调整，保证组装后对“O”形密封圈有合理的预压缩量，以解决缸口漏液问题。

6. 导向套结构改进

过去立柱外导向套采用的结构（如图7-10所示）其材料为20号钢，由于实际使用中不会出现全伸出内加载状态，未发现过导向套与柱塞肩部（或限位套）接触面压坏。但按 MT 312-92《液压支架通用技术条件》规定的强度试验要求，需将立柱升至全行程，活塞腔加压至额定泵压的125%，持续5 min，考核导向套与活塞限位部接触面的强度。在这种条件下试验，20号钢的抗压强度不够，经计算压应力有的达325.2 MPa，远大于20号钢的屈服限200 MPa。为此，设计中将导向套材料改为40Cr，并经调质处理。为避免导向套与活柱直接摩擦造成活柱和导向套擦伤，采用如图7-5所示的带有由聚甲醛制成的导向环结构。

7. 简化立柱结构

采用山形密封圈密封使立柱柱塞头的结构简化，省去使用鼓形密封圈时的支撑环、卡键，降低了加工成本，提高了可靠性，也有利于增加立柱的伸缩值。

8. 提高标准化、系列化和通用化水平

按支架发展的要求，设计了系列缸径、系列高度多种结构的立柱。相同缸径的立柱缸底、柱塞、导向套等零件均为共用件，这样就加快了设计进度，提高了设计质量和可靠性，也便于加工、使用和维护。

9. 加大进回液孔径

立柱上的所有进回液孔径和通液管内径都有所加大，减少了进回液阻力，有利于提高移架速度。

10. 加大连接销轴直径

加大柱头、机械接长杆的头部和中部与套环连接销轴直径，以及缸底连接用的半圆形销槽直径，增强了立柱与顶梁、底座连接强度，解决了使用中这些地方销子弯曲、断裂等强度不够的问题。

三、煤炭科学研究总院北京开采所研制的立柱系列型谱

- 1) 单伸缩立柱（含机械接长杆立柱）缸径、柱径匹配关系（见表7-16）。
- 2) 双伸缩立柱缸径、柱径匹配关系（见表7-17）。
- 3) 立柱主要尺寸（见表7-18）。

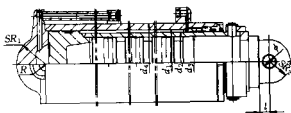
表 7-16 单伸缩立柱 (含机械接长杆立柱)
缸径、柱径匹配关系

序 号	公称承载力 (kN)	缸 径 (mm)	柱 径 (mm)	推荐管材 (mm)
1	3 600	320	290	377×34
2	2 700	280	260	325×30
3	2 200	250	235	299×30
4	1 800	230	210	273×26
5	1 500	210	185	245×22
6	1 400	200	185	245×26
7	1 100	180	170	219×24
8	900	160	150	194×20
9	700	140	130	168×18
10	500	125	105	152×16
11	300	100	90	114×16

表 7-17 双伸缩立柱缸径、柱径匹配关系

序号	缸 径 (mm)		柱 径 (mm)	推荐管材 (mm)
	一级缸/二级缸	一级缸/二级缸		
1	320/230		250/210	377×34 305×42
2	280/210		260/190	325×30 273×36
3	250/200		240/185	299×(28~30) 250×30
4	230/180		220/160	273×26 234×31
5	210/160		200/130	245×22 213×31
6	200/160		190/130	245×26 203×26
7	180/140		170/120	219×24 180×24

表 7-18 立柱主要尺寸 (山形密封圈)



缸径 d_1 (mm)	缸底 SR_1 (mm)	孔径 ϕ (mm)	限位距离 l (mm)	球头 SR_2 (mm)	活柱 (中缸) d_2 (mm)	机械加长 (小柱) d_3 (mm)	外径 d_4 (mm)	缸底 R (mm)	固定段长度 (mm)
100D	50	30		50	90		114	15	460
125D	75	32	52	55	105		152	17	235
140D	85	35	55	60	130		168	17	241
160D	100	35	60	60	150		194	23	252
160J	100	35	60	60	150	122	194	23	335
180D	100	35	60	60	170		219	23	267
180J	100	35	80	60	170	140	219	23	348
180S	100	35	60	60	170	120	219	23	302
200D	100	44	60	75	185		245	23	$\nabla 246 + B$
200J	100	44	70	75	185	155	245	23	379
200S	100	35	60	60	190	130	245	23	$\nabla 276 + B$
210D(G)	100	44	80	75	185		245	23	308
210S(G)	100	35	60	60	200		245	23	$\nabla 276 - B$
230D	100	44	65	75	210		273	23	324
230J	100	44	70	75	210	179	273	23	398
230S	100	44	77	75	220	160	273	23	$\nabla 315 + B$
250D	125	52	75	90	235		299	27	27
250J	125	52	110	90	235	199	299	27	27
250S	125	54	87	90	235	185	299	27	27
280D	125	52	75	90	260		325	29	29
280J	125	52	124	90	260	219	325	29	29
280S	125	54	87	90	260	190	325	29	29
320D	150	62	115	100	290		377	32	32
320J	150	62	134	100	290	245	377	32	32
330S	150	62	97	100	290	210	377	32	32
360S	150	75	146	110	340	260	412	35	35

注: D 为单伸缩 J 为机械加长 S 为双伸缩; B 为中缸活柱头部长度值; G 为鼓形密封形式。

四、千斤顶结构合理化

1. 缸口连接、导向和密封形式

千斤顶缸口连接结构与立柱的缸口连接结构基本相同,各种连接结构有类似的特点。千斤顶的缸口大多采用端部设置防潮湿“O”形密封圈的卡键连接,其结构如图7-17所示,它具有防潮、防锈,并便于拆卸维修的特点。个别的千斤顶,如支架侧护板用的 $\phi 63$ mm缸径千斤顶采用螺纹连接。导向套装有内导向环。

2. 缸底、缸体和柱塞的改进

缸底采用27SiMn钢锻造,使其厚度变薄,有利于减轻重量和加长行程。缸底与缸筒间为单边“V”形坡口,坡口角为 45° 。浮动活塞千斤顶的缸底不带耳座,不受推拉力,故选35号钢锻造。活塞采用山形密封圈密封,并简化了其结构。改进了鼓形密封圈密封的千斤顶的活塞密封结构。

3. 加强两端耳部连接强度

根据以前的使用情况,设计中加大了千斤顶缸底耳座和活塞杆端销孔直径,以及缸底耳座和活塞杆头部销孔处的厚度及宽度,增加了连接部位的强度,解决了使用中缸底耳座、活塞杆销孔处变形、连接销弯曲、断裂等问题,取得较好的效果。

五、千斤顶系列主要尺寸

1) 千斤顶缸径、活塞杆杆径与公称承载力匹配关系(见表7-19)。

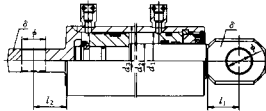
表7-19 千斤顶缸径、活塞杆径与公称承载力匹配关系

序号	缸径 (mm)	杆径 (mm)	推力/拉力 (kN)	序号	缸径 (mm)	杆径 (mm)	推力/拉力 (kN)
1	230	105	1 303.9/1 032.2	5	140	85	484.6/306
						105	484.6/211
2	200	95	968/750	6	125	70	385.1/264.6
		90	799/599			85	385.1/207
3	180	100 (E)	784/588	7	100	60	247/158
		115	799/472			70	246.6/125.7
4	160	85	631/453	8	80	45	157.8/107.9
		105	631/359			55	157.8/83.2
		115	633/312	9	63	45	59.7/49.8

2) 千斤顶两端连接尺寸(见表7-20)。

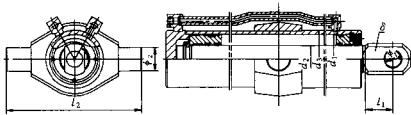
3) 浮动活塞千斤顶活塞杆、耳轴连接尺寸(见表7-21)。

表 7-20 千斤顶两端连接尺寸



缸径 d_1 (mm)	杆径 d_2 (mm)	孔径 ϕ (mm)	耳厚 δ (mm)	外径 d_3 (mm)	限位距离 l_1 (mm)	限位距离 l_2 (mm)	固定段长度 (mm)
230	105	82	80	273	95	105	485
200	95	72	70	245	85	93	435
180	90	67	70	219	85	91	425
160	85	62	60	194	75	80	380
140	85	56	55	168	70	75	350
125	70	52	50	146	65	70	325
100	70	42	40	121	55	60	305
80	45	32	32	102	42	48	260
63	45	32	32	83	28	30	187

表 7-21 浮动活塞千斤顶活套杆、耳轴连接尺寸与公称载力匹配关系



缸径 d_1 (mm)	杆径 d_2 (mm)	外径 d_3 (mm)	耳厚 δ (mm)	孔径 ϕ_1 (mm)	耳轴外径 ϕ_2 (mm)	耳轴宽 l_2 (mm)	限位距离 l_1 (mm)	固定段长 度 (mm)	额定泵压 31.4 MPa	
									推力(kN)	拉力(kN)
180	85	219	65	60	72	340	96	350	178	621
160	85	194	60	52	72	340	89	324	178	453
140	70	168	55	46	60	300 340	82	302	120.8	362.6
125	70	146	50	42	60	300 340	80	285	120.8	264.5

第五节 液压支架立柱强度计算

一、立柱计算原则

液压支架的受力状态随工作面地质条件的变化而变化。立柱是液压支架的主要承载部件，其受力状态也随着液压支架的变化而改变，因而，根据立柱的实际受力工况对立柱进行受力分析是不现实的。立柱的室内型式试验规范是综合了矿压、立柱实际使用条件、支护系统特征等诸因素对立柱承载能力提出的要求，因而，进行立柱设计时，一般都按照型式试验规范所规定的加载方式作为边界条件进行计算。

对立柱进行室内型式试验时,要求立柱在最大高度条件下必须满足下面两个条件:

- (1) 能承受 1.5 倍额定载荷作用;
- (2) 两端同侧偏心 30 mm 时,能承受 1.1 倍额定载荷作用。

二、立柱受力分析

根据立柱受力状态,可将立柱简化为一个受纵向载荷作用、载荷通过端面形心或偏离形心、并具有变断面和初挠度的纵向弯曲梁,其力学模型如图 7-29 所示。此图为双伸缩立柱计算模型图,单伸缩立柱及千斤顶计算可参考此图进行。轴向载荷 p 作用于上、下端面,偏离端面中心距离为 e_1 、 e_2 ,相邻两段油缸的折线夹角为 α_1 、 α_2 ;油缸重合部分长为 L_2 、 L_4 ,不重合部分为 L_1 、 L_3 、 L_5 ,相应各段惯性矩为 J_1 、 J_2 、 J_3 、 J_4 、 J_5 ,其中 $J_2=J_1+J_3$, $J_4=J_3+J_5$,各段立柱挠度记为 w_i ($i=1\sim 5$)。

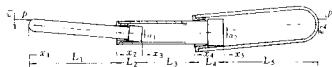


图 7-29 立柱力学计算模型

由力学模型可以看出,立柱受以下几个力作用:

- (1) 轴向压力。当轴向载荷不通过立柱轴线时,还要考虑偏心的影响;
- (2) 油缸内油压胀力。双伸缩立柱外缸和中缸均受油压作用,单伸缩带机械加长段立柱只有外缸受油压作用;
- (3) 在轴向载荷作用下,立柱横向挠曲产生附加弯矩,附加弯矩的大小与横向挠曲量和轴向载荷有关;
- (4) 立柱细长比不同时,临界载荷不同,当细长比较大时,立柱有失稳倾向。

三、立柱平衡微分方程

根据力学原理,可建立如下平衡微分方程,即

$$E_i J_i \frac{d^2 w_i}{dx_i^2} = p w_i \quad (i = 1 \sim 5), \quad (7-1)$$

式中 E_i ——立柱第 i 段弹性模量;

J_i ——立柱第 i 段惯性矩;

w_i ——立柱第 i 段挠度。

解微分方程 (7-1),可得方程通解,即

$$w_i = y_{2i-1} \cos k_i x_i + y_{2i} k_i x_i \quad (7-2)$$

$$\frac{dw_i}{dx_i} = -k_i (y_{2i-1} \sin k_i x_i - y_{2i} \cos k_i x_i) \quad (7-3)$$

$$M_i = p w_i \quad (7-4)$$

其中 $k_i = \sqrt{p/E_i J_i}$ 。

四、边界条件与衔接条件

根据立柱计算模型,可得如下边界条件为

x_i 即为立柱每段最大弯矩的位置。

当 $x_i \leq 0$ 或 $x_i \geq l_i$ 时, 最大弯矩出现在该段立柱的两端, 弯矩为 $M_i(0)$ 和 $M_i(l_i)$ 。

当 $0 < x_i < l_i$ 时, 最大弯矩出现在该段立柱上, 弯矩为 $M_i(x_i)$ 。

六、立柱各段强度校核

1. 活柱

不论是双伸缩立柱还是单伸缩带机械加长段立柱, 活柱的受力状态均为单向应力状态, 由压力和弯曲应力组合而成, 即

$$\sigma_z = \frac{p}{F_1} + \frac{M_{1\max}}{W_1} \quad (7-8)$$

式中 p ——立柱所受最大压力 (N);

F_1 ——活柱横截面积 (mm^2);

$M_{1\max}$ ——活柱最大弯矩 ($\text{N}\cdot\text{mm}$);

W_1 ——活柱抗弯模量 (mm^3)。

另外, 单伸缩带机械加长段立柱还应计算活柱最小直径处的应力。

2. 中缸

单伸缩带机械加长段立柱中缸受力状态仍为单向应力状态, 其组合应力为

$$\sigma_z = \frac{p}{F_3} + \frac{M_{3\max}}{W_3} \quad (7-9)$$

式中 F_3 ——中缸横截面积 (mm^2);

$M_{3\max}$ ——中缸所受最大弯矩 ($\text{N}\cdot\text{mm}$);

W_3 ——中缸抗弯模量 (mm^3)。

双伸缩立柱中缸不但受弯曲应力作用, 而且还由于油压的影响受到径向应力和周向应力的作用, 为三维应力状态, 如图 7-30 所示。

径向应力和周向应力可由梅拉公式计算, 即

$$\begin{cases} \sigma_\theta = \frac{d_3^2 q_3}{D_3^2 - d_3^2} \left(1 + \frac{D_3^2}{4r^2}\right) \\ \sigma_r = \frac{d_3^2 q_3}{D_3^2 - d_3^2} \left(1 - \frac{D_3^2}{4r^2}\right) \end{cases} \quad (d_3 \leq 2r \leq D_3) \quad (7-10)$$

轴向应力即为弯曲应力, 即

$$\sigma_z = \pm \frac{M_{3\max} \gamma}{J_3} \quad (d_3 \leq 2r \leq D_3) \quad (7-11)$$

式中 D_3 、 d_3 ——中缸外径、内径 (mm);

q_3 ——中缸内油液压力 (MPa);

$M_{3\max}$ ——中缸所受最大弯矩 ($\text{N}\cdot\text{mm}$)。

按第二强度理论计算组合应力为

$$\sigma_\alpha = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2]} \quad (7-12)$$

按公式 (7-10)、(7-11)、(7-12) 可算出图 7-30 中缸壁上 4 个点的组合应力, 取最大值作为校核强度参数。

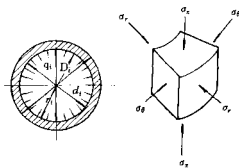


图 7-30 受油压作用的缸壁应力状态

3. 外缸

外缸的受力状态与双伸缩立柱中缸相似，因而其最大组合应力 σ_z 的计算可参考式 (7-10)、(7-11) 进行。

4. 强度校核条件

立柱各段强度应满足以下条件，即

$$\sigma_{zi} \leq \frac{\sigma_n}{n_i} \quad (i = 1, 3, 5) \quad (7-13)$$

式中 σ_{zi} ——第 i 段最大组合应力；

σ_n ——第 i 段材料的屈服极限；

n_i ——第 i 段安全系数。

七、立柱稳定性校核

对于线性方程组 (7-6)，利用克莱姆法则，可求得挠度待定系数，即

$$y_i = D_i/A, \quad (7-14)$$

其中， D_i 为矩阵 A 中第 i 列被矩阵 B 所代替而形成的矩阵。

在式 (7-14) 中， y_i 的大小决定着挠度的大小。当 $y_i \rightarrow \infty$ ，即 $A=0$ 时，挠度 w 也趋向于 ∞ ，则立柱失稳，而对于给定立柱断面和高度时， D_i 为一定值，因而 $A=0$ 为立柱失稳的必要条件。

$A=0$ 为一超越方程，可用牛顿迭代法解此方程，求得给定立柱断面和立柱高度的临界载荷。

八、油缸折线夹角 α_1 、 α_2 的确定

油缸折线夹角是指活柱中心线与中缸中心线的夹角 (α_1) 和中缸中心线与外缸中心线的夹角 (α_2)，它由各零件之间的配合间隙决定。

1. α_1 的计算

对于双伸缩立柱， α_1 主要由活柱与小导向套之间的间隙 (Δ_1) 和活柱活塞头与中缸内壁之间的间隙 (Δ_2) 决定，如图 7-31 所示。

$$\alpha_1 = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{2L_2} \quad (7-15)$$

对于单伸缩带机械加长段立柱， α_1 则由机械加长段与卡环之间的间隙 (Δ_1)、卡环与套环之间的间隙 (Δ'_1)，以及机械加长段与中缸之间的间隙 (Δ_2) 决定。根据图 7-32 可得：

$$\alpha_1 = \frac{(\Delta_1 + \Delta'_1 + \Delta_2)}{2L_2} \quad (7-16)$$

2. α_2 的计算

立柱中缸与外缸的连接方式与双伸缩立柱活柱与中缸连接方式类似，因而 α_2 由中缸与大导向套之间的间隙 (Δ_3) 和中缸活塞头与外缸之间的间隙 Δ_4 决定，即

$$\alpha_2 = \frac{\Delta_3 + \Delta_4}{2L_3} \quad (7-17)$$

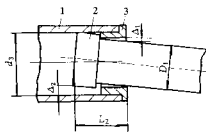


图 7-31 双伸缩立柱活柱与中缸连接方式
1—中缸；2—活柱；3—导向套

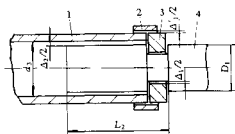


图 7-32 单伸缩带机械加长段立柱活柱与中缸连接方式
1—中缸；2—套环；3—卡环；4—机械加长段

第八章 液压支架用阀和控制系统

液压支架的动作由执行元件液压缸完成，而液压缸的往返运动停由各种阀控制。

第一节 阀

液压支架用阀因工作介质为含 95% 以上水的乳化液，粘度低，很难制成像油阀那样的间隙密封结构，一般都采用接触式密封方式。接触式密封阀有硬对硬（钢对钢）、钢对塑料、钢对橡胶等结构。我国采用硬接触软密封结构较多。构成阀的零件的轴孔间、轴与毗邻间都采用橡胶密封圈密封。

一、安全阀

1. 安全阀的用途与要求

安全阀是液压支架重要元件之一，用来控制液压支架实际工作阻力并使其不超过允许值。其性能好坏直接影响支架强度与安全系数，影响支架支护能力的发挥，影响支架负载能力与自重比，影响支架成本，即影响支架技术经济指标。

安全阀在额定流量范围内开启溢流时，要求开启压力与溢流压力的最大值 p_{max} 不高于上限 p_x ，如图 8-1 所示，以确保各承载元件不过载破坏；要求安全阀的溢流压力和闭合压力的最小值 p_{min} 不低于下限 p_x ，以确保各承载元件尽最大可能支护顶板，发挥支架的最佳支护能力。

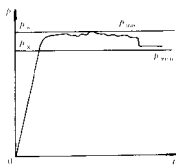


图 8-1 安全阀的启、溢、闭特性及范围

2. 安全阀的结构与技术特征

安全阀的阀副有端面硬阀口对阀垫型、硬阀口对钢球型、硬阀口对聚甲醛锥阀及橡胶圈过柱塞径向孔型等。

弹性元件有螺旋弹簧、碟型弹簧及高压氮气等。虽然氮气弹簧的性能非常优越，但迄今为止国内外未能彻底地解决跑气难题，只有非它不成才采用。

以 YF4 柱塞型安全阀为例介绍安全阀的基本结构，如图 8-2 所示。

柱塞型安全阀由阀体、O 形圈、柱塞阀芯、阀壳、弹簧座、弹簧、调压螺丝等组成。工作压力 45 MPa，工作流量 6 L/min。

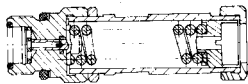


图 8-2 YF4 柱塞型安全阀的基本结构

目前我国已有工作流量为 32、100 L/min 的安全阀。

3. 安全阀性能要求

按 MT 119-85 标准，安全阀小流量启、溢、闭压力波动值不得超过公称压力的 10%，启、溢压力最大值不得超过公称压力的 110%，最小值不得低于公称压力的 90%，关闭压力不得低于公称压力的 90%。而公称流量小于 16 L/min 的阀，启、溢压力最大值不得超过公称压力的 115%；公称流量大于 16 L/min 和小于 32 L/min 的阀，启、溢压力不得超过公称压力的 120%；公称流量大于 32 L/min 和小

于 100 L/min 的阀, 启、溢压力不得超过公称压力的 125%; 公称流量大于 100 L/min 的阀, 启、溢压力不得超过公称压力的百分数可由设计确定。

这些规定不能完全满足安全阀的基本功能的要求。

1) 安全阀的工作特性。

人们希望 p 恒定, 或 $p_s - p_x$ 很小 (参见图 8-1), 但这是很难办到的。

(1) 球形安全阀、锥形安全阀及平面密封安全阀, 在阀开启前、后液压力作用面积是变化的, 如图 8-3 所示。

$$\Delta p = p_k - p_b$$

式中 p_k ——安全阀开启压力 (MPa);

p_b ——安全阀闭合压力 (MPa)。

根据前苏联马曼托夫对 IC 立体安全阀的试验研究, 密封带宽度为 0.82 mm 时, $p_b/p_k = 72\% \sim 82.5\%$; 而其它条件不变, 仅密封带增宽到 1.8 mm 时, $p_b/p_k = 48\% \sim 55\%$ 。虽然减小密封带宽度甚至使阀座保持锐边可以改善性能, 减小波动值, 但这将导致安全阀寿命的急剧下降。

(2) 阀在开启与闭合时, 要往返运动。开启时摩擦力与液压力对阀作用力方向相反, 使液体压力升高; 闭合时摩擦力与液压力对阀作用力方向相同, 使液体压力降低, 形成机械死区, 如图 8-4 所示。如有预动 $a-k-f'$ 的柱塞型安全阀, 开启关闭走 $f'-f-e-e'$ 路径 (对应流量坐标 1-5-4-6), 摩擦力使阀运动滞后于压力变化, 产生压力波动。如对应的 1、6 点, 5、4 点都有压力差。

(3) 安全阀溢流量的变化要迫使阀开口变化, 弹簧力也随之变化, 液体压力也必然有波动。这对流量较大的安全阀影响更大。如图 8-4 所示, 流量由 q_1 变为 q_2 时, 压力由 p_1 变为 p_2 。

(4) 对于额定流量在 0.1 L/min 之内的安全阀, 阀的位移在 0.1 mm 之内, 因此流量引起的压力变化较小。但是, 即使阀平衡于某一位置不动形成毛细节流状态工作, 消除了运动摩擦的影响, 但杂质对毛细缝隙的堵塞还会引起压力波动。在设计安全阀时采取六方导向、钢球导向, 减少柱塞式安全阀 O 形橡胶密封圈压缩量及接触长度, 用低摩擦因数的聚四氟乙烯同轴密封, 改善弹簧传力机构, 减少侧向力以便减少摩擦力, 减小球型安全阀、锥形安全阀及平面密封安全阀的阀与阀座间的密封带宽度, 以便改善密封带面积轴向投影值与液压力作用面积的比, 对于流量较大的安全阀减轻阀芯质量, 降低弹簧刚度, 以便减少因流量变化引起阀开度变化造成液压的变化, 降低工作介质的粘度, 提高过滤精度, 改善安全阀工作条件, 但压力变化还是不可避免的。

2) 安全阀的基本性能要求。

安全阀启、溢压力最大值 (p_{\max}) 是由各承载元件不过载破坏决定的; 安全阀启、溢、闭压力最小值 (p_{\min}) 是由最大可能发挥各承载元件对顶板的支护能力决定的。取阀的公称压力 p_n 的 115% 为上限 p_s , 取阀的公称压力 p_n 的 90% 为下限 p_x , 可以满足支架需要。而在额定流量范围内以任意流量及其任意变化时, 安全阀的启、溢、闭均应满足在 p_s 与 p_x 之间。即在安全阀额定流量范围内以任意恒定流量或变化流量使安全阀动作, 过程中的任意时刻都要保持

$$p_s \geq p = f(q, t) \geq p_x$$

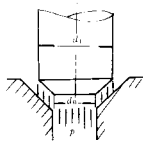


图 8-3 安全阀在开启前、后液压力作用面积的变化

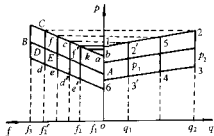


图 8-4 由摩擦力形成的安全阀启、溢、闭机械死区

能满足此条件的安全阀已无必要进行恒定慢速溢流 $p-t$ 曲线的测试。既然最大值不超过公称压力 p_n 的 115%，对支架承载元件不会过载破坏，最小值不低于公称压力 p_n 的 90%，支架阻力已能满足维护顶板的需要，那么恒定小流量压力曲线波动值超过公称压力 p_n 的 10%（按部颁标准不允许）有何妨？而按部颁标准公称流量启、溢、闭特性曲线最大值竟可超过公称压力 p_n 的 115%、120%，或由阀的设计者定为更大，难道不怕支架承载元件超过支架设定载荷（本章编著者认为应是工作阻力的 115%）而破坏？再者，安全阀恒流量压力曲线本身就没什么意义。安全阀的溢流量是由顶板下沉速度决定的。顶板下沉速度是变化的。不仅各矿不同，就是同一矿同一煤层同一个有周期压力的循环里，也因采煤工艺过程不同而异。采煤和移架工艺影响时的下沉速度远远大于无工艺影响时的下沉速度。而工艺影响仅占整个循环时间的 1/4 左右。表 8-1 列举了开滦矿务局范各庄五层煤和义马矿务局千秋煤矿 11049 等 5 个综采工作面的观测数据。从中可见顶板下沉速度及安全阀溢流量都是变化的，因此作恒流量溢流试验，并以其 $p-t$ 曲线波动值作为评价安全阀性能好坏的标准根据不足。对液压支架安全阀来说，其启、溢、闭压力由 p_s 和 p_x 两条等压线限制就完全可以了，不必另提单项指标。考虑到不同安全阀启、溢、闭特点，工厂调整安全阀时可有向上或向下调。对一个安全阀的调整，注重的不应是微小流量时的开启压力 p_{0k} ，而应是公称流量时的启、溢、闭总体。而 p_{0k} 可位于公称压力 p_n 之上，也可位于 p_n 之下。如果不分阀的性质，统统把微小流量时的开启压力当作“公称压力”调定，则阀达到公称流量时的真正压力就会大大超过“公称压力”值及其允许变化范围，使支架承载元件超载破坏。

表 8-1 综采工作面的观测数据

矿名	观测项目	顶板或支柱下沉速度 (mm·h ⁻¹)	折算流量 (L·min ⁻¹)
开滦矿务局范各庄矿五层煤	无工序顶板平均下沉速度	1.79	0.427
	采煤机通过时平均下沉速度	10.1	2.4
	采煤机通过时顶板瞬时下沉速度	21~25	5~6
	移架强烈影响区平均下沉速度	5.26~26	1.25~6.2
	移架瞬时最大下沉速度	96.6	23.6
义马矿务局千秋矿 11049 工作面	老顶初次来压前支柱平均下沉速度	6.65	2.23
	老顶初次来压时支柱平均下沉速度	25~71	8.6
	老顶初次来压后支柱平均下沉速度	3.14~3.14	1.05±1.05
	周期来压循环平均下陷速度	2.87±5.95	0.96±2
	周期来压循环初期下陷速度	0.91±1.47	0.33±0.99
周期来压循环后期下陷速度	5.71±4.81	1.9±1.6	
前苏联顿巴斯矿	顶板最大瞬时下沉速度	360 000	
	顶板最大瞬时下沉速度有时甚至达到无生产过程时	10 800 000	
		0.1~0.5	

3) 对液压支架安全阀的其它要求。

(1) 安全阀在工厂调定后，通常都经过较长时间的存贮才下井使用。下井后也不经常开启。液压支架实际工作阻力是随机变量，按数理统计学观点，一个随机变量特征值可用其平均值 X 及均方差 S 表示。有人认为周期压力循环未安全阀循环开启率 $f_m = 15.85\%$ 就可以管理好顶板，这样可按周期压力期间支架循环未阻力加权平均值 X_m 与 1 倍均方差 S 之和的 $1/0.9$ 为支架额定工作阻力，即 $p_n = (X_m + S) / 0.9$ ，式中的 0.9 为安全阀闭合压力系数；如周期压力步距为 10 m，每刀 0.5 m，日进 4 刀，则阀的开启周期： $c = 10 / (4 \times 0.6 \times 15.85\%) = 26.28$ (天)。

如果再考虑采高大，为防止片帮而提高顶梁前端支护阻力，常选用较大阻力支架，则安全阀开启率更低。开滦矿务局范各庄煤矿用赫姆夏特公司 G 320-23/45 支架，安全阀开启率 $f_m = 0$ ，因而不仅要考虑下井前存贮期，还要考虑下井后长期不开启。存贮期可参照英国伽立克公司标准暂定 6 个月。有存贮超调现象的安全阀，其 p_s 应为存贮 6 个月以后以公称流量使其第 1 次开启、溢流时的最大压力 p_{max} 。

(2) 考虑到井下煤尘很多，对安全阀应当进行抗污染能力试验。这在国内尚未进行，可参考外国经

验,对不同结构安全阀进行试验比较,把那些长期在井下工作、抗污浊能力强的安全阀作为衡量新研制的安全阀的标准。

(3) 对于庞大而复杂的综采设备来讲,不仅要求支架安全阀性能好,密封可靠,还要求经久耐用。支架质量大、数量多、体积大,运输困难,不宜上井检修。因此要求安全阀能在井下长期工作,至少应能可靠的工作2年。如果按支架实际工作阻力时间加权平均值 X_s 与2倍均方差 S 之和的 $1/0.9$ 选择支架额定工作阻力,即: $p_0 = (X_s + 2S)/0.9$,则安全阀的时间开启率 f_s 为2.3%。按一柱流量20 mL/min,1柱2年计,总溢出工作介质为 $V = 20 \times 2.3\% \times 60 \times 24 \times 365 \times 2 = 483\ 552\ \text{mL} = 484\ \text{L}$,暂取500 L为最低要求。

(4) 影响安全阀寿命的不仅是溢流总量,还受初撑—加载至溢流—卸载循环次数的影响。按每天12次,2年计算,共循环 $N = 12 \times 365 \times 2 = 8\ 760$ 次,暂取10 000次为循环寿命最低要求。循环试验时容积可很小,可无密闭容积罐,试验频率4~30次/min。如因循环太快使安全阀发热,则应采取降温措施。每一循环中无需闭合保压阶段。安全阀正在溢流状态时突然卸载比安全阀闭合后再突然卸载考验更严格。应当补充说明一点,对于像TC支柱、Dobson支柱那种金属与金属硬碰硬的阀副来说,其工作明显的呈开关方式,其主要破坏是由于阀与阀座的反复冲击及高速工作液流对开启状态的阀与阀座缝隙处的气蚀造成的,因而这种阀溢流寿命是主要的。但现代的安全阀多用橡胶、聚氨酯、塑料与金属配副,常形成节流状态工作,启闭次数很少,循环次数往往成为这类阀破坏的主要原因。

(5) 对前梁短柱、限位千斤顶、平衡千斤顶安全阀,常因立柱撑紧而产生7~100 L/min大流量,因此对适合此类需要的安全阀,还需要进行在额定流量下,每次排液1.75 L的10 000次循环试验。

(6) 对于冲击地压明显的矿区,立柱应另配置快速释放安全阀。由于冲击时间仅为0.002~0.003 s,产生高达每分钟万升的瞬态流量,因此对这种阀要与立柱一起做专门的动特性试验。

4. 抗冲击地压安全阀与立柱及其系统的动态计算

1980年美国道梯支架在大同四老沟矿因一次冲击地压损坏十几架,出现缸体爆炸事故。1987年义马常村矿一次冲击地压显现,造成十多架支架严重损坏,穿梁钻底,缸体严重变形。国内外对立柱的冲击试验有落锤加载法、氮气储能器加载法、爆炸加载法等多种。落锤加载法简单易行,还可以通过调整落锤质量及落体高度以便贴近实际工况。把立柱简化为一种轴向弹性元件,如图8-5所示。受落锤冲击后,落锤与立柱的活柱一起的运动为主振动。而当液压升高到安全阀芯开始动作后,该主振动是安全阀芯复杂运动的牵连运动,如图8-6所示。由于只需在主振动1/4周期内求算立柱受冲击后立柱内液压最大值,不苛求动态过程复杂的数学描述,而以满足工程需要为目的,尽量简化那些复杂、本身取值变化很大而实际影响又不大的因素,故忽略实际值不大的摩擦阻尼的影响;又忽略了安全阀芯从开启到开口量足够大的过程中释放液体对这一短促过程(0.002~0.003 s)主振动的影响。通过立柱2种伸出值 h_1 (代号所表示的物理量、单位及其值见表8-2)、落锤2种落体高度 h_0 、2种落锤质量 m 的不同组合的计算值对比,找出影响因素的大小。

1) 主振动。

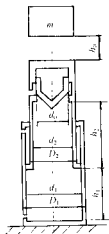


图8-5 假想立柱

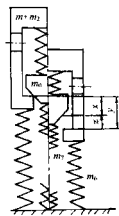


图8-6 阀芯、活柱、缸体间的运动关系

表 8-2 不同参数计算值对比

1	p_n (MPa)	42	42	42	42	42	42	42	42
2	p_1 (MPa)	32	32	32	32	32	32	32	32
3	h_1 (mm)	400	400	400	400	800	800	800	800
4	K_3 (N/mm)	33 441.89	33 441.89	33 441.89	33 441.89	26 679.94	26 679.94	26 679.94	26 679.94
5	E_1 (MPa)	1 680.018	1 680.018	1 680.018	1 680.018	1 680.018	1 680.018	1 680.018	1 680.018
6	E_2 (MPa)	1 645.455	1 645.455	1 645.455	1 645.455	1 645.455	1 645.455	1 645.455	1 645.455
7	E_3 (MPa)	1 658.04	1 658.04	1 658.04	1 658.04	1 663.906	1 663.906	1 663.906	1 663.906
8	a (mm/s)	1 287 649	1 287 649	1 287 649	1 287 649	1 289 925	1 289 925	1 289 925	1 289 925
9	Δt_1 (s)	0.001 206 8	0.001 206 8	0.001 206 8	0.001 206 8	0.001 514 8	0.001 514 8	0.001 514 8	0.001 514 8
10	ω_2 (rad/s)	988.063 7	988.063 7	988.063 7	988.063 7	833.068 4	833.068 4	833.068 4	833.068 4
11	ω_3 (rad/s)	988.080 9	988.077 3	988.080 9	988.077 3	833.086 7	833.082 9	833.086 7	833.082 9
12	h_0 (mm)	1 000	2 000	1 000	2 000	1 000	2 000	1 000	2 000
13	K_0 (MPa/mm)	0.088 322 8	0.070 228 8	0.088 322 8	0.070 228 8	0.088 322 8	0.070 228 8	0.088 322 8	0.070 228 8
14	K_1 (L/min)	8 349.311	11 807.71	8 349.311	11 807.71	8 349.311	11 807.71	8 349.311	11 807.71
15	F_0 (mm)	1 030.661	1 457.575	1 030.661	1 457.575	1 030.661	1 457.575	1 030.661	1 457.575
16	d_4 (mm)	36.225 39	43.079 49	36.225 39	43.079 49	36.225 39	43.079 49	36.225 39	43.079 49
17	z (mm)	9.206 126	13.614 96	9.206 126	13.614 96	9.206 126	13.614 96	9.206 126	13.614 96
18	m (t)	10.193 68	10.193 68	20.387 36	20.387 36	10.193 68	10.193 68	20.387 36	20.387 36
19	ω (rad/s)	56.897 64	56.897 64	40.366 15	40.366 15	50.810 47	50.810 47	36.051 22	36.051 22
20	f (1/s)	9.055 54	9.055 54	6.424 471	6.424 471	8.086 738	8.086 738	5.737 731	5.737 731
21	τ (s)	0.110 429 6	0.110 429 6	0.155 654 8	0.155 654 8	0.123 659 3	0.123 659 3	0.174 284 9	0.174 284 9
22	Y_0 (mm)	3.026 934	3.026 934	6.017 196	6.017 196	3.794 101	3.794 101	7.542 235	7.542 235
23	y_n (mm)	36.428 64	36.428 64	33.438 38	33.438 38	45.661 37	45.661 37	41.913 23	41.913 23
24	y_1 (mm)	27.034 45	27.034 45	24.044 19	24.044 19	33.886 25	33.886 25	30.138 12	30.138 12
25	y_{max} (mm)	81.923 04	112.658 4	111.978 4	156.525 5	92.976 05	127.046 5	126.098 5	175.765 1
26	p_{max} (MPa)	90.428 27	123.145 7	125.605	173.024 8	82.181 95	111.116 2	113.494 3	155.673 6
27	C_4 (mm)	81.920 18	112.655 2	111.974 5	156.521 1	92.971 96	127.042 1	126.093	175.759
28	t_2 (s)	0.008 098 8	0.005 787 1	0.007 512 2	0.005 333 3	0.010 103 4	0.007 235 3	0.009 398 5	0.006 678 8
29	t_1 (s)	0.005 602	0.004 139 2	0.005 239 7	0.003 775 9	0.006 878 5	0.005 129 9	0.006 507 5	0.004 710 4
30	Δ_1 (S)	0.008 072 1	0.005 768 7	0.007 501 2	0.005 325 7	0.010 065 3	0.007 209 3	0.009 383	0.006 668
31	Δp_1 (MPa)	5.450 755	7.877 655	5.582 015	7.968 731	5.403 612	7.856 717	5.566 054	7.965 664
32	Δp_2 (MPa)	5.267 981	7.694 885	5.497 555	7.884 276	5.174 001	7.627 102	5.459 277	7.859 533
33	$\Delta p/dr$ (MPa/s)	4 205.218	6 068.589	4 400.518	6 420.817	3 100.806	4 749.67	3 458.898	5 080.162
34	Δp_3 (MPa)	-0.128 588 7	-0.128 588 7	-0.059 408 6	-0.059 408 9	-0.144 254 4	-0.144 254 4	-0.066 66	-0.066 66
35	Δp_0 (MPa)	0.311 854 8	0.311 854 8	0.144 079	0.144 079	0.374 599 9	0.374 599 9	0.173 102 5	0.173 102 5
36	Δp_7 (MPa)	0.073 911	0.073 911	0.034 147 3	0.034 147 3	0.058 163 1	0.058 163 1	0.026 877 1	0.026 877 1
37	t_r (s)	0.009 984 1	0.008 539 7	0.009 460 2	0.008 839 7	0.012 271 3	0.010 359 3	0.011 639	0.010 841
38	z_r (mm)	7.353 174	10	7.834 986	10	7.235 343	10	7.807 112	10
39	Q_x (L/min)	7 406.236	10 684.12	7 906.522	11 159.58	7 229.216	10 520.89	7 825.664	11 043.43
40	Q_z (L/min)	7 420.389	10 684.91	7 923.186	11 159.64	7 250.308	10 521.41	7 835.285	11 043.71
41	p_z (MPa)	50.139 84	59.225 89	50.826 37	64.605 69	49.326 15	57.427 23	50.033 12	63.270 38
42	p_p (MPa)	47.414 46	55.287 07	48.035 36	60.621 32	46.624 35	53.498 87	47.250 09	59.287 54

(1) 立柱表现等熵弹性模数。

由内有液压的缸体应力公式、液体容积压缩系数，自行推导立柱表现等熵弹性模数（表 8-2 行序 4）为

$$K_3 = \frac{\pi E d_1^2}{8 h_1 \left(\frac{D_1^2 + d_1^2}{D_1^2 - d_1^2} + \mu + \frac{\beta E}{2} \right) + 8 h_2 \left(\frac{D_2^2 + d_2^2}{D_2^2 - d_2^2} + \mu + \frac{\beta E}{2} \right)}$$

式中 μ ——泊松系数， $\mu = 0.26$ ；

E ——钢材弹性模数， $E = 2 \times 10^5$ MPa；

β ——5%乳化液容积压缩系数， $\beta = 55 \times 10^{-5} \text{ mm}^2/\text{N}$ ；

D_1 、 d_1 、 h_1 、 D_2 、 d_2 、 h_2 (单位: mm) 如图 8-5 所示。

(2) 立柱振动坐标。

立柱受落锤冲击后, 质量为 m 的落锤与质量为 m_2 的活柱一起运动, 向下取 Y 坐标及 y 坐标, 如图 8-7 所示。立柱缸体内液体压力为 0 时取为 Y 坐标的零点。在 $Y_0 = (m + m_2)g/K_3$ (表 8-2 行序 22) 处取为 y 坐标的零点, 则有 $Y = Y_0 + y$ 。则当立柱内液体压力为初撑压力 p_1 时对应落锤与活柱的位移为

$$y_1 = \frac{\pi d_1^2 p_1}{4K_3} - Y_0$$

当立柱缸体内液体为工作压力 p_0 时, 对应落锤与活柱的位移为

$$y_0 = \frac{\pi d_1^2 p_0}{4K_3} - Y_0$$

(3) 初撑状态立柱受落锤冲击后主振动最大位移 y_{\max} 、最大液体压力 p_{\max} 、

由能量法可知

$$mgh_0 = \frac{\pi}{8} d_1^2 (p_1 + p_{\max})(y_{\max} - y_1) = \frac{1}{2} K_3 (y_1 + y_{\max})(y_{\max} - y_1)$$

$$y_{\max} = \sqrt{\frac{2mgh_0}{K_3} + y_1^2}$$

$$p_{\max} = \frac{4K_3(y_{\max} + Y_0)}{\pi d_1^2}$$

(4) 主振动运动方程。

立柱内从上到下连续液体折算参与主振动的质量为

$$\frac{m_6}{3} = \frac{\pi}{12} \rho (d_1^2 h_1 + d_2^2 h_2)$$

式中 ρ ——乳化液密度, $\rho = 9.996 \times 10^{-10}$ (t/nm³)。

落锤、活柱与折算液体的力平衡方程为

$$(m + m_2)g - K_3 Y = \frac{d^2 Y}{dt^2} (m + m_2 + m_6/3)$$

令

$$\omega = \sqrt{\frac{K_3}{m + m_2 + m_6/3}}$$

式中 ω ——主振动角频率。

则周频率

$$f = \frac{\omega}{2\pi}$$

周期

$$\tau = 1/f$$

则有

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \omega^2 y = 0$$

考虑到 $t=0$ 时, $y=0$; $t=\pi/2$ 时, $y=y_{\max}$, 则有

$$y = y_{\max} \sin \omega t$$

则

$$t_1 = \frac{1}{\omega} \arcsin \frac{y_1}{y_{\max}}$$

$$t_0 = \frac{1}{\omega} \arcsin \frac{y_0}{y_{\max}}$$

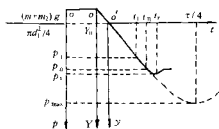


图 8-7 立柱振动坐标

(5) 主振动液压方程。

$$p = \frac{4K_3(Y_0 + y_{\max} \sin \omega t)}{\pi d_1^2}$$

(6) 液体压力增长梯度。

具有初撑液体压力 p_1 的立柱受到落锤冲击，液体压力增长梯度为

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p_n - p_1}{t_n - t_1}$$

2) 液体运动规律的影响。

立柱受冲击后，活柱与外载振动（半周），同时立柱内液体也被动。从立柱内液体最上端向下取 h 坐标，则液体运动不仅随 t 变化，也随 h 变化。运动 $u = f(h, t)$ 。缸体变形小，运动略而不计。

(1) 缸体、活柱及立柱表现等熵容积弹性模数。

与立柱表现等熵弹性模数的推导类似，缸体、活柱及立柱表现等熵容积弹性模数有

缸体

$$E_1 = \frac{E}{2 \left(\frac{D_1^2 + d_1^2}{D_1^2 - d_1^2} + \mu + \frac{\beta E}{2} \right)}$$

活柱

$$E_2 = \frac{E}{2 \left(\frac{D_2^2 + d_2^2}{D_2^2 - d_2^2} + \mu + \frac{\beta E}{2} \right)}$$

立柱

$$E_3 = \frac{E(d_1^2 h_1 + d_2^2 h_2)}{2d_1^2 h_1 \left(\frac{D_1^2 + d_1^2}{D_1^2 - d_1^2} + \mu + \frac{\beta E}{2} \right) + 2d_2^2 h_2 \left(\frac{D_2^2 + d_2^2}{D_2^2 - d_2^2} + \mu + \frac{\beta E}{2} \right)}$$

(2) 哈密顿原理。

一个系统在可能有的各种运动状态中真正的运动使哈密顿作用量取极小值，即

$$J[u(h, t)] = \int_0^t (T - \Pi + W) dt = \int_0^t (T - U + V + W) dt$$

式中 J —— $u(h, t)$ 的函数；

T ——动能；

Π ——势能；

W ——无势广义力作的功；

U ——变形势能；

V ——有势广义力作的功。

$$T = \int_0^{h_1} \frac{1}{2} A_1 \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 dh + \int_0^{h_2} \frac{1}{2} A_2 \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 dh$$

$$U = \int_0^{h_1} \frac{1}{2} E_1 A_1 \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 dh + \int_0^{h_2} \frac{1}{2} E_2 A_2 \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 dh$$

式中 A_1 ——液压缸内液柱横截面积；

A_2 ——活柱内液柱横截面积。

依变分原理

$$F_u - \frac{\partial}{\partial t} F_{\dot{u}} - \frac{\partial}{\partial h} F_{u_h} = 0$$

因为

$$E_1 \approx E_2 \approx E_3$$

得立柱受冲击振动偏微分方程为

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial h^2} = 0$$

式中 a ——立柱驻波传播速度, $a = \sqrt{E_3/\rho_0}$

初始条件 $u(0, h) = 0, \frac{\partial u}{\partial t}(0, h) = \frac{\omega y_{\max}}{h_3}(h_3 - h)$

边界条件 $u(t, 0) = y_{\max} \sin \omega t, u(t, h_3) = 0$

由于振动是多级谐波的叠加, 可得

$$u(t, h) = \sum_{n=1}^{\infty} B_n \sin \frac{\pi a t}{h_3} (n - 0.5) \cos \frac{\pi h}{h_3} (n - 0.5)$$

式中 $n = 1, 2, 3, 4, \dots$

利用非周期函数傅里叶级数展开系数公式, 最终得运动方程为

$$u(t, h) = \frac{\omega y_{\max}}{(n - 0.5) a \pi h_3} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\int_0^{h_3} \varphi \cos \frac{\pi}{h_3} (n - 0.5) (h_3 - \varphi) d\varphi \right] \times \\ \sin \frac{a \pi t}{h_3} (n - 0.5) \cos \frac{\pi h}{h_3} (n - 0.5)$$

(3) 液压驻波从立柱最上端传到最下端所需时间为

$$\Delta t_1 = h_3/a$$

(4) 由于液压驻波传输时间的影响, 同一时刻立柱上端液体压力达 p_n 时, 立柱下端液体压力 p_2

$$\Delta p_2 = p_n - p_2 = p_n - \frac{4K_3}{\pi d_1^2} [Y_0 + y_{\max} \sin \omega(t_n - \Delta t_1)]$$

(5) 由于液压驻波传输时间的影响, 同一时刻立柱下端液体压力达 p_n 时, 立柱上端液体压力 p_3

$$\Delta p_3 = p_3 - p_n = \frac{4K_3}{\pi d_1^2} [Y_0 + y_{\max} \sin \omega(t_n + \Delta t_1)]$$

3) 安全阀计算。

(1) 落锤冲击产生最大可能输入流量。

$$Q_n = 15 \times 10^{-6} \pi d_1^2 \sqrt{2gh_0}$$

(2) 所需过液截面。

$$F_s = \frac{Q_n}{1.25 \sqrt{p_n}}$$

其折算通径

$$d_s = \frac{2}{\pi} \sqrt{F_s}$$

(3) 通过流量 Q_n 时阀芯升起高度。

$$z = d_0 - \sqrt{d_0^2 - \frac{2\sqrt{2}F_s}{\pi}}$$

式中 d_0 ——安全阀喉径, 设为 55 mm。

(4) 安全阀阀芯升高 z 液体压力增量。

氮气室容积 (mm^3) 为

$$V_0 = \frac{\pi}{4} (42^2 \times 35 + 72^2 \times 10 + 58^2 \times 65) = 260\ 940$$

氮气室容积变化

$$V_0 = \frac{\pi}{4} z \times 72^2$$

则

$$p_0 + \Delta p = p_n \left(\frac{V_0}{V_0 - \Delta V_0} \right)^{1.4}$$

回归得氮气弹簧平均线压力刚度

$$K_0 = \frac{(\rho_z - \rho_0)d_0^2}{zd_1^2} = \frac{\rho_0 d_0^2}{zd_1^2} [(z+1)^{0.09812} - 1]$$

4) 立柱与安全阀系统的计算。

(1) 立柱受落锤冲击, 阀芯随活柱牵连运动下降 y , 阀芯相对活柱升起 z , 阀芯对缸体的绝对运动 x , 如图 8-7 所示。则 x 与 y 、 z 的关系为

$$x = y - z$$

质量 m_0 阀芯在平均刚度为 K_0 的氮气弹簧作用下压紧阀座, 同时受液压力作用。具有弹性、质量为 m_7 的液柱, 其当量运动质量 $m_7/3$ 与阀芯一起振动, 即

$$m_7/3 = \pi \rho d_0^2 (h_1 + h_2) / 12$$

阀芯受力平衡方程为

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{K_0 + K_3 d_0^2 / d_1^2}{m_0 + m_7/3} z = \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{K_3 d_0^2 / d_1^2}{m_0 + m_7/3} y$$

令

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{K_3 d_0^2 / d_1^2}{m_0 + m_7/3}}$$

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{K_0 + K_3 d_0^2 / d_1^2}{m_0 + m_7/3}}$$

$$C_4 = \frac{\omega_2^2 - \omega^2}{\omega_3^2 - \omega^2} y_{\max}$$

初始条件 $t = t_d$ 时, $z=0$ 、 $dz/dt=0$

式中 t_d ——阀芯从其随活柱牵连运动开始到其对活柱开始相对运动的时间。

方程终解为

$$z_x = C_4 \left[\sin \omega t_x - \sin \omega t_d \cos \omega_3 (t_x - t_d) - \frac{\omega}{\omega_3} \cos \omega t_d \sin \omega_3 (t_x - t_d) \right]$$

(2) 安全阀到能释放初撑状态立柱受落锤冲击所产生流量 Q_x 时的阀芯升高 z_x 、最大冲击液体压力 p_x 的计算

输入流量: 没达到 p_x 的时间为 t_x , 则有

$$y_x = y_{\max} \sin \omega t_x$$

$$Q_x = 15\,000 \pi d_1^2 \omega y_{\max} \cos \omega t_x$$

输出能力: 对应 t_x , 有

$$z_x = C_4 \left[\sin \omega t_x - \sin \omega t_d \cos \omega_3 (t_x - t_d) - \frac{\omega}{\omega_3} \cos \omega t_d \sin \omega_3 (t_x - t_d) \right]$$

则

$$F_x = \frac{\pi}{4} \sqrt{2} z_x (2d_0 - z)$$

$$p_x = \frac{4}{\pi d_1^2} [(m + m_2)g + K_3 y_{\max} \sin \omega t_x]$$

输出流量

$$Q_{xx} = 1.25 F_x \sqrt{p_x}$$

用迭代法解此方程, 刚满足 $Q_{xx} > Q_x$ 的最小 t_x 为求解, 则 p_x 、 Q_x 等均可求算。

5) 计算与试验结果对比。

(1) 德国贝考利特公司的试验如图 8-8 所示, 冲击液压最大值 61.2 MPa, 冲击半周期 0.024 9 s。计算冲击液压最大值 61.64 MPa, 冲击半周期 0.031 9 s。

(2) 英国道柳公司的试验如图 8-9 所示。计算得无安全阀时立柱平均冲击液压最大值为

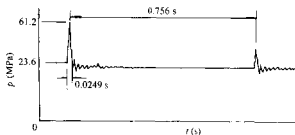


图 8-8 德国贝考利特公司的试验

115.12 MPa, 安全阀安装在缸底焊接钢管上时, 缸底处液压力达 117.9 MPa。试验缸底处冲击液压力最大值 125 MPa, 安全阀没有减弱多少冲击液压力值。而装在安全阀附近的压力传感器测到最高液压力 68 MPa, 说明安全阀位置、测点位置影响极大。

(3) 德国赫姆夏特公司的试验。安全阀置于缸头内, 液压力冲击到 60 MPa, 冲击作用时间 0.1 s, 阀开启量 5~6 mm, 瞬间流量 2 400 L/min, 本计算液压力冲击峰值 76.44 MPa, 冲击半周期 0.098 s, 安全阀瞬间最大流量 4 148 L/min, 阀开启量 4.98 mm。

6) 分析、归纳与结论。

(1) 从计算数据表 8-2 中对比可见, 其它条件相同, 冲击功相同, 落体高度大者冲击厉害。

(2) 由计算式
$$p_{\max} = \frac{4}{\pi d_0^2} \left\{ (m + m_2) g + \sqrt{2K_3 mgh_0 + \left[\frac{1}{K_3} \left(\frac{\pi}{4} \rho_1 d_1^2 - mg - m_2 g \right) \right]^2} \right\}$$

可见 p_1 越大, p_{\max} 越大。因而, 抗冲击地压支架在保证维护伪顶前提下应选较小的初撑力。

(3) 从计算数据表中还可见: 其它条件相同时, 伸出值 h_1 越大, 即含液量越多, 则立柱线性弹性模数越小, 无阀冲击最大液体压力 p_{\max} 越小, 液体压力升高到名称相同液体压力 (如 p_n) 经过的时间越长, 即抗冲击性能越好。因此抗冲击立柱、活柱内腔应连通缸体充满工作液, 甚至安装气囊。

(4) 不同安装位置安全阀的阀芯 m_0 及液柱 m_7 惯性力对阀开启压力的不同影响。

①安全阀安装在立柱最上端

$$\Delta p_5 = - \frac{4(m_0 + m_7/3)}{\pi d_0^2} \omega^2 y_{\max} \sin \omega t_n$$

两种惯性有利于阀芯开启。

②如图 8-10 (a) 所示, 将阀安于焊接到缸体下端的钢管上端

$$\Delta p_6 = \frac{4(m_0 + 4m_7/3)}{\pi d_0^2} \omega^2 y_{\max} \sin \omega t_n$$

两种惯性不利于阀芯开启。

③如图 8-10 (b) 所示, 将阀安于焊接到活柱上端的钢管下端

$$\Delta p_7 = \frac{4(2m_0 - m_7/3)}{\pi d_0^2} \omega^2 y_{\max} \sin \omega t_n$$

液体惯性有利于阀芯开启; 而阀芯惯性不利于阀芯开启。

(5) 冲击引起液体压力升高过程的某一瞬间, 立柱上端液体压力大大高于下端液体压力。安全阀安装位置不同效果差异很大。安在立柱上端时, 立柱内平均液体压力为

$$\bar{p}_p = p_r - \frac{1}{2} \left\{ p_n - \frac{4K_3}{\pi d_1^2} [y_{\max} \sin \omega(t_n - \Delta t_1) + Y_0] \right\}$$

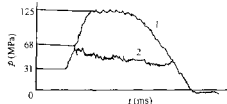


图 8-9 英国通梯公司的试验

1—缸底处液压力传感器及其所测液压力曲线; 2—焊在缸底的缸管上端两个安全阀附近的液压力传感器及其所测液压力曲线

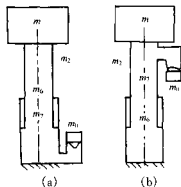


图 8-10 安全阀在缸体活柱上的安装位置

a—阀安于焊接到缸体下端的钢管上端; b—阀安于焊接到活柱上端的钢管下端

安在立柱下端时,立柱内平均液体压力为

$$p_p = p_x + \frac{1}{2} \left\{ \frac{4K_2}{\pi d_1^2} [y_{\max} \sin \omega(t_n + \Delta t_1) + Y_0] - p_0 \right\}$$

(6) 分析 F_c 、 p_x 、 Q_x 计算式,表明阀芯受液压作用直径 d_0 越大, F_x 越大,达到同样 Q_{xz} 时需 p_x 越小。

综上所述:①抗冲击安全阀不能用管路与立柱连接,不允许有断面缩小的喉部,必须把安全阀与立柱一起整体考虑。安全阀必须安装到合理位置,必要时安装氮气缓冲气囊;②立柱容纳液体越多越好,活柱内应充满液体,必要时内置氮气缓冲器;③冲击引起液体压力升高某瞬间,立柱上、下端液体压力差达 7 MPa,安全阀应置立柱上端;④安全阀的安装位置应使阀芯及液体的惯性有助于阀的开启;⑤尽可能将活柱制成无活塞筒状;⑥安全阀阀芯受液压作用面积应尽可能大,以提高其动态响应能力;⑦在保证维护仿顶前提下,立柱初撑力应小;⑧而一般的所谓大流量安全阀,尽管流量达百升甚至千升,如果安装不当,起不了多大作用。

二、液控单向阀

1. 立柱用液控单向阀的用途

液压支架的立柱只有被操作时才与高压液接通,而在液压支架支撑顶板时立柱活塞腔需要长时间用液控单向阀闭锁保持高压,需要移架时才用液控单向阀打开。由于支撑顶板可能长达几天,要求液控单向阀的密封要长时间一滴不漏。

2. 立柱用液控单向阀的结构与技术特征

液控单向阀的阀副有钢球配聚甲醛锥面阀座、锥阀配聚甲醛锥面阀座、橡胶垫配环形端面阀座。液控单向阀有单级卸载的也有双级卸载的,有单顶杆的也有双顶杆的。KDF 16 液控单向阀属于单顶杆、双级卸载的,基本结构如图 8-11 所示。

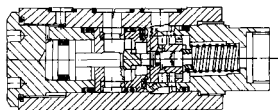


图 8-11 KDF 16 液控单向阀

技术特征

工作压力 (MPa)	50
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	200
通径 (mm)	41.4
顶杆允许液控压力 (MPa)	32
开启压力 (MPa)	≤ 0.5
关闭压力系数	$\geq 98\%$
进液液阻压降 (实测) (MPa)	4.5
回液液阻压降 (实测) (MPa)	5.5

3. 液控单向阀卸载动态

1) 液控单向阀典型卸载液压谐振曲线。

DM 400 型垛式迈步支架在徐州矿务局庞庄煤矿东城井全工作面井下试验时,发现球型液控单向阀卸载时产生强烈短促谐振噪声,安全阀急促短瞬喷液,焊缝开裂,安全阀大量损坏。拆检安全阀发现,由于开启量太大,阀垫被冲出又被关闭时剪坏。

试验系统如图 8-12 所示。典型卸载液压谐振曲线如图 8-13 所示。

试验时用 500 t 油压机将立柱加压到 50 t (立柱缸内液压 31.9 MPa),然后用转阀操作卸载。立柱每次降 14~20 mm,排液 0.2~0.3 L 液压谐振持续 0.17 s,振动 28 次,平均频率 165 Hz,液压最高峰值 82.4 MPa,是卸载前液压的 2.8 倍多。

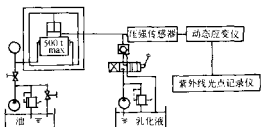


图 8-12 试验系统

2) 查清液控单向阀产生卸载液压谐振原因的试验。

(1) 拆下升柱软管, 使卸载液不受管内液体惯性阻力的影响直接喷射至空中。卸载液压谐振依然存在, 只是振幅小一些, 持续时间短一些。

(2) 卸载不用液压控制, 改用大杠杆直接推液控单向阀顶杆卸载, 卸载液压谐振依然存在。

(3) 顶杆活塞直径由 $\phi 30$ 改为 $\phi 18$, 提高卸载液控压力, 卸载液压谐振依然存在。

(4) 顶杆控制液路加节流孔, 卸载液压谐振振幅稍小, 但依然很严重。

(5) 在距立柱底座下端 45、160 及 740 mm 处, 缸筒外侧分别贴电阻应变片, 结果未查出缸筒壁有强烈的振动。

(6) 在单向阀后、单向阀前(以进油习惯称之为前)及顶杆后(以推单向阀方向为前, 此时顶杆直径 $\phi 18$) 分别安装液压传感器。记录的 3 条液压动态曲线如图 8-14 所示。

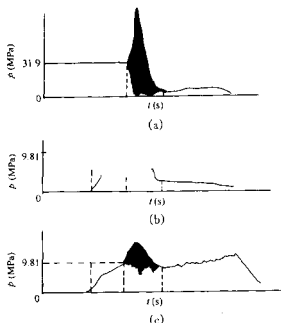


图 8-14 3条测试曲线

a—单向阀后; b—顶杆前; c—顶杆后

杆活塞, 此时卸载没有液压振动。

(10) 把图 8-16 上半部结构中密封顶杆细部的密封圈取下(实物此处配合间隙较大), 再做卸载试

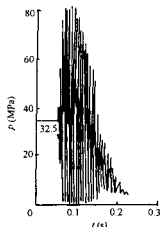


图 8-13 液控单向阀典型
卸载液压谐振曲线

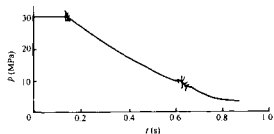


图 8-15 双级卸载液控单向阀卸载动态曲线

(7) 改变液控单向阀弹簧座与其导向套的配合, 改变导向套径向孔的位置, 形成不同配合间隙对这些孔正覆盖结构。卸载液压谐振有所遏制, 但时有时无, 时小时大, 克服得不彻底。

(8) 对第一级有固定节流孔的双级卸载液控单向阀做卸载试验。卸载液压谐振曲线如图 8-15 所示。第一级卸载是否产生液压谐振取决于节流孔的大小; 而第二级虽然液压降得很低了, 但还会发生谐振, 只是确保谐振峰值不至于引起危害。

(9) 如图 8-16 上半部结构所示, 用杆封封住顶

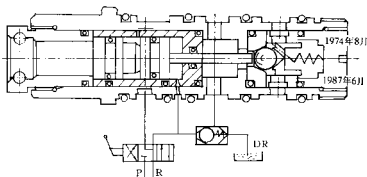


图 8-16 杆封试验与应用

验, 又出现卸载液压谐振。

(11) 后来也试验了赫姆夏特、波兰及三井三池控制阀, 都测到了卸载液压谐振, 有的进行了索赔。

3) 试验结果分析。

(1) 试验 (9) 表明, 顶杆绝大部分受杆封保护, 避免受卸载液冲击, 顶杆不后坐就不产生卸载液压谐振。可见卸载液使顶杆后坐是产生液控单向阀卸载液压谐振的根本原因。

(2) 试验 (1) 已使顶杆前腔无法积存液压, 顶杆为什么还后坐? 图 8-17 为忽略摩擦力的顶杆受力图。当顶杆后腔液压升高到刚好顶开单向阀瞬时, 顶杆受力瞬态平衡方程为

$$F_f = F_s + F_T$$

式中 F_f ——顶杆受液压作用向前的力;

F_s ——顶杆接触单向阀时顶杆弹簧的力;

F_T ——单向阀刚被打开瞬间受液压及弹簧作用的总轴向力。

单向阀刚被开启瞬间, 从单向阀与阀座间喷射出来的卸载液, 冲到顶杆改变方向。依动能定理, 取图 8-18 中 $abcdef$ 为控制体积, 出口液压 $p=0$, 则

$$F = \rho Q(v_0 \cos 90^\circ - v) = -\rho Qv$$

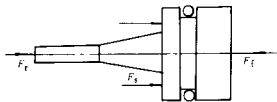


图 8-17 顶杆受力状态

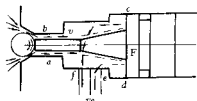


图 8-18 卸载液对顶杆的作用

式中 F ——顶杆作用于液流的力, 其反力即为液流作用于顶杆使其后坐的力;

Q ——单向阀被开启到某种程度喷射出液体能使顶杆后坐的某一卸载流量;

v ——单向阀被开启到某种程度喷射出液体能使顶杆后坐时卸载液的流速;

v_0 ——液控单向阀顶杆前回液口处液体流出速度 (垂直于阀轴向);

ρ ——乳化液密度。

某种动量 ρQv 能使处于瞬态平衡状态的顶杆失平衡后坐 (包括克服摩擦力), 阀门突然关闭形成水锤冲击。可以说顶杆后坐的主要原因是卸载液动量的变化 (但不能全面否定单向阀前直到乳化液箱间管路中液体惯性引起顶杆前腔液压升高对顶杆的影响)。

(3) 液控单向阀典型卸载液压谐振曲线不同于水锤曲线。水锤曲线一开始液压升高, 第一次就升高

到最大值,以后一直衰减,直到振动消失,振动频率不变。本例立柱内钢管内径 $d=12\text{ mm}$,壁厚 $\delta=4\text{ mm}$,流道总长 $l=1\ 072\text{ mm}$,则乳化液在此管路内的冲击波传输速度为

$$a = \frac{\sqrt{E_0/\rho}}{\sqrt{1 + E_0 d^2/E\delta}} = 1.397 \times 10^6 (\text{mm/s})$$

式中 E_0 ——31.9 MPa 液压下的乳化液刚度系数, $E_0=2.008\text{ GPa}$;

ρ ——乳化液的密度, $\rho=9.996 \times 10^{-4}\text{ g/mm}^3$;

E ——钢材刚度系数, $E=2.060 \times 10^5\text{ MPa}$ 。

冲击波周期

$$\tau = 2L/a = 1.535 \times 10^{-3} (\text{s})$$

冲击波频率

$$f = 1/\tau = 651.6 (\text{Hz})$$

而液控单向阀典型卸载液压谐振曲线,振动开始液压下降,从中获得第一次射流使顶杆后坐形成第一次水锤冲击。其值较卸载液压谐振最大值小得多。单向阀第一次关闭使 ρQv 断源,顶杆再次打开单向阀,引起第二次射流,使顶杆第二次后坐形成第二次水锤冲击,其值较第一次大得多。这是由于单向阀后已形成液压振动,单向阀后液压低时最容易被顶杆干扰开启,加大了液压源(立柱下腔,又有500 t 油压机支持)至单向阀间压差,使流速更高,进而使冲击峰值更高。经过几个回合其峰值液压达最大。本例达 82.4 MPa,将近卸载前的 2.6 倍。而其平均谐振频率 165 Hz,比水锤小得多,且呈逐减趋势。水锤衰减于流体运动;而液控单向阀卸载液压谐振衰减主因,是单向阀多次卸出高压液,耗能多,衰减快,持续时间短。也正由于立柱下腔逐次排液,液压逐次降低,每次开启单向阀喷出的流体速度降低,但还要达到顶杆后坐所需的动量 ρQv , Q 必然要加大,振动周期逐次加长。这些区别表明,液控单向阀卸载液压振动是谐振。

(4) 试验(6),图 8-14 说明顶杆振动与单向阀内液压振动有关联,共始终,同属于一个振动系统。从曲线中还能看到,顶杆冲向单向阀运动中,顶杆后受液压作用;顶杆前的液体受顶杆冲撞,又受管路中液体惯性阻挡也形成液压。而当顶杆接触单向阀后,顶杆运动停止,杆前液压自然消失。顶杆后腔液压继续升高。在形成液控单向阀卸载液压谐振期间,杆前无液压显示(或因液压值很小未显示出来),也表明顶杆后坐主要由动量变化引起;同时也表明卸载液压谐振期间卸液量很少,直到谐振接近尾声及完全打开后,卸液量加大,杆前动态曲线才又显现出液压来。这些表明,顶杆是这种谐振的重要组成部分之一。

(5) 试验(5),在立柱缸筒壁上未测到应变明显变化,表明液控单向阀卸载液压谐振主要发生在阀后管路、单向阀及顶杆处。液控单向阀典型卸载液压谐振曲线最高峰值液压 82.4 MPa,而最低谷值液压为零。此时钢管中液体流速为

$$v_g = \sqrt{2 \times (82.4 - 0)/\rho} = 4.06 \times 10^5 (\text{mm/s})$$

作为谐振能源的立柱缸筒内液体流速为

$$v_t = v_g \times 12^2/140^2 = 2\ 983 (\text{mm/s})$$

立柱缸筒中液压变化量为

$$\Delta p_t = 0.5 \rho v_t^2 = 4.45 (\text{kPa})$$

再加上 500 t 油压机液压千斤顶的补偿,所以未能测出立柱缸筒壁显著动应力。

(6) 试验(7)、(8)中,顶杆打开单向阀后,高压液体要经过弹簧座与导向套中间覆盖区的环形间隙才能流出单向阀,消耗了能量,流出液体的动量 ρQv 很小,达不到顶杆后坐所需的量,顶杆继续前移,单向阀开度加大。当弹簧座与导向套径向开口开孔口量使动量 ρQv 增大到足以使顶杆后坐时,单向阀开启量减少,弹簧座与导向套径向孔口的覆盖量又增大,动量 ρQv 又减少,顶杆又返回将单向阀开

启量加大,使其失去关闭机会。弹簧座能自动浮动地调整覆盖区是试验(7)、(8)少振或不振的原因。但配合间隙要适当,太大起不到有效地节流耗能作用;太小等于把单向阀与阀座间的阀口转移到弹簧座与导向套径向孔开关节,都不能彻底克服液控单向阀卸载液压谐振。又由于柱面配合间隙较大,不能保证同轴,节流作用变化较大,再加上制造误差,克服卸载液压谐振不彻底。平面液控单向阀,由于保护橡胶阀垫的需要,如图8-19所示,形成内、外两个节流覆盖区。在阀门开启度小时,经外、内覆盖区卸出的液流,首先射向单向阀,再返回射向顶杆,增大的动量变化,使单向阀开启量增大,减少了这种阀关闭机会。

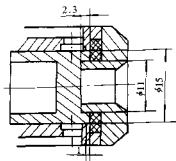


图8-19 平面阀垫

液控单向阀双级卸载结构、设覆盖区节流耗能结构,虽然限制了液压谐振峰值,但每卸载一次,顶杆与单向阀相互作用数十次,且卸压阶段阀口开度较小,高速液流冲刷很严重。图8-16上半部结构顶杆与单向阀只作用一次,阀口立刻开大,但这种结构因顶杆不能实用。图8-16下半部所示原理结构的阀,其卸载液压曲线如图8-20所示,卸载没有振动。缸径 $\phi 200$ mm、活柱伸出620 mm的立柱卸压仅用0.37 s,这对快速移架系统非常重要。具有杆封结构的KD1F液控单向交替阀、KDF16液控单向阀都达到了万次寿命。

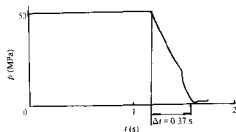


图8-20 KD1F液控单向交替阀卸载动态曲线

4) 结论。

(1) 液控单向阀卸载液压谐振的根本原因,是处于瞬态力平衡状态的顶杆打开单向阀时,喷射出高速液体的动量变化使顶杆后坐,造成单向阀突然关闭引起的。

(2) 液控单向阀卸载液压振动,不是单一的水锤冲击,而是单向阀后管路中液体、单向阀、顶杆及其前后管路中液体参与影响、包含多次水锤冲击的整个系统谐振。

(3) 液控单向阀卸载液压谐振幅很大,而立柱缸筒振动很微弱。

(4) 液控单向阀采用双级卸载结构、设覆盖区节流耗能结构却只能限制液压谐振的峰值,没能彻底解决顶杆与单向阀作用次数、高速液体对阀座的冲刷,治本的办法是把顶杆封起来。

三、单向锁与双向锁

单向锁与双向锁同液控单向阀一样用于闭锁液压缸的一腔或二腔。一般来说,没有液控单向阀那种苛刻的卸载工况,因此设计时一般不用采取措施防止卸载液压谐振,结构相对简单。

1. 单向锁

1) 单向锁。

如图8-21所示,DS10单向锁由阀体、堵、弹簧、阀、阀垫、座套、顶杆组成。其所控液压千斤顶如前梁千斤顶、调架千斤顶、护帮千斤顶、放煤插板千斤顶等均不需要快速,有时还不得不加节流限速。

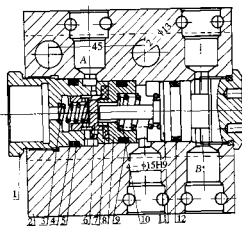


图8-21 DS10单向锁

- 1—堵头套; 2—阀体; 3—弹簧; 4—挡圈; 5—O型密封圈;
6—阀芯; 7—阀垫; 8—阀座; 9—密封圈; 10—弹簧;
11—顶杆; 12—密封圈

技术特征

工作压力 (MPa)	40
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	80
通径 (mm)	$\phi 6$
顶杆允许液控压力 (MPa)	32
闭锁腔与自由腔横截面积比	>0.6

2) 大单向锁。

如图 8-22 所示, DS16 单向锁由阀体、堵、弹簧、阀、阀垫、座套、顶杆组成。其所控液压千斤顶为推移千斤顶, 闭锁推溜腔, 防止溜槽后退, 确保移架行程。本阀直接参与推溜移架, 其液阻小通径大。

技术特征

工作压力 (MPa)	40
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	350
通径 (mm)	$\phi 16$
顶杆允许液控压力 (MPa)	32
单向阀吸动压力 (MPa)	0.02
闭锁腔与自由腔横截面积比	>0.33

2. 双向锁

如图 8-23 所示, SS10 双向锁由阀体、堵、弹簧、阀、阀垫、座套、顶杆组成。

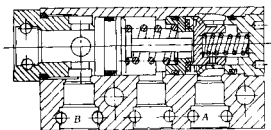


图 8-22 DS16 单向锁

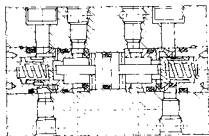


图 8-23 SS10 双向锁

技术特征

工作压力 (MPa)	40
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	125
通径 (mm)	$\phi 7.5$
顶杆允许液控压力 (MPa)	32
回液液阻压降 (实测) (MPa)	5.5
缸环面积比	<4

由于双向锁所控液压千斤顶如平衡千斤顶、护帮千斤顶等都不需要动作快, 为了经济与好布置, 特设计了如图 8-24 所示的 DXSS 10 短小双向锁。

技术特征

工作压力 (MPa)	50
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	80
通径 (mm)	$\phi 6$
顶杆允许液控压力 (MPa)	32
缸环面积比	<0.38

四、操纵阀

1. 转阀

1) 转阀的用途、要求与技术特征。

液压支架发展过程中,转阀发挥了重要作用。只有一个转阀就能控制许多液压缸,简单经济。由于手把不能实现复合控制,配液阀片易划伤漏液,后来被片式组合操纵阀代替。但是片式组合操纵阀体积大,维修更换时需要打散整个阀组;并且复合控制只需移架、升架与其它动作配合,因此用转阀与2个片阀组合,即能复合控制,又能减少片阀及高压隔离阀的数量,尤其是作为邻架控制更为合适,用2个小片式先导阀邻架遥控主换向阀,而用转阀邻架直接控制辅助动作。

技术特征

工作压力 (MPa)	32
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	40
通径 (mm)	$\phi 6$

2) 悬空寻址转阀结构。

配液阀片沿多孔平面滑行,极易被划伤。而如图8-25所示的XZFA6小转阀,其配液阀片悬空寻址,永无划伤。该阀由阀体、阀盖、转子、配液阀片、进液隔离阀、长顶杆、短顶杆、手把凸轮等组成。当用手把转动转子选好工位后,再用手把凸轮经短顶杆、长顶杆打开进液隔离阀,高压工作液将配液阀压向阀体平面形成密封供液状态;当手把松开后,短顶杆、长顶杆连同进液隔离阀动作,首先关闭进液隔离阀,接着短顶杆脱离长顶杆使阀内高压区卸压,接着是配液阀跳起使工作口连通的液压缸工作腔迅速卸压。此时再转动转子选新工位时,配液阀是悬空寻址,避免了配液阀片沿阀体平面滑动特别是过孔滑动所容易产生的划伤。并且,由于配液阀片跳起,大大减少卸压时间,节省了从一个工位到另一个工位的等待时间。

技术特征

工作压力 (MPa)	32
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	40
通径 (mm)	$\phi 4$
手柄力矩 (实测值) ($N \cdot m$)	< 10

2. 片阀

1) 片阀的用途与要求。

液压支架用片阀除极个别滑阀用间隙密封或O形圈密封的三位四通阀外,绝大多数为端面接触式的2个二位三通阀复合并由同一个操纵机构操作而成的三位四通阀。由其操纵1个或几个相同功能且同时动作的液压缸。如需要操纵2个以上不同功能、不同时间动作的液压缸,则需把2个以上的同样的三位四通片阀选积组合成阀组,其高压隔离阀的数量为片数的2倍。如阀组由8片阀组成,全工作面120架,则高压隔离阀共1920个。井下条件恶劣,难免有一个小比率的隔离阀渗漏窜液,则全工作面总的

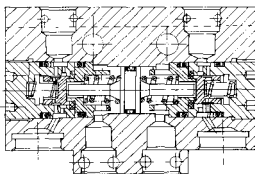


图 8-24 DXSS 10 短小双向阀

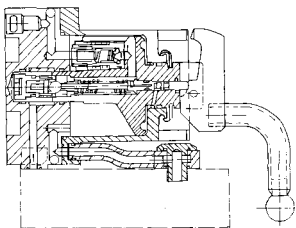


图 8-25 XZFA 6 小转阀

渗漏窜液就相当严重。因此对高压隔离阀的密封性、工作的可靠性、寿命及更换方便性的要求特别高。同时,由于这类阀端面接触式的特点,高压大流量时液压力很难平衡,而手动操纵阀的操纵力(力矩)受人体力的限制,因此这类阀设计很困难。

2) 片式操纵阀的结构与技术特征。

70年代末鉴定的ZC操纵阀得到迅速大量地推广。但是,它存在手把回转角度大、手把回程反弹、阀内通液截面小、操纵机构裸露易被煤尘污染等缺点。如图8-26所示,ZCFD操纵阀是在ZC操纵阀基础上增加防尘盖、加大通道改进而成。

它是由阀体、压紧螺丝、端套、弹簧、弹簧座、钢球(高压隔离阀)、阀座、中间套、阀柱、阀垫、定位套、顶杆、阀盖、压块、凸轮及手把等组成。其流量为125 L/min,通径较小,液压力无平衡措施,其操作阻力矩通过手把、凸轮、压块构成的减力机构克服。

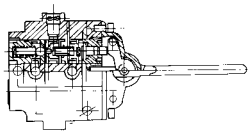


图 8-26 ZCFD 操纵阀

技术特征

工作压力 (MPa)	32
工作流量 (L·min ⁻¹)	125
通径 (mm)	φ6.5
操作力矩 (N·m)	<20

3) DHC 大通道强开回液口操纵阀的结构、技术特征及 DYH 定压回把阀。

DHC 大通道强开回液口操纵阀及其配套 DYH 定压回把阀如图 8-27 所示, DHC 大通道强开回液

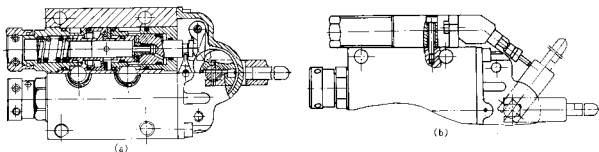


图 8-27 DHC 大通道强开回液口操纵阀 (a) 和 DYH 定压回把阀 (b) 配套

口操纵阀流量达 350 L/min, 通径达 16 mm。本阀采取半环结构平衡轴向液压力, 它由阀体、进液阀垫、回液阀垫、顶杆、阀盖、压块、凸轮、杠杆及手把等组成。筒阀在弹簧作用下与进液阀垫接触密封。当用手把、凸轮、压块将一侧顶杆压下时, 回液阀垫与筒阀端面接触密封, 进而筒阀与进液阀垫间形成进液开口; 在一侧顶杆压下的同时, 杠杆将另一侧顶杆抬起, 强使回液阀垫与筒阀端面形成很大的回液开口, 确保回液畅通。不仅防止升柱时立柱环形上腔因操纵阀回液口打不开所造成的立柱爆炸, 而且也能确保降柱时活塞腔液体通畅排出。该阀通径 φ16 mm, 大流量下液阻降压也非常小。本阀流量达 350 L/min, 通径达 φ16 mm。由于力平衡问题解决得彻底, 加宽了阀垫的密封带, 大大提高了它的寿命。DYH 定压回把阀是 DHC 大通道强开回液口操纵阀的配套用阀, 它由调压螺丝、弹簧、套筒、阀体、阀芯、连接体、杆套、顶杆等组成。当 DHC 大通道强开回液口操纵阀配有 DYH 定压回把阀用于升架时, 升架液升高使 DYH 定压回把阀阀芯动作, 高压升架液推动顶杆把 DHC 操纵阀手把解锁复位。

DHC 操纵阀技术特征

工作压力 (MPa)	32
工作流量 (L·min ⁻¹)	350
进液液阻压降 (实测值) (MPa)	6.41
回液液阻压降 (实测值) (MPa)	4.1
通径 (mm)	φ16
手柄力矩 (实测值) (N·m)	16

根据阀门流量方程式

$$Q = \mu \sqrt{\Delta p}$$

式中 Q ——工作流量 (L/min);
 F ——通道截面积 (mm²);
 Δp ——液阻压降 (MPa);
 μ ——流量系数。

阀门进、回液总液阻压降

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$$

式中 Δp_1 ——操纵阀进液液阻压降 (实测值) (MPa);
 Δp_2 ——操纵阀回液液阻压降 (实测值) (MPa)。

设阀体体积为 V (mm³), 则阀体单位体积流通系数为

$$K = \frac{10^6 Q}{60 V \sqrt{\Delta p_1 + \Delta p_2}}$$

代入已知数值后, 本阀单位体积流通系数为

$$K = \frac{10^6 \times 350}{60 \times (125 \times 122 \times 46) \times \sqrt{5.95 + 3.76}} = 2.67$$

是其它阀的 2~5 倍, 说明本阀单位体积发挥功效最大, 技术经济最先进合理。

3. 先导阀

XZFA 6 型小转阀是功能非常大的手动先导阀。

电磁阀用于液压支架电液控制系统, 对升降架、移架推溜等主动作做先导控制; 对其它辅助动作先导或直接控制。下面介绍几种著名的有限功率 (安全火花型) 电磁阀的结构和特征。

1) 3KY-2K 型锥阀式电磁阀。

在前苏联工业部门, 以水、水溶液作为工作液和用于燃料系统里的各种结构阀的使用经验表明, 以水和水的乳化液作为工作液时, 锥阀最有前途。

如图 8-28 所示 3KY-2K 型电磁阀, 阀的配液部件由分开的、有锥形密封面和圆柱形导向尾部的锥阀构成, 配液部件的静压载荷用高压密封的顶杆平衡。采用这种结构实际上可以做到液压力完全平衡和在以水的乳化液为工作介质时的严密封。锥阀和阀座是由 GCR 15 号钢制成的。淬火硬度达 HRC59~62。阀座密封面宽 (投影) 为 0.08~0.12 mm, 角度 60°, 粗糙度 $R_a 0.2$ 。密封面比压在静态下为 33~60 MPa。为了减小摩擦力, 卸载顶杆表面镀铬抛光。电磁阀工作方式如下: 在初始位置上, 在衔铁 1 里的弹簧 2 (作用力为弹簧 7 作用力的 2 倍) 作用下, 锥阀 3 关闭, 锥阀 4 开通。此时工作液路通回液路, 而高压液路截止。当电磁铁通电时, 衔铁 1 向左移动。在弹簧 7 的作用下, 锥阀 4 关闭, 锥阀 3 打

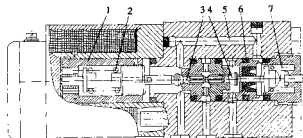


图 8-28 3KY-2K 型锥阀式电磁阀

路, 而高压液路截止。当电磁铁通电时, 衔铁 1 向左移动。在弹簧 7 的作用下, 锥阀 4 关闭, 锥阀 3 打

开。工作液在高压作用下从高压液路流入工作液路。高压液经通道 5 流到顶杆右端，以便由顶杆 6 平衡电磁阀锥阀所受的静态轴向液压力。

3KY-2K 电磁阀技术特征

型式	安全火花型
工作液	水油乳化液、矿物油
额定压力 (MPa)	20
额定流量 (L·min ⁻¹)	5
额定流量下的液阻损失 (MPa)	1.2
回液管路允许压力 (MPa)	20
电磁铁电源电压 (V)	24
电磁铁功率 (W)	5
连接方式	端面对接式
工作位置	任意
主要尺寸 (mm)	180×58×60
质量 (kg)	3

3KY-2K 电磁阀的流量特性如图 8-29 所示。

工作压力 32 MPa 的前苏联 3KY-320 电磁阀，结构如图 8-30 所示。与 3KY-2K 不同，在这种

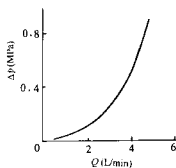


图 8-29 3KY-2K 电磁阀
流量特征

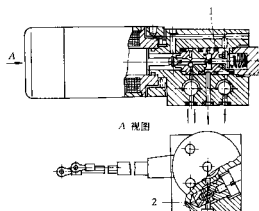


图 8-30 3KY-320 电磁阀

电磁阀中，在平衡顶杆处采用了氟塑料橡胶复合密封 1，在高压液路和工作液路中安装了 AP-20 型粉末冶金过滤器 2。

2) 3IT12 电磁阀。

图 8-31 是前苏联二位三通电磁阀。电磁阀有部分卸载的配液部件，是由平板和端面配液套组成的。在初始位置上，高压液路关闭，而通液压缸的液路 B 通过 A 腔与回液路连接（在图中没表示）。当电磁铁 1 通电时，衔铁 2 向右移动，使配液套 3 换位。此时液路 B 与高压液路 p 连通。当电磁铁断电时，衔铁在弹簧 4 作用下恢复到初始位置。

3IT12 型电磁阀技术特征

防爆级与防爆形式

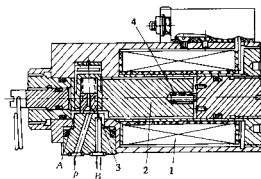


图 8-31 3IT12 电磁阀

po, II

工作压力 (MPa)	20
工作液	水油乳化液、矿物油
电源电压 (V)	24
功率 (W)	5
推荐工作液过滤精度 (μm)	75
质量 (kg)	1.5

3) 英国 DOWTY 公司电磁阀。

图 8-32 所示英国 DOWTY 公司电磁阀，二位三通。它的配液部件不是平衡的，用钢球作覆盖元件，阀座的密封端面是锥形的，阀座及钢球由不锈钢制成。在初始位置，高压液体由右边的钢球覆盖，钢球因受液体高压作用而压紧阀座。当电磁铁通电时，左边的钢球关闭回路，同时右边的钢球在顶杆作用下离开阀座，把高压液路与工作液路接通。在电磁阀体内，在高压液路和工作液路中装入过滤精度为 $40\ \mu\text{m}$ 的粉末冶金过滤器。电磁阀具有操作方便的手控按钮，属安全火花型。电器的连接用插接件。

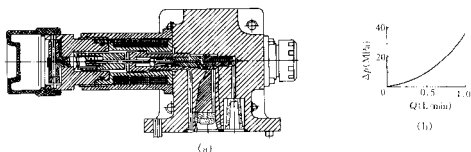


图 8-32 英国 DOWTY 公司电磁阀

电磁阀技术特征

工作液	水油乳化液
工作压力 (MPa)	27.5
电源电压 (V)	14 (由专用电源供电)
驱动电磁铁功率 (W)	3
动作时间 (s)	
接通	0.1
断开	0.15
主要尺寸 (mm)	200×75×83
质量 (kg)	2.4

工作液流量非常有限和球阀所固有的寿命短是其缺点。

4) 德国 HEMSCHIEDT 公司电磁阀。

图 8-33 所示为德国 HEMSCHIEDT 公司电磁阀，也是非液压平衡式的二位三通阀。

5) 北京煤矿机械厂的电磁阀。

图 8-34 所示为北京煤矿机械厂的电磁阀，是液压平衡式的二位三通阀。其特征是有杠杆增力机构，把电磁力放大后推动阀芯，但必然减少阀芯行程。

电磁阀技术特征

工作液压 (MPa)	35
工作电压 (DC) (V)	12
启动电流 (mA)	80
保持电流 (mA)	25

6) 郑州煤矿机械厂的电磁阀。

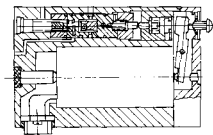


图 8-33 德国 HEMSCHEIDT 公司电磁阀

图 8-35 所示为郑州煤矿机械厂的电磁阀，也是液压平衡式的二位三通阀。其特征是进液口靠近电磁铁一侧，电磁铁动作时拉开进液阀，而处于液压力平衡状态的回液阀靠弱弹簧力关闭并密封；当电磁铁断电后靠较强弹簧力克服弱弹簧力及平衡杆密封摩擦力把处于液压力平衡状态的阀芯移动，关闭进液口，打开回液口。

电磁阀技术特征

工作压力 (MPa)	40
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	2
工作电压 (DC) (V)	12~8.4
最大启动电流 (mA)	75
最大启动电流保持时间 (ms)	500
最大保持电流 (mA)	25
寿命 (万次)	15

4. 液控换向阀

液控换向阀在多数情况下是第二级阀，与手动先导阀与电磁阀配套使用。阀式配液和滑动端面配液套式配液的液控换向阀都得到了推广应用。覆盖元件的材料通常采用钢与钢、金属与塑料和金属与橡胶配副。必须指出，虽然塑料阀在制造时有某些工艺上的优点，但是在脏污的工作液里工作时，容易丧失密封性。

1) 无手把的液控换向阀。

(1) P6-320 型二位三通液控换向阀。

图 8-36 所示为前苏联 P6-320 型二位三通液控换向阀，覆盖元件是由 GCR15 号钢制成同样的锥阀副。对阀副制造的要求和 3KY-2K 型电磁阀一样，其结构特点是配液阀具有和阀座孔尺寸一致的截止凸缘，并且从截止凸缘的内边到锥形密封面的距离稍大于配液阀工作行程的一半，以此避免在分配阀转换过程中高压液路与回液路短路。当电磁阀电控出故障时，可手控电磁阀先导液控换向阀；当电磁阀出故障时，可用螺旋杆直接控制换向阀，但这只能用于处理故障，因为这种操作太繁琐，太慢。

P6-320 液控换向阀技术特征

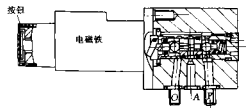


图 8-34 北京煤矿机械厂的电磁阀

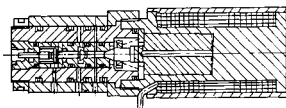


图 8-35 郑州煤矿机械厂的电磁阀

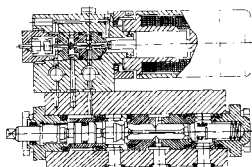


图 8-36 P6-320 型二位三通液控换向阀

额定压力 (MPa)	32
额定流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	50
在额定流量下的液阻损失 (MPa)	不大于 1.6
控制压力的下限 (MPa)	3

(2) BYC 液控换向阀。

图 8-37 所示为前苏联 BYC 液控换向阀, 是具有配液套的滑阀。这种分配阀的优点是没有复位弹簧, 并与阀式换向阀相比其对工作液的换向功能较多, 工作可靠耐用。当液控失灵时, 备有机控顶杆。

BYC 分配阀技术特征

工作压力 (MPa)	20
工作液	水油乳化液
工作位数	2
液路数	5
额定流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	50
额定流量下的液阻损失 (MPa)	1.2
控制液压下限 (MPa)	2.5
主要尺寸 (mm)	$216 \times 136 \times 96$
质量 (kg)	14.5

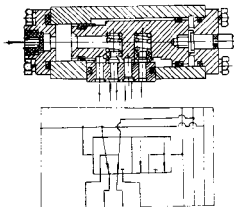


图 8-37 BYC 液控换向阀

2) 各有手把的液控换向阀。

图 8-38 所示为英国 DOWTY 公司液控换向阀, 同其电磁阀搭配用于电液控制系统, 为二位三通。这种液控换向阀没有转换过程中高压液路与回液路短路的毛病。分配阀工作方式: 在初始位置上, 阀 1 在弹

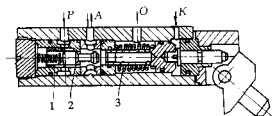


图 8-38 DOWTY 公司液控换向阀

簧作用下关闭阀座 2 的孔道。通液压缸的液路 A 经阀座—活塞 3 的孔道与回路 O 连通。当把高压液供给控制路 K 时, 阀座—活塞 3 向左移动与阀 1 接触, 以此截断回路 O。当阀座—活塞 3 继续移动时, 阀 1 向左移动, 打开阀座 2 的孔道, 高压液路 P 与 A 路连通。在断开时, 首先关闭阀座 2 的孔道, 然后阀座—活塞 3 的孔道才打开。

DOWTY 分配阀技术特征

工作压力 (MPa)	27.5
工作液	水油乳化液
额定流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	40
额定流量下的液阻损失 (MPa)	3.2
主要尺寸 (mm)	$158 \times 75 \times 46$
连接方式	板式连接

五、交替阀

1. 交替阀的用途

交替阀作为逻辑或门常用于二者都能控制的情况，如电控控制系统另配备手动控制，邻架控制另配备本架控制，擦顶移架另配备迫降，本架喷水另配备邻架喷水等。近几年来，交替阀又用于浮动活塞推移千斤顶及立柱的差动伸出，以便推移千斤顶出力适当，取消活塞浮动造成对高压液体及时间的浪费，提高工效。差动升柱能减少时间，又不影响初撑力。

2. 无定向回液交替阀

图 8-39 所示 JDF 无定向回液交替阀仅由类似三通的阀体、阀和 2 个阀座组成。靠连接胶管固定阀座。

技术特征

	JDF13	JDF16	JDF19
工作压力 (MPa)	32	32	32
工作流量 (L·min ⁻¹)	125	200	350

3. 定向回液交替阀

图 8-40 所示 SJF16 双交替阀，由 1 个无定向回液交替阀与 1 个定向回液交替阀组合而成，用于浮

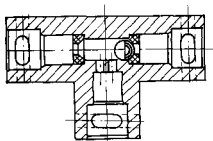


图 8-39 JDF 无定向回液交替阀

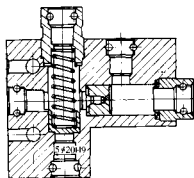


图 8-40 SJF16 双交替阀

动活塞推移千斤顶。当推溜时，推移千斤顶活塞杆腔液体返回到活塞腔参与推溜；当移架时，活塞腔液体不经过操纵阀直接回液，减少液阻，增加千斤顶出力，减少移架时间。同时，可防止千斤顶回液产生回液压所造成的误动作。

技术特征

工作压力 (MPa)	32
工作流量 (L·min ⁻¹)	350
通径 (mm)	16
液阻压降 (实测) (MPa)	2.83

(注：流量为 200 L/min 时，液阻压降 1.5 MPa)

六、过滤器

液压支架所用乳化液由顺槽泵站提供。泵站有回液过滤器、吸液过滤器、高压过滤器。为防止主干道因拆接带入的脏物进入支架，在进液三通处设置与主干道同轴过滤器，在支路设置支路过滤器，在关键元件前设置专用过滤器。

1. 主干道同轴过滤器

如图 8-41 所示，JSG32K/19 进液三通过滤器是主干道同轴过滤器，其内脏物可设法冲走。其滤网为不锈钢丝网注塑接缝包边结构。

技术特征

工作压力 (MPa)	32
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	350
液阻压降 (实测) (MPa)	1.12
过滤精度 (μm)	315
(注: 工作流量 200 L/\min 时, 液阻压降 < 1 MPa)	

2. 支路过滤器

图 8-42 所示 GLQ 系列过滤器, 有 GLQ13、GLQ16 和 GLQ19, 其滤网为不锈钢丝网注塑缝包边结构, 其滤架可换向, 以便适应由哪端进液。

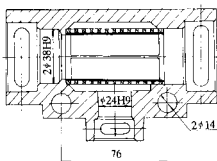


图 8-41 JSG32K/19 进液三通过滤器

技术特征

工作压力 (MPa)	32
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	125
过滤精度 (μm)	315

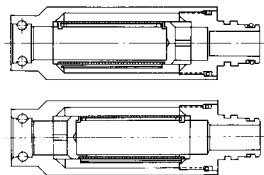


图 8-42 GLQ 系列过滤器

GLQ13	GLQ16	GLQ19
32	32	32
125	200	350
315	315	315

3. 专用过滤器

电磁阀等精细元件, 受本质安全型电磁铁微小力量的限制, 阀件密封力很小; 又因阀开口缝隙很小, 因此对脏污颗粒度限制更严, 常设置粉尘冶金过滤器。

七、截止阀

(一) 球形截止阀

1. 球形截止阀的用途

球形截止阀广泛用于液压支架各种液路的通止, 具有体积小、通径大、结构简单、操作简便迅速等特点。由于高压操作费力, 设有单向截止的结构, 以便减少操纵力。

2. 球形截止阀的结构与技术特征

图 8-43 为 QJ 系列球形截止阀, 含 QJ10、QJ13、QJ16、QJ19、QJ25、QJ32。前 4 种工作压力为 32 MPa, 后 2 种工作压力分别为 20、10 MPa。球形截止阀由阀体、接头、阀座、阀球、阀托、钢球、轴挡、U 形卡子、轴把等组成。阀开启状态时, 阀球通孔与阀座孔吻合, 介质以最小的压力损失流过; 当回转轴转 $1/4$ 周时, 阀球堵塞通道, 在预压压力和介质压力作用下形成密封, 是一个两位

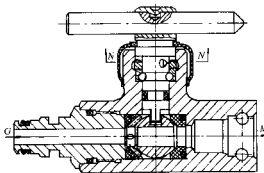


图 8-43 QJ 系列球形截止阀

两通开关。U形卡子即是连接元件，又是转轴限位元件，11个钢球与轴挡可使轴向力的摩擦力矩减至最小。球形截止阀通径与液压小时采用浮动球固定座式，当通径大与液压高时采用带轴固定球浮动座式。

技术特征

QJ系统球形截止阀	QJ10	QJ13	QJ16	QJ19	QJ25	QJ32
工作压力 (MPa)	32	32	32	32	20	10
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	80	125	200	320	400	630
操纵力矩 ($N \cdot m$)	<20	<20	<20	<20	<20	<20

3. 球形截止阀的设计计算

1) 浮动式球形截止阀正常工作的条件。

(1) 阀球与阀座接触表面要完全密封，为此，阀球要有较高的尺寸精度（一般不低于IT9）、几何精度（不低于9级）和较低的表面粗糙度（ $R_a 0.8$ ）。为了提高它的耐磨损和抗腐蚀性，阀球常用不锈钢制成，表面氮化，以提高硬度；或用碳钢制成，再经表面镀铬抛光。球面与通孔交界处应严格圆角过渡，以防回转阀球时划伤阀座工作表面。

(2) 阀座与阀球接触表面既要有足够的比压确保密封，又不要压力过大影响操作，更不允许比压超过材料的许用比压极限。与阀球接触的阀座表面一般为球面或锥面，粗糙度不大于 $R_a 1.6$ 。阀座材料要有足够高的强度；相当低的摩擦因数（相对于阀球材料）；抗腐蚀、耐磨损和较高的化学稳定性；用于油的要耐油，用于乳化液及水的应少吸水；适应工作范围较宽。但在具体的工作条件下又有不同的要求。当工作压力低于2.55 MPa又要求完全密封时，可用橡胶阀座，但其工作温度范围窄（ $-60^\circ\text{C} \sim +100^\circ\text{C}$ ），只能用于水、空气、碳化物和其它中性产品。当要求化学稳定性高、工作温度范围宽（ $-200^\circ\text{C} \sim +200^\circ\text{C}$ ）、干摩擦因数低时，用聚四氟乙烯，其许用比压为15 MPa。用于通径20 mm的截止阀，介质许用极限压力仅为14.28 MPa。煤矿液支架工作介质为油水乳化液，工作压力达32 MPa或更高，应选取少吸水、抗压强度达90~100 MPa的聚甲醛。

(3) 除阀球与阀座间要严格密封外，阀座与阀体内端面也要完全密封。阀体内端面粗糙度应不低于 $R_a 3.2$ ，最好有顶角为 60° 、高0.2~0.3 mm的同心凸台压入阀座，或加O形橡胶密封圈以确保密封，如图8-44所示。

(4) 阀球与阀座间要有适当的预压紧力，以确保低密封。但预压紧力不宜过大，否则将加剧磨损，增大回转力矩。预压紧力的大小往往成为球形截止阀工作可靠性和耐久性的关键。预压紧比压应等于或小于额定工作压力的1/10，但不应低于1 MPa。当压力较高、阀座变形较大时，需要适当加大预压紧力。

(5) 回转时要灵活无卡现象，在满负荷下也能不费力地顺利操作。这就要求阀球与阀座密封直径尽可能的小，阀座与阀球的摩擦因数尽可能的低。阀球安装后的球心应在回转轴轴线上，沿截止阀轴线方向偏差不应超过 ± 0.3 mm，沿另一垂直方向不应超过 ± 0.15 mm，回转轴与阀球的联接，即不要配合过严，影响阀球补偿制造误差，也不能过松，致使阀球严重滞后回转轴的操作位置。阀球槽与通孔方向垂直，可使阀球与阀座的密封不受回转轴的限制。

为了减小截止阀外形尺寸与阀座承受的载荷及回转力矩，在某些情况下常采用比管道名义通径 D_0 小的阀球通孔直径 D （如图8-45所示）。当压力高于20 MPa时， $D/D_0=0.78$ ，即截面减少40%；用 20° 锥面过渡时，压力损失百分比不会显著增大。但当压力较低时（ $p < 2$ MPa），球孔直径 D 应与管路名义直径 D_n 一致。

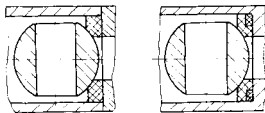


图 8-44 阀座背面的密封形式

2) 球形截止阀研制中遇到的问题。

(1) 预压紧方式。

开始设计的球形截止阀采用调正预压紧力后锁定机构。由于螺距为 1.5 mm，几个零件刚度都不小，预紧力难以调正，过紧回转不动，过松低压又不密封。这种结构不能自动补偿温度、磨损等变化。采用轴向尺寸很小（相对螺旋弹簧而言）的 O 形橡胶密封圈作弹性元件，不需调正就能产生一定的预压紧力，效果良好，如图 8-46 所示。

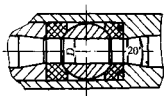


图 8-45 阀球通孔直径的减少

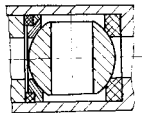


图 8-46 用 O 形橡胶密封圈作弹性元件

(2) 有害密封。

双向截止的球形截止阀，预紧力一旦调好后，空载回转并不费力，有负载回转有时也不费力，但有时会突然转不动。原因是进液侧阀座有时与阀球及阀体全都密封，并被阀球支撑，介质压力均匀地作用在该阀座上，如图 8-47 所示。由于阀座的悬臂，周边向里弯曲，与阀的密封加强，其结果是两个阀座以 $P = \frac{1}{4} p \pi D^2$ 的轴向力夹住阀球，致使回转矩急剧增大到 $2D^2/d^2$ 倍。经试验，破坏进液侧阀座外圆，使其不可能与阀体形成径向密封，根治了因形成有害密封造成回转不动的毛病。

(3) 进液侧阀座弯曲变形。

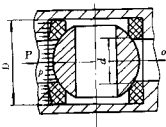


图 8-47 有害密封的形成

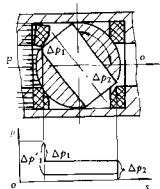


图 8-48 避免进液侧阀座变形的结构

加大阀座与阀体之间的间隙 (H_{11}/d_{11})，虽然能避免有害密封的形成，但在开启或关闭的过程中，动作稍慢，进液侧阀座就会局部向里弯曲变形。这是因为正逆两种回转过程中，都经过形成两道节流间隙的过程，此刻高压大流量液体通过，形成 Δp_1 和 Δp_2 两个液压降，如图 8-48 所示。其中 Δp_1 使此瞬间处于“C”形支撑（球通孔局部失去支撑作用）的进液侧阀座未被支撑着的悬臂区向球孔里弯曲变形。 $p = \Delta p_1 + \Delta p_2$ ，由于两端对称， $\Delta p_1 = \Delta p_2 = p/2$ 。进液侧阀座受到很大弯矩，产生变形。变形后进液侧节流间隙变小， Δp_1 增大到 $\Delta p'_1$ ，使变形进一步加大。如把进液侧阀座加工出通液孔，如图 8-49 所示，使正逆两种回转过程中，进液侧形成的节流间隙与通液孔总的过渡面积远大于出液侧

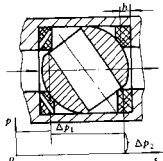


图 8-49 进液侧阀座弯曲变形的形成

形成的节流间隙面积,使 $\Delta p_1 \ll \Delta p$, Δp_1 大大降低,可避免进液侧阀座变形。

3) 球形截止阀的设计计算。

(1) 根据额定流量确定管路直径 d_n 后,再根据工作压力 p 定球阀通孔直径为

$$d = K_1 d_n,$$

式中 K_1 ——通径减小系数,根据工作压力和减小的必要性而定。

当 $p \leq 2$ MPa 时,取 1; 当有必要且 $p \geq 20$ MPa 时取 0.78。

(2) 确定球阀直径,如图 8-50 所示。

$$d_3 = K_2 d$$

式中 K_2 ——系数,当 $d = 9 \sim 100$ mm 时, $K_2 = 2.2 \sim 1.6$,直径大时取小值。

(3) 计算 O 形圈弹性产生的球阀对阀座的轴向作用力,求图 8-51 所示结构 O 形圈安装尺寸 F 的尺寸链

$$F = A - B - C - G + d_3$$

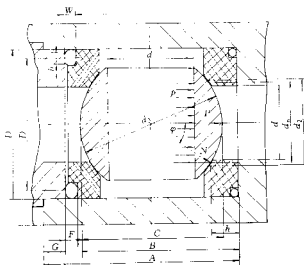


图 8-50 球形截止阀计算简图

O 形圈轴向压缩率为

$$\varepsilon = (W - F)/W \times 100\%$$

式中 W ——O 形圈断面直径 (mm)。

O 形圈轴向压紧后接触宽度为

$$b = 3W\varepsilon$$

O 形圈被压紧后接触表面的平均比压为

$$q_0 = 1.25 \varepsilon E,$$

式中 E ——O 形圈橡胶材料的压缩模量 (MPa), 见表 8-3。

表 8-3 O 形圈橡胶材料压缩模量

硬度 (邵氏度)	40	50	60	70	80	90
压缩模量 (MPa)	1.5	2.5	4.5	7	10	21

O 形圈弹性产生的球阀对阀座的预紧力 (当液体压力为 0 时)

$$Q = \pi D b q_0 =$$

$$\pi (D - W) 3W [(W - F)/W]^2 \times 1.25 E =$$

$$3.75 \pi E (D - W) (W - F)^2 / W$$

(4) 有液压时, 球阀对阀座的作用力及密封带比压。

根据设计结构不同, 分两类问题:

① 阀座变形不能增大接触面积的结构, 如同心球阀座。其密封带外径 d_2 的变形是很小的。较核 O 形圈预紧力 Q 在阀座密封带上产生的平均比压为

$$q_1 = \frac{4Q}{\pi(d_2^2 - d^2)} = \frac{15E(D - W)(W - F)^2}{W(d_2^2 - d^2)} \leq 0.1p$$

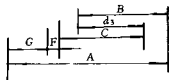


图 8-51 O 形圈安装尺寸的求算尺寸链

但 q_1 应大于 1 MPa。阀座材料硬, 要求低压密封严格时取更大值。液体压力使阀球对阀座的轴向作用力为

$$P = \frac{\pi}{4} d_1^2 p$$

式中 p ——液体工作压力 (MPa);

d_1 ——密封带外径 (mm)。

液压产生的阀球对阀座的轴向作用力在密封带上的平均比压为

$$q_2 = \frac{4N \cos \varphi}{\pi(d_2^2 - d^2)} = \frac{0.1 \pi d_1^2 p}{d_2^2 - d^2}$$

式中 N ——液压产生的对阀座密封带的法向作用力, $N = P / \cos \varphi$, (N);

φ ——阀座密封带法线与阀座轴线夹角 ($^\circ$)。

则 $q = q_1 + q_2 \leq [q]$

式中 $[q]$ ——阀座材料的许用比压 (MPa)。

② 阀座密封面为锥面时, 液压力、O 形圈弹力经阀球使阀座变形, 阀球位移 Δh , O 形圈弹力降为 Q' , 同时阀座接触面积增大, 密封带外径增大到 d_2 达到平衡。此刻密封带在材料抗压屈服限 σ_y 下工作。由上述分析并考虑 O 形圈弹力 Q' 可得

$$\sigma_y = \frac{4(Q' + P)}{\pi(d_2^2 - d^2)} = \frac{q'_1(d_2^2 - d^2) + \pi d_1^2 p}{d_2^2 - d^2}$$

则

$$d_2 = d \sqrt{\frac{\sigma_y - q'_1}{\sigma_y - q'_1 - p}}$$

考虑到阀座变形特别是塑性变形后仍能保持所需预压紧力比压 q'_1 , 取 $q'_1 = 1 \sim 3$ MPa, 要求低压密封严, 压力高时取大值, 按 d_2 求阀座变形引起阀球的位移 Δh (如图 8-52 所示)。

$$\Delta h = e - c$$

$$= r_3(\cos \varphi - \cos \varphi') - (d_2/2 - r_3 \sin \varphi) \tan \varphi$$

$$= r_3 \left[\cos \varphi - \cos \left(\arcsin \frac{r_2}{r_3} \right) \right] - (r_2 - r_3 \sin \varphi) \tan \varphi$$

求锥面阀座有液压力时 O 形圈安装尺寸 F' , 即

$$F' = F - \Delta h$$

校核有液压力时 O 形圈弹力建立的比压为

$$1 < q'_1 = \frac{15E(D-W)(W-F')^2}{W(d_2^2 - d^2)} \leq 0.1 p$$

求算有液压力时 O 形圈的弹力为

$$Q' = 3.75E(D-W)(W-F')^2/W$$

按 q'_1 精确计算有液压力时阀座密封带外径为

$$d'_2 = d \sqrt{\frac{\sigma_y - q'_1}{\sigma_y - q'_1 - p}}$$

精确计算液体压力产生阀球对阀座的轴向压紧力为

$$P' = \frac{\pi}{4} d'^2 p$$

(5) 工作压力为 p 时开启阀的回转力矩的计算。

图 8-43 所示球形截止阀, 转轴细, 又有止推轴承, 可忽略转轴摩擦力矩, 只考虑阀座阀托对阀球

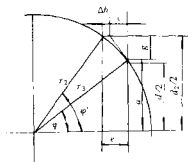


图 8-52 阀座变形引起阀球的位移

的摩擦力。阀座与阀球的密封带是个平均半径 $r_m = \frac{d+d'}{2}$ (mm) 的圆 (如图 8-53 所示), 密封带离回转轴不等距, 最大为 r_3 , 最小为 $r_3 \cos \varphi_c$ 。沿密封带圆周单位弧长上的正压力为 $\frac{Q'+P'}{2\pi r \cos \varphi}$, 处于 $d\alpha$ 一段弧的摩擦力臂为

$$r = \sqrt{r_m^2 \sin^2 \alpha + r_3^2 \cos^2 \alpha} = r_m \sqrt{c \tan^2 \varphi + \sin^2 \alpha}$$

摩擦力矩

$$M = \frac{4f(2Q'+P')}{1000 \times 2\pi \cos \varphi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} r d\alpha = \frac{(2Q'+P') f r_3 \tan \varphi}{500 \pi} \times \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{c \tan^2 \varphi + \sin^2 \alpha} d\alpha \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

简化计算时, 取 $r = \frac{1}{2} r_3 (1 + \cos \varphi)$, 则

$$M = \frac{(2Q'+P') f r_3 (1 + \cos \varphi)}{2000 \cos \varphi} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中 f ——摩擦因数, 钢对尼龙为 0.1~0.15; 钢对聚甲醛为 0.06~0.08; 钢对聚四氟乙烯为 0.05。

(二) 平面截止阀

平面截止阀的开关需要手轮转动多圈, 费时费力。如今对大流量平面截止阀采用了液压力平衡的结构。煤炭科学研究总院太原分院的 JZF 型平面截止阀如图 8-54 所示, 由阀体、塑料阀、丝母平衡活塞、丝杠、上盖、手轮等组成。手轮转动启动后, 手操作较轻松; 但由于转动时动、静件间直径较大, 长时不用, 静摩擦力矩较大, 用手直接操作手轮启动开关尚较困难。

(三) 手把式截止阀

由于手把式操纵阀流量已达 350 L/min, 已经很好地解决了操纵力的问题, 其开关非常方便。而片式组合操纵阀高压隔离阀太多, 全工作面多达 1 920 个左右 (按 120 架, 每架 8 片计)。井下条件恶劣, 难免有一个小比率的隔离阀渗漏窜液, 则全工作面总的渗漏窜液就相当严重。因此需要一种能快速操作的手把式截止阀, 平时常闭, 现用现开; 又因为操纵阀需要有进回液接口的阀接板, JHJG19 进回液截止过滤板就应运而生。它是手把式进液截止阀、过滤器及带有进回液接口的阀接板的综合体。

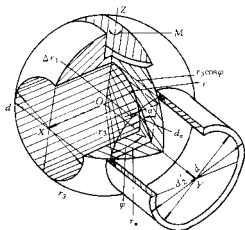


图 8-53 摩擦力矩计算简图

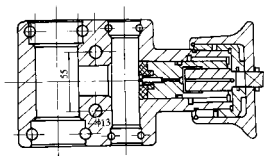


图 8-54 JZF 型平面截止阀

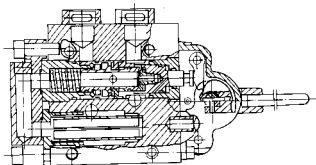


图 8-55 JHJG19 进回液截止过滤板

1. JHJG19 进回液截止过滤板的构造与技术特征

图 8-55 所示 JHJG19 进回液截止过滤板由阀体、外骨架、滤网、压网套、弯通、套接头及一些 DHHC 操纵阀零件组成。

技术特征

工作压力 (MPa)	32
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	350
手柄力矩 ($N \cdot m$)	16
过滤精度 (μm)	315
进回液总液阻压降 (实测) (MPa)	6.79

(注: 流量为 $200 L/\min$ 时, 进回液总液阻压降为 $5.67 MPa$)

2. JHJ19 进回液截止过滤板的功能

(1) 带有进回液接口的阀接板。DHC 大通道强开回液口操纵阀板式联接其一侧, 其另一侧用于板式联接 ZCFD 操纵阀, 用其带进液口的小侧面将其安装于阀架上。当进回液集成阀板只一侧板式联接一种操纵阀时, 另一侧可用于与阀架的安装。

(2) 有可随时方便操作的手把式进液截止阀。手把式截止阀的手把与操纵阀手把排在一起, 可以在需要操作操纵阀时现打开进液截止阀, 操作完操纵阀后再顺便关闭它, 从根本上解决了由于操纵阀隔离阀太多所造成的渗漏窜液问题。因为每架只剩此 1 个隔离阀了。

(3) 有过滤器。

八、回液断路阀

1. 回液断路阀的用途

为了维修某架支架 (其它支架还能工作), 必须不让总回液管中的回液 (有回液液压) 外流, 每架液压支架的回液管路必须设置回液截止阀或回液断路阀。回液截止阀忘打开会引起液压缸爆炸, 而支架正常工作时回液截止阀的常开状态不能防止其它支架的回液引起该架误动。回液断路阀能较好的解决这 2 个问题。但是, 回液断路阀必须通径大、液阻小, 高低压甚至零压密封必须可靠。

2. 回液断路阀的结构与技术特征

图 8-56 所示 HD 系列回液断路阀包括 HD13、HD16、HD19 三种规格。均由阀体、压钉、阀垫、阀、弹簧、挡圈、簧座等组成。

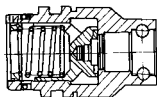


图 8-56 HD 系列回液断路阀

技术特征

	HD13	HD16	HD19
工作压力 (MPa)	20	20	20
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	125	200	350
通径 (mm)	13	16	19

图 8-57 为 HSHD19/38K 回液三通断路阀, 由三通与 HD19 断路阀组合而成。

九、喷水阀

1. 喷水阀的用途与要求

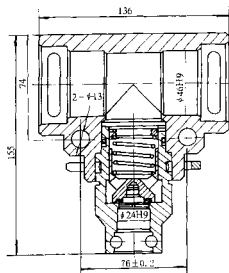


图 8-57 HSHD19/38K 回液三通断路阀

放顶煤工作面，支架放煤时煤尘很大，需要喷水灭尘。软煤软顶板工作面，移架时煤尘也很大，需要喷水灭尘。有时为了减少操作，需要喷水与其它动作联动（如喷水与放煤插板联动，喷水与降架移架联动）；有时为了灵活，还需要不完全受联动限制，能做到人为的想喷就喷，想停就停。喷水阀还必须做到不因其它动作的回液液阻降压而误动喷水。

2. 喷水阀的结构与技术特征

图 8-58 所示 PSF10 喷水阀由阀体、左阀套、右阀套、阀芯及 2 个接头组成，是个双液控二位三通阀。当 K_1 受液控且 K_2 不受液控时，有压水不能从 A 到 B；当 K_2 受液控且 K_1 不受液控时，有压水能从 A 到 B，去喷雾灭尘。其特点是喷水阀随遇而安的阀芯受 K_1 与 K_2 两个液控口的控制，且下一个控制信号未来到之前，前一个控制信号起作用后，不论前一个控制信号是否消失，喷水阀总保持前一个控制信号起作用的工况。

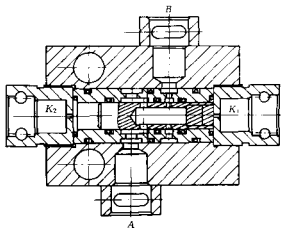
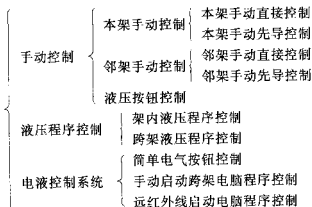


图 8-58 PSF10 喷水阀

第二节 液压支架控制系统

(1) 控制方式。



(2) 液压控制系统设计。

液压控制系统的设计取决于煤层地质条件、支架形式、设备配套情况、工作面产量、投资能力、劳动力成本、元件可靠程度及成本、工人文化程度与技术水平、维修能力等。我国目前有增加泵站流量，提高移架速度的趋势。我国液压控制系统主要由操纵阀、液控单向阀、安全阀、双向锁、单向锁、过滤器、截止断路元件等组成的手动控制系统。美国、澳大利亚主要采用由单板机架控箱、电磁阀、液控换向阀、压力传感器、位移传感器及液控单向阀、安全阀、双向锁、单向锁、过滤器、截止断路元件等组成的电液控制系统。

一、KS 2 型液压支架本架手动操作快速移架系统

1. 系统的构成和特点

1) 泵站、顺槽管路及工作面环形供回液管路（如图 8-59 所示）。

(1) 泵站。

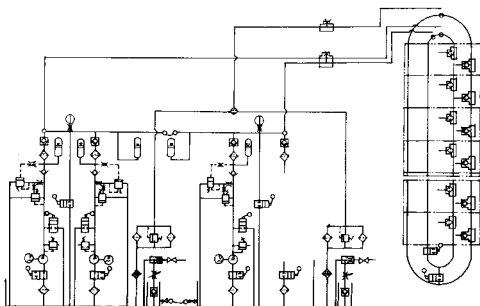


图 8-59 泵站、顺槽管路及工作面环形回液管路

选用 WRB 200/32 型乳化液泵, RX 200/16 型乳化液箱。采用 3 泵 2 箱并联工作, 其中 1 台泵备用。供液压力 32 MPa, 流量 400 L/min。

单泵技术特征

工作压力 (MPa)	32
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	200
曲轴转速 / ($r \cdot \min^{-1}$)	563
柱塞数目	3
柱塞直径 (mm)	50
柱塞行程 (mm)	66
电机功率 (kW)	125
电机转速 ($r \cdot \min^{-1}$)	1 427
质量 (t)	2.5

单箱技术特征

工作压力 (MPa)	32
工作流量 ($L \cdot \min^{-1}$)	200
液箱容积 (L)	1 600
油箱容积 (L)	100
蓄能器容积 (L)	25
充氮压力 (MPa)	20~22.7
高压过滤精度 (μm)	80

由于并联工作, 原泵箱需增加如下功能:

- ① 每台泵均有手动卸荷阀, 不论其它泵是否正在高压运行, 均能卸压起动或停止任何一台泵。
- ② 每台泵经各自的高压过滤器后, 再经各自的单向阀向汇集管供液。每箱汇集管有 2 个 $\phi 32K$ 接头座, 用于同时经顺槽双 $\phi 32K$ 软管并联向工作面供液或用于 2 箱汇集管的连通。
- ③ 回液经顺槽 1 根 $\phi 51K$ 软管, 经三位三通转阀的控制向 2 箱或向其中 1 箱回液, 以便解决与 2 液箱连接的 3 台泵中任意 2 泵吸液与 2 液箱回液不平衡可能造成 1 箱吸干, 而另 1 箱液满为患的问题。

三位三通转阀受 2 液箱液位计控制。系统共有蓄能器 5 个，液路保证同时工作的蓄能器 4 个，容积 100 L。除减振外，可较好地解决负载不均衡问题。

(2) 顺槽输液管路。

高压供液由 2 根 $\phi 32K 6$ 层钢丝缠绕橡胶软管并联而成。软管每根长 10 m，彼此间用快速接头双直通及五通连接。五通一方面为顺槽设备（如转载机、移动用锚固支架、外注式单体液压支柱等）提供供液接口；一方面为均衡两条平行管路中的负载，以便最有效地利用 2 条管路的输液能力。回液为 1 条 $\phi 51K$ 快速接头橡胶软管。

(3) 工作面环形供、回液管路。

工作面环形供液用 $\phi 32K 6$ 层钢丝缠绕橡胶软管。沿工作面输送机布置 1 条，每根长 10 m，彼此由 KJ 2-32K 两通连接；另 1 条穿过各支架，每根长 2.2 m，彼此由每架的 JSG 32K/19 进液三通过滤器连接，由其 $\phi 19$ 接口将工作液供给支架。工作面环形回液用 $\phi 38K 4$ 层钢丝编织橡胶软管。同供液管一样，沿工作面输送机布置 1 条，每根长 10 m，彼此由 KJ 2-38K 两通连接；另 1 条穿过各支架，每根长 2.2 m，彼此由每架的 HSHD 19/38K 回液三通断路阀连接，由其 $\phi 19$ 接口接收支架回液。

2) 支架液压系统（如图 8-60 所示）。

本系统采用 JSG 32K/19 进液三通过滤器、HSHD 19/38K 回液三通断路阀、JHJG 19 进回液截止过滤板、DHC 强开回液口操纵阀、KDF 16Z 液控单向阀组、SJF 16 双交替单向阀、SS 10 双向阀、QJ 32K 球形截止阀等元件构成。

与立柱下腔及推移千斤顶两腔有关的液路用 $\phi 16$ 软管，其余用 $\phi 10$ 软管。由于 DHC 操纵阀 350 L/min 的进回液液阻很小，该系统对立柱下腔回液未采用旁路回液，是最简单的经操纵阀回液系统。而对浮动活塞推移千斤顶，采用 SJF 16 双交替阀。移架时千斤顶活塞腔回液不经操纵阀直接回液，一方面减少回液阻力增加千斤顶出力，一方面防止推移千斤顶大量回液引起立柱误升（见图 8 HD 19A）；而推溜时千斤顶活塞腔回液经双交替阀返回到活塞腔参加推溜，消除活塞浮动，节省高压液体，节省时间。

KS 2 型快速移架系统是最简单的本架手动直接操作系统，既没有液压先导阀，也没有立柱下腔旁路回液的大液控单向阀。

2. 快速移架对立柱及推移千斤顶的要求

(1) 立柱活塞腔与活塞杆腔截面积之比应小。设液压系统压力为 32 MPa，降柱时此压力作用于活塞环形面积上。几种支架立柱缸径、杆径、面积比及活塞腔排液总压力见表 8-4。

表 8-4 几种支架立柱有关参数比较

支 架	北京煤矿机械厂 出口美国支架	美国 JOY 支架	义马 ZY 3500/25/47 支架	铁法 ZZ 5000/ 17/35 支架	铁法 ZZ 4400/ 17/35 支架
缸径 (mm)	280	200	230	200	200
杆径 (mm)	260	180	220	172	185
面积比	7.26	5.26	11.76	3.84	6.93
排液总压力 (MPa)	4.41	6.08	2.72	8.33	4.62

(2) 立柱通液控单向阀组的钢管通径应大到 $\phi 16$ mm。立柱活塞腔接 $\phi 10$ 软管，试验证明通径足

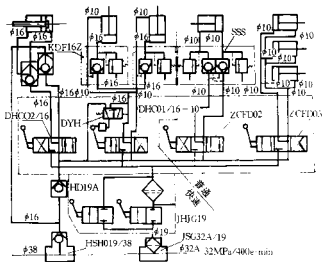


图 8-60 支架液压系统

够, 经济合理。

(3) 推移千斤顶两腔需接 $\phi 16$ 软管, 尽量减少对千斤顶出力影响。

(4) 推移千斤顶移架力裕度应大。有的支架移架过程有时动、时停现象, 其千斤顶参数为方案 1 (表 8-5)。

现分析如下:

浮动活塞推移千斤顶实际出力为

$$P = p \frac{S}{i} - \Delta p S = S \left(\frac{p}{i} - \Delta p \right)$$

式中 p ——到推移千斤顶活塞杆腔的液体压力 (MPa);

S ——活塞腔截面积 (mm^2);

i ——活塞腔与活塞杆腔面积之比;

Δp ——活塞腔排液总压力 (MPa)。

当泵压确定之后, 浮动活塞推移千斤顶实际出力只与缸径大小、活塞腔与活塞杆腔面积之比及活塞腔排液总压力三者有关。

Δp 除与回液总通道长短、回路路是否畅通有关外, 还与回液流量 Q 有关, 即

$$\Delta p \approx k Q^{\frac{1}{2}} = k (Sv)^{\frac{1}{2}}$$

式中 v ——活塞杆连同活塞相对缸体的运动速度 (mm/min)。

当 v 增大, Δp 增大, 则 P 减小。当 P 裕度小时, P 的减小可能造成 $v=0$, 则 P 又增大, 出现时走时停、时快时慢的现象。当 P 裕度大时, 即使有较大的 Δp , 减小后的 P 也足够克服移架阻力、保证移架速度。

加大 P 裕度, 除采用 $\phi 16$ 软管, 采用 SJF 16 双交替单向阀减小 Δp 外, 应加大 S , 减小 i 。浮动活塞推移千斤顶参数方案比较见表 8-5。

可见方案 2 活塞杆腔截面积增加了 1.22 倍, 但其 i 从 1.39 增加到 1.45 不利提高移架力, 且有可能因推溜力过大而

损害输送机。方案 1 推溜力足够, 增加 1.38 倍不需要。方案 3 同样把缸径增大到 $\phi 180$ mm, 移架力增加了 1.322 倍 (高于方案 2 的 1.22 倍), 且 i 从 1.39 降到 1.3, 又增加了千斤顶移架实际出力 P , 且推溜力较原已足够的条件又增加了 1.12 倍, 故方案 3 更合理、更可取。

3. 快速移架系统的试验

1) 系统的试验室试验。

试验条件泵站压力 32 MPa、流量为 350 L/min, 蓄能器 40 L, 供液 1 条 $\phi 32$ K、50 m 长软管, 回液 1 条 $\phi 38$ K、50 m 长软管。

(1) ZZ 5000/17/35 铁法四柱支架。

立柱缸径 $\phi 200$ mm, 柱径 $\phi 172$ mm。浮动活塞推移千斤顶缸径 $\phi 180$ mm, 杆径 $\phi 100$ mm, 行程 900 mm。

做降 100 mm, 移 (实为活塞杆空收回) 900 mm, 然后升 100 mm 循环时间测定。

当立柱用 KDJF 16Z 液控单向交替阀组时, 降柱过程立柱活塞腔液体不经操纵阀直接回液, 3 次循环时间平均值 7.82 s。当立柱用 KDF 16Z 液控单向阀组时, 降柱过程立柱活塞腔液体经操纵阀回液, 3 次循环时间平均为 9 s。后者虽多耗时 1.18 s, 但系统简单。2 种方案都切实可用。而推溜 (实为活塞杆空伸出) 900 mm, 平均耗时 4 s。

表 8-5 浮动活塞推移千斤顶参数对比

方 案	1	2	3
缸径 (mm)	160	180	180
杆径 (mm)	85	100	90
面积比	1.39:1	1.45:1	1.3:1
与方案 1 活塞杆腔面积变化		1.22:1	1.322:1
与方案 1 活塞杆腔面积变化		1.38:1	1.12:1

(2) QYJ 320/14/32 大倾角两柱支架 2 架的对比试验。

立柱缸径 $\phi 232$ mm, 柱径 $\phi 210$ mm。浮动活塞推移千斤顶缸径 $\phi 125$ mm, 杆径 $\phi 70$ mm, 行程 700 mm。

2 架支架相同, 泵站相同, 供、回液管路相同。一架为原封不动的常规液压系统, 另一架立柱活塞腔、推移千斤顶两腔的接头座改为 $\phi 16$, 并配本快速移架系统元件。同样做降 100 mm, 移 (实为活塞杆空收回) 700 mm, 再升 100 mm 的循环时间测定。

原系统耗时 19 s, 而快速移架系统耗时仅 5 s。原系统推溜 (实为活塞杆空伸出) 700 mm, 耗时 6 s, 快速移架系统耗时仅 1.2 s。

(3) 泵站流量选择的试验。

在 800 t 试验台内对 ZZ 5000/17/35 铁法四柱支架做降 100 mm, 移 900 mm, 升 100 mm, 再推溜 900 mm 的不同断多循环操作试验。共做 10 个循环, 总耗时 146 s, 泵站自动卸荷卸荷 14 次。分析如下:

①包括推溜, 10 个循环共耗时 146 s, 平均每个循环 14.6 s。而作单循环 9 s, 单推溜 4 s。说明做单项测试时蓄能器起了增大流量、缩短时间的作用。而工作面在实际工作中降、移、升与推溜可能同时进行, 并且是连续操作。说明在工作面连续循环操作且与推溜同时操作情况下, 350 L/min 流量不能达到降、移、升耗时仅 9 s 的效果。

②在连续循环操作的情况下, 泵站有少量卸荷动作, 且每次卸荷时间很短。说明泵站流量 350 L/min 已接近满足需要。200 L/min 是泵的系列产品, 选择 2 台泵并联供液 400 L/min 是需要的, 也是合适的。流量稍有裕度对弥补操作不均衡是必要的。

2) KS2 型快速移架系统工业性试验。

(1) 工业性试验地点与条件。

工业性试验在铁法矿务局晓南西一采区北 708 工作面进行。

试验工作面基本参数

工作面长度 (m)	204
煤层厚度 (m)	2.9~3.82
煤层倾角 ($^{\circ}$)	3~5
煤质硬度 f	2~3
顶板	
伪顶泥岩厚 (m)	0.15~0.3
直接顶粉砂岩厚 (m)	0.39~3.45
老顶细砂岩、粉砂岩、砂砾岩共厚 (m)	14.32~35.63
推进长度 (m)	657
可采储量 (万 t)	78
采煤方法	倾斜长壁仰采后退式全部冒落法

(2) 工业性试验结果、评价与鉴定评语。

KS2 型快速移架系统及配套用阀, 设计合理、性能先进、结构新颖、工作可靠、故障率低。经测试实现单架降、移、升共用时间 10.25 s。移架能赶上 2×400 kW 大功率采煤机, 实现了工作面日产 7 000 t 的目标。被鉴定为: 系统配套元件, ……设计新颖、有独创性。系统整体设计合理、配套等达到同类系统国际先进水平。经济实用、符合国情, 有重要的推广价值。

二、刨煤机支架液压遥控定量推溜与分段隔架群组移架控制系统

薄煤层工作面工作空间太小, 工人不得爬行, 跟随滚筒采煤机操作非常困难; 一般情况下, 薄煤层工作面顶板条件较好, 完整而不破碎, 如果煤不粘顶, 用刨煤机最好, 不需要工人跟机操作。配套的

液压支架的控制, 实现无人跟机操作的电液自动控制系统在我国现有条件下还未过技术经济关, 推广应用不现实。工人在工作面爬行去操作支架太困难, 工效非常低, 急需把工人从跟机爬行中解放出来。而刨煤机最大的故障是卡刨断链, 其修复又费力费时。电液控制系统用定量推溜可极大地减少卡刨断链事故, 因此用液压方法解决定量推溜, 成为迫切需要解决的问题。

1. 策划与设计

将工作面分成若干段(如 60 架支架的工作面分为 6 段), 工作面两端及 2、3 段之间和 4、5 段之间……各置 1 人, 分别负责第 1 段, 2、3 段, 4、5 段, …, 及尾段的遥控定量推溜及本责任段支架隔架群组移架。所谓分段支架隔架群组移架, 就是本段内支架 1、3、5、7、9 支撑, 而 2、4、6、8、10 群组同时移架; 待工作面推进 1 个移架步距后, 2、4、6、8、10 支撑, 1、3、5、7、9 群组同时移架。这样, 工人进入工作面后, 就不必爬行而就地操作, 减少了劳累, 提高了生产率, 提高了工效。当然还免不了爬行去处理个别问题, 但爬行要少多了。

2. 配刨煤机支架液压遥控定量推溜与分段隔架群组移架控制系统的应用范围

工作面倾角较小(小于 5°), 底板平整, 顶板平整连续缓慢下沉而不破碎, 煤不粘顶, 没有煤与瓦斯突出。工作面通讯设备齐全, 工人经过严格培训。

3. 配刨煤机支架液压遥控定量推溜与分段隔架群组移架控制系统

如图 8-61 所示, 当刨头过本段后, 操作 A 阀手把把定量推溜器定量推溜 1 次。定量推溜器是可

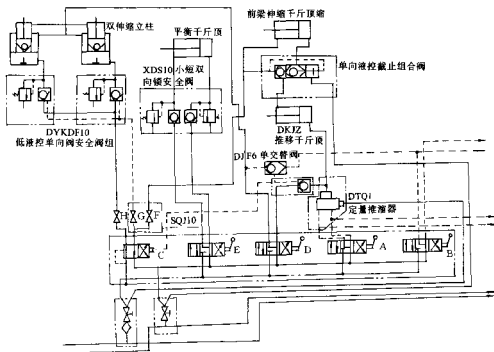


图 8-61 配刨煤机支架液压遥控定量推溜与分段隔架群组移架控制系统

A—遥控左、右定量推溜; B—邻组遥控 1、3、5、7、9 或 2、4、6、8、10 移架; C—液控四位四通阀; D—本架推溜、降移、停降移、拉溜; E—本架平衡千斤顶伸、收; F—常开, 关用于追降不移; G—常开, 关用于拉溜; H—常开, 关用于停升或降移; 注: 一类安全阀含 A、B; 二类安全阀只含 B; 普通阀无 A、B

调推溜行程的, 以全工作面煤最硬处、最难刨处而调定的最小刨削量为准, 此处不卡刨其余均不会卡刨。刨头反向再过本段后, 反向操作 A 阀手把再经定量推溜器定量推溜 1 次、……。由于移架不能追赶刨头, 刨煤机工作面顶板暴露面积较大。如果像滚筒采煤机工作面那样全工作面支架摆齐, 待全工作面刨完 1 个移架步距(如 600 mm)后再移架, 则暴露 $(600 \text{ mm} + 300 \text{ mm}) \times \text{工作面长}$ 的面积, 太大了。

因此，配刨煤机支架全工作面不应摆齐，而应隔架交错半个移架步距（如 300 mm）布置。当推溜到落后隔架群组支架（如 2、4、6、8、10）有 1 个移架步距后（如 600 mm），用 B 阀使该隔架群组卸压移架 1 个移架步距，即超出此时处于支撑状态的另一隔架群组支架（1、3、5、7、9）半个移架步距（如 300 mm）。当 B 阀手把回中位后，立柱升。当顶板下沉时，立柱的液控单向阀关闭，支架超初撑力工作。当立柱下腔液压上升到安全阀工作液压时，安全阀动作放液维持恒阻。同样，当多次刨煤并推溜到 1、3、5、7、9 隔架群组支架有 1 个移架步距后，反向操作 B 阀手把使该隔架群组支架移动 1 个移架步距，即超出另一隔架群组支架半个移架步距。

本系统保留本架手动单项操作。如需要，可用 D 阀手动单架推溜，人为控制推溜行程。用 D 阀还能手动单架移架，此时可用 G 阀配合前、后立柱迫降。如需要迫降而不移架，可关闭 F 阀，再用 D、G 阀配合迫降。如迫降后不需要升，则应关闭 H 阀。

当刨削时需要向回拉溜，先关闭 G 阀，然后用 D 阀作“移架”操作。

必须强调，当做完每项单独操作后不需要 F、G、H 阀关闭功能时，必及时置开位置，防止影响后续操作。

本系统还能做到前伸顶梁与定量推溜同步、同量前伸，确保支架对顶板的最有效支护。设计是前伸顶梁千斤顶的活塞腔横截面积接近等于推移千斤顶活塞杆腔横截面积，并且把推移千斤顶推溜时活塞杆腔的回液直接引入前伸顶梁千斤顶的活塞腔作为其伸出的动力液，自动地按推溜与前伸顶梁前伸阻力调整其液压力在 2 种负载中的分配，阻力大者，其动力自动增大。

三、电液控制系统

1. 支架电液控制系统的优点

(1) 由电脑控制，支架移设过程各工序衔接紧凑，甚至可以部分重叠同时进行，减少循环时间。电液控制支架的“降柱—移架—升柱”工作循环时间降至 10 s 以下，可以适应大功率采煤机 9 m/min 以上的牵引速度快速割煤的需要，最终达到最大限度地提高生产效率的目的。

(2) 由液体压力传感器定压初撑，提高和保证了支架对顶板的支撑能力。由于移架和挑梁（或伸缩梁）伸出及时，可明显改善支护效果。

(3) 降低操作工人劳动强度，只需按电气按钮；

(4) 可在远离采煤机的空气新鲜的上风头遥控操作，改善了劳动条件。

(5) 减少工作人员数量；电液控制系统具有自动控制功能，这就可以减少工作人员的数量。国外很多长壁工作面只用 3 名工作人员（1 名采煤机司机，1 名推溜移架工和 1 名顺槽设备工作人员）。

(6) 由于电液控制系统，支架间信号靠导线传输，易于实现双向邻架操作和远距离操作，特别适用于薄煤层、急倾斜煤层。

(7) 能与采煤机和输送机配合实现综合自动控制系统，实现无人操作工作面。支架和采煤机的运行状态和数据可以传输到巷道和地面中央控制室，便于实现整个矿井的自动化管理。

2. 电液控制系统可实现的功能

(1) 左、右邻架甚至若干架单架单动作电液控制。

(2) 左、右邻架单架“降柱—移架—升柱”循环动作程序控制。

(3) 编程双向成组支架的自动程序控制。可以成组自动进行“单纯移架”、“单纯推溜”，或者根据左、右架状态及采煤机位置自动地进行若干架内所需动作的操作。

(4) 由割煤行进中的采煤机发射红外线信号，支架上的红外线接收器接到信号并由电脑分析判断后发出诸如采煤机前某架护帮板收，采煤机过后某架降、移、升、护帮板伸，某架推溜等。

(5) 配刨煤机液压支架根据刨头位置作定量推溜，把液压支架犬牙交错布置，并根据刨头位置、支架落后距离发令某架移架。

3. 电液元件

电磁阀、液控换向阀外，电液控制系统还含有电源箱、架控箱、液压开关、含有行程开关或全行程位移传感器的液压千斤顶多芯电缆与插接件等。

1) 隔爆兼本质安全型电源。

输入电压 (AC) (V)	127 (+10% ~ -20%)
输出电压 (DC) (V)	13, 7
输出电压变动率 (%)	≤3
纹波电压 (mV)	≤30
输出电流 (A)	1.5 (过载限流 1.6);
输出电流 (A)	3 (过载限流 3.1)

2) 架控箱。

采用 80C 98 高档单片机，有很强的功能用于控制。8098 单片机有较强的两路串行通讯口，必要时采用 RS 485 通讯接口，以便不设主控箱而由任意架的架控编程，发指令。

3) 全行程位移传感器。

目前在各个领域广泛应用的位移传感器有多样的原理和方法，除转换机理不同外，更重要的是传感器的结构应与被测对象相适配，这方面差异很大，先进的原理与合理、可行的结构的统一，才能达到测量精确、可靠，安装使用方便的效果。对于液压支架千斤顶行程的检测有其特殊要求：

- (1) 量程较大，一般为 700 mm 以上；
- (2) 安装条件受限制，周围空间狭小，条件恶劣，特别是引线极易损坏，应严加防护；
- (3) 动作频繁，要有高使用寿命，高可靠性；
- (4) 根据控制的需要，应有一定的分辨度和精度，分辨度上限定为 5 mm，基本误差限及线性误差限均定为 ±1%。

(5) 使用量大，要求成本、价格较低。

位移传感器有两种基本型式：直线式和转角式。

(1) 转角式位移传感器。

转角式位移传感器的传感元件最一般的就是电位器（单圈或多圈）。电位器的精度有高、有低，膜式（碳膜、合成膜）精度较低；缺点是触点滑动磨损造成稳定性差、寿命短。光电码盘也是常用的转角测量方法，须配备光源，且为增量输出，无法反映行程的绝对值，须通过大导程的螺旋副传动将直线位移转换成转角位移进行测量。转角测量法的显著特点是结构紧凑，一般需要单独制成一个测量元件安装在支架两个动点之间。但增加螺旋传动环节带来的附加误差，总测量精度不仅取决于传感元件的精度，也受传动部分加工误差、磨损以及活塞杆转动的影响。此外，螺旋传动件需高精度的加工，消除产生滞环的间隙是该转换用螺旋副的技术关键。

(2) 直线位移传感器。

直线位移传感器的传感元件一般安装在千斤顶内部，利用液压缸和活塞杆内部空间。传感器必须能承受液压支架工作介质的液压作用。

① 电位器式直线位移传感器。

传感元件用电位器，膜式（碳膜、合成膜）精度较低，精密线绕式精度较高，但触点滑动磨损造成的稳定性差、寿命短仍是共同的缺点。而新型的导电塑料和光电电位器精度、寿命都高，但价格昂贵，光电电位器尚需配备光源，又增加了应用的复杂性。直线电位器和差动变压器是目前直接测量大位移的两种可行的传感器。导电塑料直线电位器的应用日趋广泛，其主要特点是精度高、稳定可靠，导电塑料极耐磨，与六元合金材料的触刷配合寿命可超过 10^7 数量级，但目前应用的长度多在 300 mm 以下，加长到 700 mm 以上，由于自动刻修工艺的复杂以及基本材料需要进口，大大提高了成本。此外，这种电

位器应用到千斤顶中还要解决密封和防止转动的问题。

②磁控干簧管式直线位移传感器。

用精密电阻链取代电位器的基本电阻材料,以磁性元件的移动使干簧管顺序闭合接通,取代触刷滑动,逐一从电阻链的电阻中间接出,改变阻值,改变电信号。这种型式的传感器精度不可能太高,但结构简单,易于制造和维修,寿命长,成本低,好密封,适合用于千斤顶行程的检测。这种传感器研制的技术关键在于如何保证活塞杆移动过程中,闭合干簧管的位置与活塞杆相应位置准确吻合;最大限度地提高其分辨率和精度,确保无任何断区。

在千斤顶内部把干簧管阵列、精密电阻链以及电路连线均匀布置于1条细长双面印刷电路板上,沿长度方向排开,装入1根非铁磁性密封防护管中,一端固定于缸体端头,并从此端引出输入、输出线;另一端插入活塞杆中心孔中,保证传感器与千斤顶活塞杆同轴。磁性元件安装在活塞部,活塞的移动相当于磁体与传感器主管的相对移动,引起管内干簧管顺序闭合。理论上这种传感器的输出特性并非平滑直线,而呈小阶梯状,从提高分辨率和精度方面要求,干簧管外形越小,排列越密,数量越多,效果越好。

实际上没必要过分追求,要综合兼顾。5 mm的分辨率,±1%的精度,正常情况下5 mm间隔分段可以达到指标。小干簧管有GAG-4(φ3×20)、GAG-6(φ2.5×16)、GAG-9(φ2×12),GAG-4虽外形稍大,但5 mm间距布置亦无困难,外管采用φ25×2.5(内径φ20)1Cr18Ni9Ti无缝不锈钢管(非铁磁性),管内贯穿宽19.5 mm的电路板,干簧管及精密电阻数量均为140,分别在两面排列(如图8-62),电阻链每段为34 Ω,总阻值 $34\ \Omega \times 140 = 4\ 760\ \Omega$,输入电压5 V,传感器耗电电流仅为1 mA。

安装在活塞端头的永磁体元件是另一关键元件,应使磁元件形成的小磁场被控制在与干簧管的吸合达到最佳配合,以保证测量精度。

永磁体的材质、形状、大小、磁感应强度、磁化方向、安装方式、加工性等因素要综合起来进行分析研究和试验。铝镍钴、钕铁硼(稀土合金)和永磁钕铁氧体均是较好磁性材料。选用钕铁氧体材料的圆环选片,端面极化、外径φ45,内径φ30,厚2~2.5 mm,3片反极性对选。这种配置能较理想地与干簧管配合,获得合适的吸合区。

选择剩磁感应强度在0.2~0.4 T较低范围、易于配合的钕铁氧体的主要因素是其压制成形的钕铁氧体可切削,价格较低。采用圆环型式可获得均匀磁场,不受转动影响,安装方便。选片组合方式可灵活调整磁场强度,排除千斤顶零件钢材的铁磁性对磁场的影响。永磁体元件周围被一定厚度的黄铜包体隔离,嵌入活塞头端部。干簧管的吸合与释放特性是在规定的标准线圈中的吸合和释放磁势来表征的。但吸合磁势在20~60 A,释放磁势2.5 A以上的吸合区长度合格范围太大,需要严格筛选以保证精度。

这种型式的行程传感器的分辨率和精度受干簧管间隔距离和数量的限制,不能太高,理论分析计算和试验证明,能在间距5 mm的既定条件下采取将干簧管吸合区长度控制在2.5倍间距,使相邻的2个和3个干簧管按顺序间隔同时吸合的状态。干簧管输出端分3组并联,每组错开1个间距,全行程共3个输出端,然后再分别接3个电阻将3个输出端一一(图8-63)。通过3端电阻网络交换的计算可得到在相邻的2个或3个干簧管同

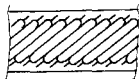


图 8-62 干簧管在电路板上的布置

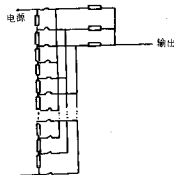


图 8-63 电阻链网络的连接方法

时闭合时，相当于将 1 个电阻分为 2 个阻值一半的电阻，输出端相应位于分隔点上，也就是相当于电阻的节数和干簧管数增加了 1 倍（实际上并没有增加），相当于输出特性的阶梯级数增多 1 倍，阶梯幅度减少 1 倍，即将分辨度和精度提高了大约 1 倍，所以误差及最小分辨距离均减小。传感器分辨度为 2~3.5 mm，绝对误差不超过 ± 4 mm。

③差动变压器式直线位移传感器。

DC-DC 大位移差动变压器式直线位移传感器已具较高水平，测量范围已达到 1 500 mm，精度 9.1% 等级。这种传感器属于非接触式，其防护、密封、转动适应性也好。与干簧管式比较，精度高，但内带电路稍复杂，价格较高，而最大缺点在于因差动变压器绕组两端有一定长度的非线性区不能利用，使有效检测长度与传感器总长度之比为 1:1.5，相应也使千斤顶加长。图 8-64 为 WYDC-700 L 差动变压器式行程传感器结构。

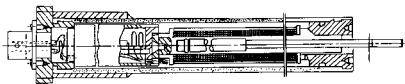


图 8-64 差动变压器式行程传感器结构

WYDC-700 L 传感器技术指标

量程 (mm)	700
精度 (%)	0.8
输入电压 (V)	8.4~12
输出灵敏度 ($\text{mV}\cdot\text{mm}^{-1}$)	2.5~3
传感器内、外管均可承受乳化液压力 (MPa)	40

4) 内装全行程位移传感器的推移千斤顶。

如图 8-65 所示的内装全行程位移传感器的推移千斤顶由缸体、活塞杆、浮动活塞、导向套、磁钢环、干簧管式全行程位移传感器、电缆护套复合接头等组成。当活塞杆伸出或缩进时，固定到缸体上的干簧管式全行程位移传感器不动，而固定在活塞杆上的磁钢环使传感器内的一系列干簧管依次动作，使传感器输出电压变化。不同电压代表活塞杆不同的伸出值，达到测推溜或移架行程的目的。

图 8-65 所示推移千斤顶为浮动活塞式，具有 2 副半环卡套。如用 1 副大半环卡套（图 8-66），则成固定活塞千斤顶。

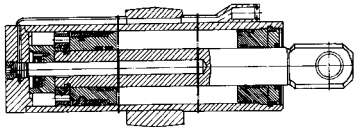


图 8-65 内装全行程位移传感器的推移千斤顶

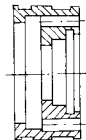


图 8-66 大半环卡套

图 8-67 为护套接头总成及其零件毗邻关系。它既能用钢丝编织橡胶软管保护电缆，又能方便电缆拆接。本全行程位移传感器的电信号用 3 芯电缆引出。在整体更换推移千斤顶时，只需拆掉图 8-67 中的 U 形卡 10，将钢丝编织胶管移开，就可以拆开航空插头 12；当需要更换全行程位移传感器时，应拆下 U 形卡 8，拔出中间护套 5，松开 3 个压线螺钉 7，松开紧线螺母 3，则位移传感器电缆 1 可从护套 5 中拔出。

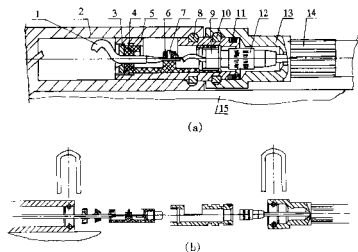


图 8-67 护套接头及零件毗邻图

a—护套接头总成；b—护套接头零件毗邻关系

1—传感器出线；2—接头座；3—紧线螺母；4—紧线橡胶；5—中间护套；6—接线架；7—压线螺钉；8—U形卡；9—航空插头座；10—U形卡；11—O形圈；12—航空插头；13—胶管接头；14—胶管（钢丝）；15—缸体

四、喷水系统

放顶煤特别需要喷水系统，而且需要喷水与放煤插板联动。要求做到提起插板时喷水；插板提起后停到任何中位或终位，喷水继续；插板关小放煤口，喷水继续。只有插板液压千斤顶伸出到头或插板已关死放煤口，才停止喷水。同时要求不因其它动作的回液阻压降低而误动喷水。

图 8-68 为 PSX 1 放顶煤喷水系统。喷水阀与放煤插板千斤顶同时受一片操纵阀控制。当放煤插板千斤顶收时，PSF 10 喷水阀 K_1 有液压，使 B 与 A 接通喷水。放煤插板千斤顶停收，喷水阀随遇而安的阀芯仍停在 B 与 A 接通喷水的位置；当插板千斤顶伸时，由于活塞杆腔回液受节流控制，回液压大于活塞腔液压，即 K_1 口液压大于 K_2 回液压，喷水阀阀芯仍停在 B 与 A 接通喷水的位置；只有插板千斤顶伸到头或因放煤口已关死插板千斤顶不能再伸出时，活塞杆腔无回液，其液压必然低于活塞腔液压，则喷水阀阀芯受 K_2 控制移动，使 B 与 A 截断，停止喷水。此外，为了检修喷水阀或其它需要，在任何情况下都可以用球形截止阀停止供水。

图 8-69 为 PSX 3 放顶煤与采煤机道喷水系统。该系统任一架放顶煤时，该架与下一架（从机头到机尾方向）同时喷水，并且采煤机道可人工任意喷水。

五、液压支架液压系统中值得讨论的几个技术问题

1. 初撑力保证的方法

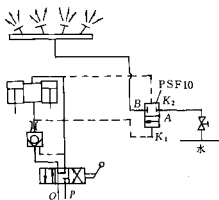


图 8-68 PSX 1 放顶煤喷水系统

本来把操纵阀手把扳到升柱位后不扳回中位是保证初撑力最方便、简单、可靠、经济的方法，但偏偏不用或不准用，非要把手把扳回中位并另加初撑力保证阀（本章特指与立柱液控单向阀板式联接在一起的那一种）不可。其实，初撑力保证阀也是靠阀门把高压液不断经单向阀向立柱下腔供液保证初撑力的，只不过不经操纵阀而经额外液路罢了（如图 8-70 所示）。实践证明，当液压支架顶梁上方顶板未冒空时，升柱后继续保持向立柱下腔供高压液是可行的（初撑力保证阀的大批使用就证明了这点），只要液控单向阀在阀前有高压液时仍能保证立柱下腔液压随顶板缓慢下沉而继续升高就行。其实，初撑力保证阀内也有单向阀，如它能满足上述要求，则同样能设计制造出满足此要求的立柱用液控单向阀。因为高压系统的液压总是变化的，总有达最高峰后回降的时刻，也就是说，总有液控单向阀后液压高于阀前液压的机会，单向阀总会关闭的。这就保证立柱下腔液压随顶板缓慢下沉而继续升高。至于“锁定手把”问题，即手把锁定在工作位可能造成人员伤亡事故的问题，没有那么严重。

多年来，“锁定手把”在国内外还在大量使用。就是对“锁定手把”否定得最严重的英国，也保留推滑动作手把能锁定在工作位。何况靠初撑力保证阀保证初撑力的系统本身就有个隐含的“锁定手把”，不断的给升的动作，并未产生什么事故。

靠初撑力保证阀保证初撑力，需增加 1 副初撑力保证阀（含 1 个主阀、1 个副阀）和几根胶管，经济上浪费，故障率增大。

2. 液压支架未升到最大高度，靠初撑力保证阀能否保证液压支架继续升高

所谓初撑力保证阀，其功能是液压支架顶梁接触顶板有一定初撑力（哪怕只有 2-3 MPa）后，确保立柱下腔液压继续上升达到泵压。

含有初撑力保证阀的液压支架出厂验收中经常出现争执的问题，是“液压支架未升到最大高度，靠初撑力保证阀能不能保证液压支架继续升高？”

生产初撑力保证阀的厂家做初撑力保证阀出厂试验时，都是考核用初撑力保证阀能否使未到最大伸长的液压缸继续伸长。出厂验收合格的初撑力保证阀安到不同的液压支架后怎么有的行，有的不行？

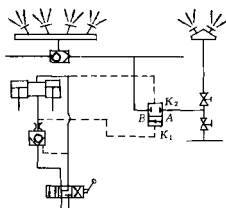


图 8-69 PSX 3 放顶煤双梁喷水与采煤机道喷水系统

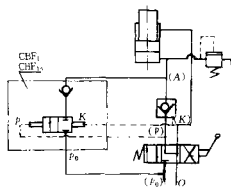


图 8-70 靠初撑力保证阀保证初撑力的液压系统

这是因为液路不同所致。初撑力保证阀能否在操纵阀回到中位后继续供液，取决于惰性阀芯在操纵阀手把回到中位前是否已经换向。阀芯受力如图 8-71 所示。要想惰性阀芯换向，必须满足下式，即

$$\frac{\pi}{4} p_s d^2 > \frac{\pi}{4} p_h d^2 + F$$

式中 d ——惰性阀芯直径 (mm)；

p_s ——液压支架升起时液压反应到推动惰性阀芯换向主动侧的液压 (MPa)；

p_h ——为液压加压升起时立柱上腔内液体回液反应到惰性阀芯换向被动侧的液压 (MPa)；

F ——惰性阀芯换向静摩擦力 (N)。

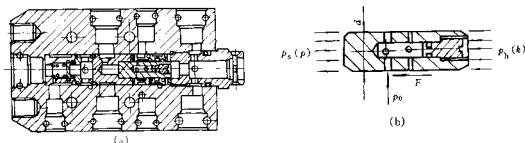


图 8-71 初撑力保证阀及其阀芯受力分析

而 p_s 受立柱 (液压缸) 直径、立柱 (液压缸) 升摩擦力、立柱分担负载、立柱上腔回液液阻等多因素影响； p_h 受立柱上腔回液量、立柱上腔到泵站液箱液路各段管径与长度等多因素影响； F 除受 O 形圈断面直径、沟槽深度影响外，还受 p_s 、 p_h 的影响。初撑力保证阀安装到不同厂家、不同试验系统、不同支架上与其出厂试验条件差异很大，没有可比性。“继续伸长”不能作为标准。而应以液压支架或立柱 (液压缸) 升到头 (即其上腔无回液) 立柱下腔到某个规定的低液压 (假设定为 3 MPa) 后看其液压是否继续升高为准。换句话说，初撑力保证阀的功能是保证液压支架有某个小初撑力 (立柱上腔无回液) 而后达到泵压初撑力的，而不是保证液压支架从无最低初撑力 (立柱上腔有回液) 能达到泵压初撑力的。而只有把操纵阀手把扳到升柱位后不扳回中位的初撑力保证方法才能满足上述 2 种工况的要求保证初撑力。

3. 关于液压支架回液引起的误动问题

液压支架操纵阀可选择向某一动作供高压液，但不能控制某一动作的回液只通回液管。因为除选择动作对应液压缸的对应腔外，其余所有液压缸所有腔都互通。同样的回液压力作用到其它液压缸的活塞腔与活塞杆腔，因受液压作用面积不同，使活塞杆外伸，这就是液压支架回液引起的误动。尤其是移架动作的回液引起已降柱的立柱升，会使已经降离顶板的顶梁再顶，妨碍移架。

因泵站压力、流量、操纵阀管径、顶梁质量、立柱缸径、活柱杆径、推移千斤顶缸径、活柱杆径、回路通径、回路长度等不同，地面误动程度也不同，不能简单地地下结论；影响井下移架，或不会影响井下移架。因为井下液压支架顶梁与掩护梁背研石、侧护板彼此有摩擦，推移千斤顶的移架负载会降低其回液液压，降低了产生立柱误升的能力。但随着高产高效的大发展，必然会有流量大幅度的加大、推移千斤顶移架力裕度的提高、防碰掩护梁背研急剧的减少、顶板完整对侧护板需求的降低，回液误动越来越严重，不能不引起特别的重视。

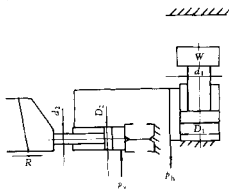


图 8-72 推移千斤顶回液与立柱误升分析

经对特定液压支架在特定系统中的地面测试,升柱液压仅 1.5 MPa,泵站流量 200 L/min,推移千斤顶回液液阻 2.5 MPa。立柱误升很快。如果井下采用 400 L/min 的供液系统,由于井下回液管路更长,则推移千斤顶回液液阻将更大。能否因背研与侧护板摩擦而无误动,很难预料。如图 8-72 所示。

$$R + \frac{\pi}{4} \rho_h (D_2^2 - d_2^2) = \frac{\pi}{4} \rho_y D_2^2$$

$$W = \frac{\pi}{4} \rho_h d_1^2$$

要想完全消除误动对移架的影响,应在液压系统中采取措施,参见图 8-60 中的 HD19 A。必要时操纵阀内置单向阀。

第三节 液压元件与液压系统的模拟试验

本节仅涉及到部颁标准不能满足要求而实际又遇到的几个问题。

一、操纵阀的寿命试验

DHC 大通道强开回液口操纵阀在铁法矿务局、沈阳矿务局、灵武矿务局、大同矿务局、义马矿务局得到了大量的推广,创造了日产 7 000 t、日产 1 2000 t 等的好成绩。其 350 L/min 的大流量快速性能、较小的操纵力、耐污染、高寿命等优点深受用户好评。然而它在神华集团东胜矿务局补连塔煤矿却出现问题,经查明,系操纵阀的使用条件超出部颁实验室型式试验标准的条件所致。

MT 119-85 标准使用的试验立柱直径 200 mm,操纵阀 2 个工作口分别用直径 16 mm 的橡胶软管连接该立柱上、下腔,如图 8-73 所示。操纵阀进液口开启前阀垫密封 32 MPa 液压 p 。开启过程,从

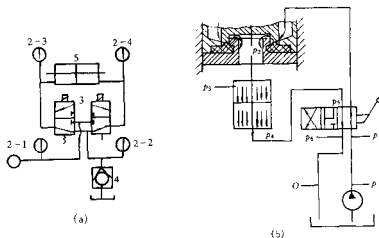


图 8-73 操纵阀寿命试验系统 (a) 与进液口阀垫两侧液压差 (b)

进液口阀垫初始渗出的少量工作液经工作口推动活塞,活塞另一侧立刻产生背压 p_2 ,使主动侧立刻建立液压 p_1 。如果被试立柱为小活塞杆或无活塞杆结构,则有

$$p_1 = p_2 = 0.5p$$

进液口阀垫两侧液压差 $p - p_1 = 0.5p = 16$ MPa,阀垫两侧压差小,阀垫不易损坏。

而补连塔煤矿液压支架 1 阀供 2 根直径 320 mm 立柱,而且该支架又高达 5.1 m。开启过程,从进液口阀垫初始渗出的少量工作液很难建立液压,或者说 $p_1 = 0$ 。则其进液口阀垫两侧液压差 $p - p_1 = p = 32$ MPa,阀垫两侧压差大,阀垫极易损坏。为此,试验改为图 8-74 系统。

用这种实验系统试验进液口阀垫,阀垫极易损坏。将连接操纵阀工作口到短粗总回液管的橡胶软管

改为直径 10 mm 的软管，做同样的试验，阀垫不易损坏。

通过新的技术途径，使进口阀垫承受图 8-74 最严格的试验系统寿命考验后而不损坏。用新的技术途径的新结构元件全部更换东胜矿务局补连塔煤矿所用 DHC 操纵阀元件后，阀垫迅速损坏的问题得到了解决。

二、特殊单向锁的出厂试验

DS 10B 单向锁（如图 8-75 所示）接头座 A 里边有一个小孔，小孔离 O 形圈较近，做阀密封试验，密封良好，无外漏。可是一安到液压支架上后，该密封圈就密封不住了，工作液大量地外喷。当把该小孔扩大，再安到液压支架上做动作试验，又密封良好，无泄漏。原来是由于伯努力效应，小孔高速射流引起附近液压降低到负压，O 形圈被抽吸到小孔另一侧所致（O 形圈被吸动过程，影响小孔射流稳定性，负压不恒定，因此会有液体外喷）。

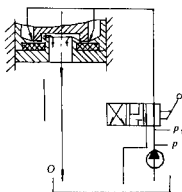


图 8-74 工作口直接连接到短相回液管的最严格的试验系统

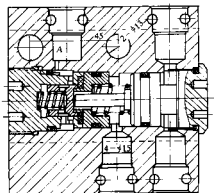


图 8-75 具有小孔的 DS 10B 单向锁

今后，凡涉及到有小孔射流的情况，必须补做实际情况的模拟试验。

第九章 薄煤层和中厚煤层液压支架

第一节 薄煤层液压支架的结构特点和设计

根据煤层分类,薄煤层采高为0.5~1.3 m,我国薄煤层所占储量为总储量的17.5%。不少矿区特别是南方和西南地区薄煤层是主采煤层,因此,薄煤层综采设备研制是我国综采技术发展的重要任务之一。薄煤层液压支架是薄煤层综采配套设备主要设备之一,由于要考虑采高1.3 m煤层,所以薄煤层支架最大高度不低于1.5 m,其伸缩比为2~3左右,这就构成了薄煤层支架结构的独特性。

一、薄煤层支架的结构特点

1. 伸缩比大

立柱大多采用双伸缩立柱,薄煤层支架高度低、操作不太方便,立柱很少用带机械加长段结构。为满足大伸缩比的要求,特别是二柱掩护式液压支架,立柱倾角较大,在低位状态工作时,支护效率较低。

2. 人行通道困难

薄煤层支架设计,如何设置人行通道是十分重要的。在瓦斯含量大,对通风有特殊要求的综采工作面,大多设计成双人行通道。四柱支撑掩护式,前立柱前留有人行通道,在前、后柱间再设计一个行人通道;二柱掩护式立柱前后各设一通道,这样利于通风,便于行人。对于通风没有特殊要求的综采工作面,大多设计成二柱掩护式液压支架,在柱前设置人行通道。

3. 梁体薄

薄煤层支架由于其伸缩比大,且最低高度很低,所以结构件设计既要满足强度要求,又要截面高度尺寸尽可能小。为此,结构件大多采用高强度钢板、箱型结构,顶梁前部有的设计成板式结构,甚至是几层弹簧钢板叠加。

4. 结构交叉布置

薄煤层支架由于其最低位置时,高度十分低,结构件除了尽量薄之外,结构件间尽量采用空间交错布置。所以,前连杆大多设计成单连杆,后连杆设计成双连杆,在最低位置时,前、后连杆可以侧投影重叠而不干涉。底座设计成分底座、活联接,左、右底座中间为推移机构布置的空间。对于二柱掩护式支架,平衡千斤顶和推移千斤顶采取交错布置,以满足最大重合度。由于柱前大多为行人通道,所以薄煤层支架推杆前部大多设计成板式,厚度为50~70 mm。人行通道最小要求宽0.6 m,净高0.4 m。

5. 简化结构

薄煤层支架结构要尽量简单,以减少事故,顶梁可设计成整梁,适当加宽顶梁宽度,一般可不设置可活动侧护板。

6. 提高控制系统自动化

薄煤层工作面,行人困难,所以操作系统最好实现成组控制、自动控制或邻架控制,以减轻工人体力劳动和提高安全程度、工作效率及产量。

二、架型的合理选择和参数确定

1. 架型选择

薄煤层支架架型选择重要的依据是对通风的要求。当要求通风面积大,有双排人行通道时,支架宜选用四柱支撑掩护式。否则,一般可选用二柱掩护式液压支架。

2. 支架优化设计

确定支架掩护梁和前后连杆尺寸可以通过支架优化程序进行。但由于薄煤层顶板一般较好,冒落矸石较少,掩护梁受冲击载荷作用可能性较小,所以掩护梁设计角度不一定太陡,只要在工作区段矸石能很好滑落就可以。

3. 支架高度确定

薄煤层支架高度确定是十分重要的。如果确定过低,就要丢失不少本来就很薄的煤;但若确定支架的高度富裕量太大,将给设计带来很大难度。所以,支架高度要严格按矿区煤层条件和薄煤层架型设计规范进行。

4. 工作阻力确定

薄煤层工作面,由于采高低、易充填,老顶易形成平衡拱,所以一般工作面矿压显现不明显。支架工作阻力可适当减少,一般按煤炭行业标准《缓倾斜煤层采煤工作面顶板分类》的附录D计算即可满足需要。

5. 顶梁宽度

薄煤层工作面顶板一般较完整,可以不用设可活动的侧护板。但架间间距不可太大,因为间距大,不仅可能掉矸石,影响支架行走,而且会给支架下滑提供空间;如果不留间隙或者间隙太小,因支架的移动,可能产生挤架现象,支架行走又会出现困难。所以支架中心距为1.5m时,顶梁和掩护梁宽度可确定为1.35~1.45m。

6. 推移杆设计

薄煤层支架推杆设计十分重要,因为它工作条件苛刻,但起的作用很大,既要具备拉架推溜的功能,又要满足强度要求,一般还要用它控制综采工作面输送机下滑。推杆侧面和底座限位块间隙很小(20~30mm),利用它控制输送机和支架的位置。推杆一端连接输送机,另一端通过千斤顶和支架相连,它必然占据部分立柱前人行空间,该空间本来很小(人爬行),若推杆设计的太厚,将影响行人空间。所以,一般推杆在人行道位置的部分大多是板式结构,具体尺寸可根据强度要求设计。

7. 支架结构和配套相适应

薄煤层支架如果和滚筒采煤机配套,则可选用整体顶梁,顶梁前部可采用板式结构,支架及时支护,邻架控制。

薄煤层支架如果和刨煤机配套,对刨煤机的推移可采用成组定压推进或者分段成组定量推进。采用定压推进,推进量不易控制,工作面不易形成“三直一平”,管理较困难,所以大多采用定量推进,推进量可以根据煤硬度进行调整。为很好控制顶板,顶梁前端采用伸缩梁(板式)结构,伸缩梁伸出和推移千斤顶的推出随动,这样可以保证顶板能及时支护。由于薄煤层顶板较稳定,支架行走时可采用分段隔架成组拉架的方式进行,移架步距可以是600mm左右,也可以隔架300mm左右为一步。

第二节 典型薄煤层液压支架

一、ZY 1800/05/14S 型掩护式液压支架

该支架架型结构如图9-1所示,其主要技术特征如下:

高度(m)	0.5~1.4
宽度(m)	1.4
中心距(m)	1.5

初撑力 (kN)	905~1 377
工作阻力 (kN)	1 107~1 570
支护强度 (MPa)	0.24~0.34
对底板比压 (MPa)	1.13~1.44
适应采高 (m)	0.7~1.2
适应倾角 <math><15^\circ (>15^\circ)</math>加防倒、防滑装置)	
操纵方式	成组控制
拉架力 (kN)	265
推溜力 (kN)	121

该支架设计有以下几个特点:

1. 架型选择

使用该支架的矿区瓦斯含量不大,对通风要求不高,支护强度为 0.24~0.34 MPa,支架工作阻力 1 800 kN,但该工作面支架伸缩比要求较大,支架高 0.5~1.4 m,伸缩比为 2.8,为满足这种要求必然选择二柱掩护式液压支架。

2. 顶梁

顶梁为整体顶梁,不带活动侧护板,顶梁宽度取 1 400 mm,因为该工作面配刨煤机,所以输送机采用定量推进。由于支架不可能跟机操作,要推进几刀之后才能拉支架,为减少空顶距,要求顶梁带伸缩梁,行程 600 mm。考虑到伸缩梁有不伸和伸出两种可能,所以在确定立柱上铰点在顶梁上的位置时要兼顾这两种情况。伸缩梁不伸时,立柱上铰点位置使顶梁前后比为 2.2:1;伸缩梁伸出时,前后比为 2.9:1。确定立柱上铰点位置还要考虑对底板比压的影响,由于本支架要求底座前端比压小于 1.5 MPa,所以控制立柱上铰点垂足到底座前端距离为 430 mm。顶梁前端采用伸缩梁结构,为减小顶梁前端厚度,伸缩梁和伸缩梁千斤顶采用前、后连接方式布置。

3. 底座

底座为分底座,前端采用活连接,底座后端通过整体后连杆将底座后端联在一起,这样左、右底座前端可分别微量抬起以适应不平底板。

右底座外侧设计有一框架,框架内装定量推进器(架内无法安装),底座加框架总宽为 1 474 mm,架间间隙为 26 mm,此框架也可以控制底座下滑,起导向作用。

4. 紧凑设计

左、右底座中间设置厚 60 mm 的板式推杆,后上部重叠布置推移千斤顶;后连杆为整体连杆,以保证支架刚度;前连杆设计成单杆,布置在推移千斤顶上方。

两根立柱分别作用在左、右底座中心处,中心距 850 mm,两个平衡千斤顶从平面图看布置在推移千斤顶和立柱中间,中心距为 300 mm。这样,支架在最低位置时(0.5 m),立柱、平衡千斤顶、前连杆、推移千斤顶空间交错,形成最小高度,而彼此又不干涉。

5. 操作方式

推输送机 and 拉支架都是分段成组进行,一组 10 节或 20 节中槽同时一次推,定量推进。推输送机的同时,顶梁上伸缩梁定量的跟踪伸出,以避免空顶距太大。拉支架是 1、3、5、7、9 一组同时前移,然后是 2、4、6、8、10 一组亦同时前移。移动步距可以一组步距为 300 mm,另一组 600 mm 为一步,需根据顶板状况决定。支架操作在设计上既能成组控制,如出现故障,也可以每架手动操作。

二、ZZ 2200/07/13.5 支撑掩护式支架

该支架结构如图 9-2 所示,这是一种配刨煤机使用的液压支架。在松霖矿务局配西德 KHS-2 刨煤机和 DMKF3F74VS-VB 输送机使用,推移输送机采用定压推进,实际使用中基本是手动控制。

支架主要技术特征:

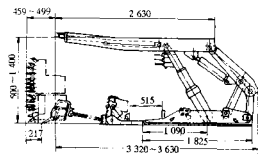


图 9-1 ZY 1800/05/14S 型掩护式支架

高度 (m)	0.7~1.35
宽度 (m)	1.2
中心距 (m)	1.5
初撑力 (kN)	1 380~1 874
工作阻力 (kN)	1 576~2 133
支护强度 (MPa)	0.28~0.38
对底板比压 (MPa)	0.95~1.19

该支架主要结构特点是：①整体顶梁，无活动侧护板；②前连杆为单杆，后连杆为整体刚性结构；③立柱 V 型布置，既可增大伸缩比，又可减小对底板比压；④底座为底分式，利于排矸，上部有过桥和箱形结构连接；⑤操作方式为邻架控制液压推进。

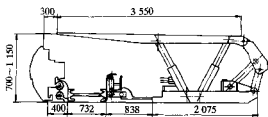


图 9-2 ZZ 2200/07/13.5 型支撑掩护式支架

第三节 适应不同条件的中厚煤层液压支架结构设计

中厚煤层液压支架一般是指适用于煤层厚度 1.3~3.5 m 的支架。中厚煤层支架的使用量大、面广，其原因是中厚煤层赋存量较大，同时它也是最适合高产高效综采的支架。

我国煤炭储量丰富，分布地域广阔，地质条件千差万别，为了能实现不同地质条件下的综采，必须研制和设计适应不同地质条件的液压支架。

一、适应“三软”条件的支架设计

所谓“三软”，即顶板软，易冒落；煤层软，易片帮；底板软，底板允许的比压小于 6 MPa。

1. 架型选择

“三软”条件支架宜选用掩护式和插腿式掩护支架，因为这两种支架顶梁较短，支架支撑的合力靠近煤壁，使靠近煤壁处支撑能力较强，也有条件改善底座对底板的比压。

2. 关键部件设计

(1) 顶梁设计。由于顶板软，支架顶梁应尽可能短。如插腿式掩护支架，顶梁短，可以减少对顶板反复支撑次数，减轻其破碎度，使顶梁不易冒空。

顶梁带有伸缩梁，当煤壁出现片帮时，及时伸出伸缩梁，维护新裸露的顶板，避免或减缓出现架前冒顶事故。

顶梁上带有护帮板，护帮板伸出可以护住煤壁，有利于阻止煤壁片帮。护帮板和伸缩梁组合设计是防止煤壁片帮冒顶比较有效的结构。

(2) 底座设计。底座是支架的基础，它必须具有足够的强度和刚度。底座还起传力作用，合力作用点位置对支架性能尤为重要，因为它决定底座对底板比压的分布规律。减少底座前端对底板的比压是设计者追求的目标之一。控制底座支反力在底座上作用点位置，可减少底座前端对底板的比压。对于掩护式支架，立柱上铰点在底座上垂足距底座前距离，是衡量底座比压的重要数据。一般讲，对于软底板此值应大于 500 mm，如有可能，此值越大，底座前端对底板比压越小，这可视具体尺寸而定。支架在实际工作时，底座和底板的摩擦系数 $f=0.15$ 左右出现的几率较大，就是说底板对底座的支反力作用点还将后移。如支架高 3 m，立柱上铰点垂足距底座前距离为 550 mm，再加上摩擦力造成的水平分力使合力作用点后移，其值为 $fH=0.45$ m，为此，合力作用点离底座前距离将为 1 000 mm。

这个值是设计和实践可以实现的值，对于在软底板上工作的支架是十分有利的。如果在这种条件下将支架底座接地长度确定为 2 000 mm，则底座对底板的比压分布将是均布的；如果底座长度确定为 1 800 mm，则底座前端比压可以小于底座后端比压，也就是说，通过控制合力作用点位置和改变底座

长度的办法也可改变底座前端对底板的比压值。确定底座接地长度，还要考虑底座的平均比压，因此还要尽可能增大底座宽度，将平均比压确定在一个可行的数值内。

(3) 抬底座装置设计。为了在软底板条件下支架能正常行走，在支架设计上应尽可能减少底板比压，同时支架也采取一些特殊设计，如抬底座装置。

目前抬底座装置有以下几种形式：

① 压推移杆式提底座装置。图 9-3 所示是一种底分式底座，在刚性过桥前面或后面设置一抬底千斤顶，此千斤顶可设计成固定式或摆动式。固定式抬底千斤顶在工作期间一直通过推杆压住底板将底座前端抬起拉架，千斤顶在工作期间，承受一侧向力。

摆动式千斤顶是在开始拉支架行走瞬间将底座前端抬起，随着支架前移，千斤顶将向前倾倒。当千斤顶至满行程，或千斤顶在框架上打滑时，抬底千斤顶将失去功能。

② 撬板式抬底座装置。如图 9-4 所示，在底座前端设置一副耳朵，耳板上连接一包住底座前端的撬板，在底座上设置一抬底千斤顶，此千斤顶以底座为支点，压向撬板。在千斤顶作用下，撬板绕铰接轴转动，将底座前端抬起。撬板抬起时和底座间形成一个夹角，使底座前移阻力减小，易于拉架。

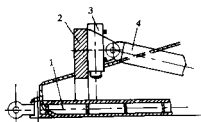


图 9-3 压推移杆式提底座装置
1—推杆；2—底座过桥；3—提底千斤顶；4—推移千斤顶

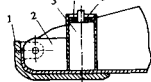


图 9-4 撬板式抬底座装置
1—撬板；2—底座；3—抬底千斤顶；4—压盘；5—半环

③ 邻架提底座装置。在实际生产过程中，有的底板遇水泥化，支架行走十分困难，上述方法千斤顶行程受限制均不能奏效，采用一种以邻架底座为支点的“拐杖”式抬底方法是十分有效的。两个大行程千斤顶上部连接在要移动支架的顶梁上，下部支在邻架底座上。这两个千斤顶给初撑力后，将要行走的支架降柱，由于顶梁被这两个“拐杖”支住，无法下降，底座势必抬起，这时拉架就非常容易了。

这种方法由于千斤顶行程较大，一般较为有效，只是辅助时间长。

(4) 掩护梁设计。最早的掩护式支架的掩护梁都比较长，而且和水平线夹角都较小，掩护梁在水平线上投影大于顶梁在水平线上投影，如中国的 ZYZ、QY47，原苏联的 T13K11 掩护式支架。

掩护梁长，水平线夹角又比较小，掩护梁上堆积的矸石比较多，也就是说掩护梁上又增加一个重力，在这个力的作用下，将使顶梁上合力作用点后移，其结果是减少底座前端对底板的比压，这是“三软”支架设计的原则之一。

对于“三软”条件下使用的掩护式支架，其掩护梁长度和夹角设计是十分重要的。首先它要具有调整顶梁上合力作用点位置的能力，此能力大小一个是要根据需要，另一个是可能做到的程度。

设计“三软”条件下掩护式支架的掩护梁夹角，除了要考虑掩护梁上要堆积一定量矸石，以求调整底板比压外，同时也要考虑掩护梁上滑研的能力，所以在支架设计或优化的过程中，掩护梁在支架最低工作高度时，掩护梁和水平线夹角不得小于 17° 。

二、适应坚硬顶板的液压支架设计

1. 顶板坚硬综采工作面的主要特点

- (1) 要求支护强度高, 支架工作阻力大;
- (2) 顶板不易冒落, 直接顶或老顶悬顶时间长, 切顶线在顶梁后方或者煤壁里, 如果工作阻力偏低, 切顶线将移至煤壁, 整个工作面将垮落;
- (3) 老顶悬顶时间长, 一旦冒落, 瞬间顶板压力显著增大, 冲击载荷大, 支架立柱安全阀来不及释放, 压力将急增, 立柱可能遭破坏;
- (4) 如果悬顶时间过长, 悬顶面积太大, 老顶垮落时, 大块矸石甚至压缩风形成的冲击波将砸向掩护梁, 这时支架将承受一个非常大的水平推力, 有时能将支架向煤壁方向推动。

2. 坚硬顶板液压支架设计要求

(1) 根据直接顶和老顶岩性、分类级别、采高及配套设备, 确定支护强度和工作阻力, 支架要有足够的切顶能力;

(2) 应尽量减小掩护梁长度, 增加掩护梁与水平夹角, 减小掩护梁在水平线上的投影长度。如有的支架在低位状态时, 掩护梁和垂线夹角仍有 30° 左右, 相当于一般支架在高位工作状态时的掩护梁夹角, 如果在工作高度时, 掩护梁大部分都能被顶梁所遮盖, 是较为理想的。另外, 掩护梁结构设计, 除保证必要的强度和刚度之外, 还要具有抗冲击能力;

(3) 支架掩护梁间的密封可严些, 顶梁间密封要求不那么严格, 因为顶梁间漏矸的可能性较小;

(4) 支架立柱应放置大流量安全阀, 以避免顶板冲击压力造成支架超载太大。为此, 安全阀流量的选择应考虑立柱缸径、冲击载荷来压程度。对于有冲击载荷的顶板, 如不采取顶板处理措施, 立柱应安设 1 大、1 小 2 个安全阀以确保支架安全;

(5) 考虑冲击载荷影响, 支架结构件安全系数应提高, 至少应比通常支架安全系数提高 20%;

(6) 应考虑支架可能承受的水平方向冲击力。支架结构设计, 摩擦因数取值应考虑 $f=0.4$ 时水平力对支架强度的影响。

3. 典型坚硬顶板支架

ZZ 7200/20.5/32 型四柱支撑掩护式支架是一种较典型的坚硬顶板支架, 用于大同等矿区, 该支架结构如图 9-5 所示。

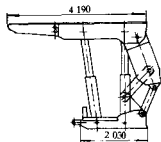


图 9-5 ZZ 7200/20.5/32 型支撑掩护式支架

支架的主要技术特征

支架高度 (m)	2.05~3.24
支架宽度 (m)	1.42
中心距 (m)	1.5
初撑力 (kN)	5 320
工作阻力 (kN)	7 200
支护强度 (MPa)	1.08
拉架力 (kN)	342
推溜力 (kN)	144
对底板比压 (MPa)	4.35
适应煤层倾角	$< 15^\circ$
供液泵站 (MPa)	31.5

4. 支架的结构特点

- (1) 工作阻力高, 支护强度大, 切顶能力强;
- (2) 掩护梁非常陡, 支架 3.2 m 时掩护梁和垂线夹角 11.2° , 2.2 m 时和垂线夹角 30.2° ;
- (3) 立柱带有抗冲击安全阀;

(4) 顶梁侧护板采用折页式, 后连杆在低位时和水平线夹角为负值。

三、适应高产高效要求的支架结构设计

1. 高产高效工作面面对液压支架的要求

(1) 支架结构简单、可靠性高。

(2) 支架在操作中, 辅助时间应尽量短, 采用手动快速移架系统单机操作每架操作时间应不大于 10 s; 采用电液控制系统, 实现工作面支架成组程序控制。

(3) 支架适应能力强。对小的断层、地质构造, 支架不需采取特殊措施即可移架、行走、支护顶板; 对支架前少量的浮煤不需处理, 支架即可顺利行走; 对于进入架内浮煤, 支架不需特殊处理即可正常操作。

2. 典型高产高效工作面支架

1) ZZ 4400/17/35 型支撑掩护式液压支架。

ZZ 4400/17/35 型支撑掩护式支架如图 9-6 所示, 是为煤炭部“八五”重点攻关项目“日产七千吨综采成套设备”研制的液压支架。

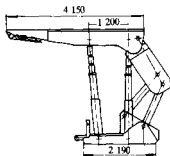


图 9-6 ZZ 4400/17/35 型支撑掩护式液压支架

(1) 主要技术特征。

型式	四柱支撑掩护式
高度 (m)	1.7~3.5
宽度 (mm)	1 430~1 600
中心距 (m)	1.5
初撑力 (kN)	3 494~3 880
工作阻力 (kN)	4 347~4 514
支护强度 (MPa)	0.63~0.66
对底板比压 (MPa)	0.88~2.18
拉架力 (kN)	553
推溜力 (kN)	247
质量 (t)	15.35
移架步距 (m)	0.8

(2) 主要结构特点。

① 为避免四柱掩护式支架顶梁长的缺点, 该支架采用了前连杆布置在两根后柱中间的紧凑型结构, 和正常的四连杆机构相比, 支架外形尺寸缩短 0.4~0.5 m, 并且改善了支架的受力状况, 减轻了支架的重量。

② 采用了整体底座和整体顶梁的结构形式, 简化了支架的操作系统, 便于提高移架速度。为了运输方便, 缩短支架运输时的纵向长度, 掩护梁的外形尺寸尽可能缩短。

③ 采煤机截深由传统的 0.6 m 步距加大到 0.8 m, 因此支架推移装置的行程增加到 0.9 m, 以保证移架步距。

④ 主要结构件均选用 16Mn 板材, 可免去焊前预热工作, 改善工艺性能, 有利于保证部件的焊接强度和可靠性。

⑤ 液压系统选用了各种液压元部件, 并采用国内最新设计的大通道、大流量用两条主供回液路的闭环供液系统, 保证了足够流量, 减少了工作面的压力损失。

2) ZY 4000/14/32 型掩护式液压支架

该支架是为水夏矿区设计的, 其结构如图 9-7 所示。该矿区地质构件复杂, 小断层非常发育, 几

乎每个工作面都有小断层，个数不等；工作面长度方向角度变化大，工作面走向方向有 $\pm 15^\circ$ 的变化；该矿罐笼小，为满足整体运输的要求，限制支架运输尺寸（长 \times 宽 \times 高）为 $4\,200\text{ mm}\times 1\,500\text{ mm}\times 1\,600\text{ mm}$ 。

(1) 支架主要技术特征。

支架型式	二柱掩护式	
高度 (mm)	1 430~3 200	
宽度 (mm)	1 430~1 600	
中心距 (mm)	1 500	
工作阻力 (kN)	3 635~4 052	
支护强度 (MPa)	0.625~0.705	
初撑力 (kN)	3 090	
底座前端对底板比压 (MPa)		0.81~1.41
顶梁前端支撑力 (kN)		
伸缩梁未伸出时		1 200
伸缩梁伸出时		1 100
拉架力 (kN)		483
推溜力 (kN)		305
适应煤层倾角		$< 30^\circ$
运输尺寸 (长 \times 宽 \times 高) (mm)		$4\,200\times 1\,500\times 1\,600$
质量 (t)		13.5

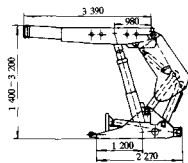


图 9-7 ZY 4000/14/32 型掩护式液压支架

(2) 结构特点。

①考虑小断层发育，顶梁采用整体顶梁，以增加靠近煤壁处的支护能力。但由于运输长度要求，真正整体顶梁无法下井，所以将顶梁设计成双销式机械连接的整体顶梁。刚性顶梁运输时可将铰接梁前销拆下，使铰接前梁下垂，减少支架运输长度。由于工作面走向方向有 $\pm 15^\circ$ 倾角变化，为了适应这个变化可能出现的空顶距的变化，顶梁前端设计有潜入式伸缩梁，伸缩值为 600 mm 。

立柱在顶梁上形成的前后比 $2.3:1$ ，在伸缩梁伸出后前后比为 $2.88:1$ 。

立柱上铰点在底座上的垂足到底座前端距离为 548 mm ，这对底座前端比压十分有利。这是考虑在遇到软底板条件时，也能顺利地移架。

②考虑到二柱掩护式支架易出现“高射炮”状况，再加上该矿区有走下坡 15° 的状况，所以掩护梁设计的比较陡。在支架工作高度内掩护梁与水平线夹角为 $72^\circ\sim 33^\circ$ 。

前连杆设计成单杆和立柱重合布置，这样既可减少运输长度又可提高下柱窝断面处的强度。

③考虑底板软，底座前端采用封底式。为了提高抗扭能力，底座前部设计有大过桥。为了增加底座刚性，底座后部中间设计成箱型结构，将左、右两部分连成一体，增强支架抗扭能力。

④支架底座后部设计有后调千斤顶，当支架后部下滑时，通过后调千斤顶可以把支架调正。

⑤支架设计有抬底千斤顶，个别支架底座陷底时，可用工具千斤顶将底座抬起前移。

⑥支架设计有防倒、防滑预留耳座和必要的附件，当需要采取措施时可以立即装上防倒、防滑装置。

为了提高该支架在井下使用的可靠性，支架设计要求有了大幅度提高，将国内支架设计规范中要求的摩擦因数 $f=0\sim 0.3$ 改为 $f=-0.3\sim 0.3$ 。支架承受的扭矩值也提高一倍，从而大大提高了支架的可靠性。该支架在试验室做了 2 万次耐久试验，试验项目和要求都超过 MT 312-92 标准，没有发现变形和焊缝开裂。

⑦采用短推杆结构。千斤顶和推杆前后布置，千斤顶采用浮动塞或差压原理实现拉架力大、推溜力小的要求。采用浮动活塞，推溜时，千斤顶大腔进液，浮动活塞在液压力作用下，先沿活塞杆前移到缸

口, 活塞杆在液压作用下, 产生一推力, 此力推动输送机前移; 拉架时, 千斤顶环形腔进液, 液压作用在环形腔面积上, 由于输送机在邻架支架锁定下, 无法后退, 而本架立柱已降柱, 所以将支架拉动一个步距, 这就是浮动活塞实现推溜力小, 拉架力大的作用原理。

差压原理如图 9-8 所示, 差压阀由一单向阀和交替单向阀组成。当推溜时, 高压液体经单向阀进入千斤顶大腔, 同时, 推动交替单向阀进入千斤顶环形腔, 由于高压液体同时进入千斤顶大腔和环形腔, 在二腔同时产生液压力, 在这个力作用下实现推溜。拉架时, 高压液体经交替单向阀进入千斤顶环形腔, 同时打开大腔的单向锁, 使大腔液体流出, 在环形腔液压的作用下, 同上述原理一样, 实现拉架。上述两种原理都可以实现拉支架力大、推溜力小的要求。

采用差压原理, 千斤顶大腔设有一液控单向阀, 在此阀作用下, 千斤顶一直顶住输送机, 将输送机锁定; 同时拉任一架支架时, 不必去搬邻架操纵阀将输送机锁定, 这就节约了辅助时间, 对于高产高效工作面是十分必要的。

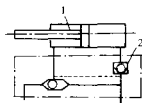


图 9-8 推移千斤顶差压原理
1—推移千斤顶; 2—差压组合阀

四、适应国外标准要求的支架结构设计

近年来, 随着我国液压支架技术的发展和国际竞争力的增强, 我国液压支架已开始打入国际市场, 并赢得良好信誉。根据印度等国家的标准, 对液压支架设计提出了更高的要求。

1. 出口支架设计的一般要求

(1) 支架工作阻力偏高, 支护强度大, 并有足够的安全系数。

(2) 进行支架结构件受力分析时, 摩擦因数取值为 $-0.3 \sim +0.3$; 进行支架试验室试验, 加水水平时, 水平力大小要满足摩擦因数 $f=0.3$ 和 $f=-0.3$ 两种极端值的要求。

(3) 支架四连杆机构承受扭矩值满足 2 种条件:

① 偏载力加在距顶梁边缘 $1/10$ 顶梁宽处;

② 试验高度为支架最低高度加 150 mm。

(4) 支架试验项目、次数多, 主梁试验项目、次数比国内试验都多 1 倍以上。除主梁做寿命试验外, 一些主要附件, 如推移装置、侧护板装置、护帮装置等也做寿命试验, 这样对支架的考验能更全面。

(5) 为了保证支架在拉架时行走通畅, 大多数支架拉架时都设计有抬底机构。

(6) 国外对支架制造工艺水平要求比较高, 焊接质量和焊接变形控制的很严格, 结构件在使用中一般不进行升井大修。

(7) 我国支架的研制有其特点, 由于我国煤层赋存条件复杂, 对各种条件下支架受力有较深的认识, 对支架受力和适应性有较好的研究, 对于顶梁上合力作用点位置, 掩护梁及连杆的长度和角度, 都有较深的研究。我们对支架设计理论的研究, 加之努力赶上国际上先进的工艺水准, 我国的支架在国际上竞争力会更强。

2. 典型的出口支架设计

ZZ 4400/14/31 型支撑掩护式液压支架 (如图 9-

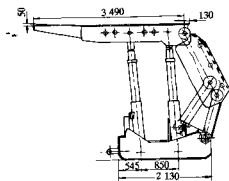


图 9-9 ZZ 4400/14/31 型支撑掩护式液压支架

9所示)是为出口印度而研制的,支架样机全面通过按印方试验项目要求进行3.7万次试验。样机发往印度后,印度在试验室也进行3.7万次试验,验收合格。

(1) 技术特征。

支架型式	支护掩护式
高度 (m)	
当采用 LFGGN2067612H2 立柱时	1.4~2.7
当采用 LFGGN2095644H2 立柱时	1.7~3.1
宽度 (m)	1.42~1.59
中心距 (m)	1.5
初撑力 (kN)	3 768
额定工作阻力 (kN)	4 400
支护强度 (MPa)	
切割前	0.75~0.76
切割后	0.63~0.64
对底板平均比压 (MPa)	2.24
移架步距 (mm)	600
拉架力 (kN)	390
推溜力 (kN)	213
泵站压力 (MPa)	30
质量 (t)	13.5

(2) 结构特点。

①该支架使用的工作面埋藏深度较浅,70 m左右,基本顶悬顶可能性非常大,出现冲击载荷也是可能的,在设计上必须既要考虑切顶能力,又要考虑顶梁前端支撑能力,所以顶梁上合力作用点后期与前部之比为1:2.8。为防止冲击载荷给支架造成损伤,掩护梁采用短而陡的设计思想。

②支架采用紧凑式设计。前连杆采用单连杆结构,以便可以和后柱尽可能接近。前后柱间取值小,掩护梁很陡,所以整个支架结构紧凑,重量较轻,能经得住印度(实际上是英国规范)严格的试验规范的检验。

第四节 中厚煤层液压支架轻型化

一、轻型液压支架的结构特点

我国现有煤矿,大多数是中、小型矿井,一般生产、运输、提升能力都不高,年产80~120万t的规模,运输系统提运能力也不过200~350 t/h,而多数综采设备的生产能力都较大。发展综采也应考虑多数中、小型矿井的状况,如果有条件的现有中、小矿井稍加改造就能使用综采,又不造成设备潜力的浪费,那么综采的发展前景就更加广阔。

正是基于这种认识,在认真研究综采的技术经济性的实践中,对综采主要配套设备之一的液压支架轻型化研究,取得了富有成效的进展。

1. 经济型支架

早在1982年,就成功地进行了ZY2000/14/31(QY200-14/31)型液压支架的研制及其配套设备的总体设计(经济综采),并在松藻矿务局打通一矿进行工业性试验,于1983年9月通过部级技术鉴定,定型推广使用(图9-10)。与同类国产设备相比,支架轻30.6%,价格低21.8%,已在松藻、平遥山、丰城、徐州、鹤壁、窑街、新汶、晋城、邢台、平庄、邯郸、扎赉诺尔等局使用数十套,取得了

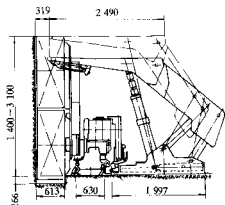


图9-10 ZY 2000/14/31型支架

轻型支架的特点,除与经济型支架相近之外,突出表现在以下方面:

(1) 结构更紧凑、重量更轻、费用更低。以ZYQ 1800/14/32轻型支架为例,与同美国产设备相比,支架轻16.5%~41.6%,价格低14.8%~30.3%,配套设备费便宜20%~42.9%(图9-11)。

(2) 性能完善,适应性强,使用可靠。其主要性能与同美国产支架相近,防护设施完善。华蓥山矿务局绿水洞矿轻型支架已于36°倾角煤层,取得了良好的成效。

(3) 配套合理。轻型支架与经济型支架配套相似,生产能力350~400 t/h,50~60万t/a,经济效益和社会效益俱佳。

二、轻型液压支架的设计

轻型液压支架,顾名思义就是要求重量较轻,价格较低,但其适用范围又要较为广泛。怎样才能达到上述目标?一句话,就是要着重研究解决液压支架的技术经济性问题,包括技术上先进、性能上可靠、结构上可行、制造上可能、配套上合理和使用上合适等诸方面相协调一致。液压支架轻型化的研究与实践,就是从这几方面着手进行的。

1. 确定使用对象和应用范围

以量大、面广的中、小型矿井为其主要使用对象,适应范围为倾角不大于35°,中等稳定以下顶板和1.3~3 m左右的中厚煤层;生产能力按350~400 t/h、50~60万t/a考虑,与大多数中、小型煤矿的提运能力相适应,加速中、小型矿井的机械化步伐。

2. 选择合适架型,使轻型化更富成效

确定以双柱掩护式支架为轻型化研制的主导架型。因为:这种架型较为成熟,使用面广、量大;经济型支架就是双柱掩护式,在轻型化研制实践中取得了突出成效;与四柱支撑掩护式相比,双柱掩护式支架结构相对简单,重量和价格要低20%~25%。

3. 保持综采的特点和要求

在确保足够的工作空间和通风断面要求下,重点压缩支架靠采空区部分;在满足强度和使用要求的前提下,尽可能减轻构件重量,为降低造价创造条件。

显著的经济效益和社会效益。

经济型支架的研制成功,在液压支架轻型化方面迈出了可喜的一步。然而,许多中、小型局矿,由于资金紧缺,对发展综采心有余而力不足。虽说经济型支架及其配套相对减轻了重量,降低了费用,但仍感到负担重,希望有既保有综采特点,又重量更轻、费用更低的液压支架及其配套设备问世。

2. 轻型支架

根据有关部门和单位的要求,1989年在经济型支架的基础上,进一步优化设计、紧凑结构,在保证强度和使用条件的前提下,尽可能减轻重量、降低造价,先后研制出了几种轻型液压支架,陆续在松藻、平顶山、芙蓉、谪安、华蓥山等局矿使用。

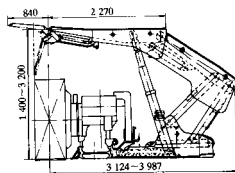


图9-11 ZYQ 1800/14/32型支架

- (1) 经计算机优化, 选取最佳参数, 使支架的受力状况更好, 连杆力尽可能小。
- (2) 支架处于最高位置时, 后连杆近于直立, 从而有可能适当缩短主要构件长度。
- (3) 前连杆由双变单, 减少一个前连杆, 同时避免与立柱干涉。
- (4) 各构件适当减薄钢材厚度, 但保持足够的箱形高度, 采用局部补强和近似等强度的设计方法, 达到既保证足够强度, 又减轻重量的双重目标。

(5) 保留由弹簧和千斤顶控制的活动侧护板, 但掩护梁减少一个千斤顶, 使用性能不变。

(6) 底座左、右箱形宽度适当减小, 中部空档宽度适当加大, 利于排杆和减重。

4. 尽可能改善性能, 使其适应性更强

支架的生命力取决于其对煤层地质条件的适应能力, 尽可能改善支架的性能, 其适应性就更广。

- (1) 适当加大两柱间距, 增加支架的稳定性。
- (2) 底座的前部底板加宽, 增大接底面积, 减少对底板的比压, 适应较软底板。
- (3) 护帮板上挑临时支护片帮露顶, 利于架前破碎顶板的维护。
- (4) 立柱的活柱部分适当加长, 机械加长段部分适当缩短, 并选用优质材料, 安全系数大。
- (5) 特设较为完善的防护装置, 包括排头 (排尾) 支架防倒、防滑装置, 工作面支架防滑 (后溜) 装置, 输送机防滑装置等, 可使支架适应倾角不大于 35° 的煤层。
- (6) 护帮和其他防护装置的千斤顶缸径分别加大一个等级, 增大支撑力, 使用更可靠。

5. 其它措施

(1) 适当调整顶梁立柱支点前后的比例, 既可适当压缩支架靠采空区部分, 又使支架顶梁前端有足够的支撑力。

(2) 在排头支架前加一接长杆, 连于支架推杆与输送机之间, 不另设弹簧梁或加长梁, 可用上挑的护帮板代行其职能。

(3) 液压系统中采用了中流量安全阀, 使液压元件和构件的过载保护性更有效。

三、轻型液压支架系列

液压支架轻型化的研制和发展, 经历了由经济型到轻型两个阶段。从使用范围和重量上, 可统称为轻型支架, 从研制的时间和习惯上, 可分别称为经济型和轻型, 并各自形成系列产品 (见表 9-1、表 9-2)。

表 9-1 经济型液压支架系列

型 号	ZY 2000/5.5/17 (QY 200/5.5/17)	ZY 2000/10/26 (QY 200/10/26)	ZY 2000/14/31 (QY 200/14/31)	ZY 2000/14/31A (QY 200/14/31A)
高度 (m)	0.55~1.7	1~2.6	1.4~3.1	1.4~3.1
宽度 (m)	1.43~1.57	1.42~1.59	1.42~1.59	1.42~1.59
中心距 (m)	1.5	1.5	1.5	1.5
初撑力 (kN)	948~1 517	1 003~1 220	1 118~1 246	1 423~1 589
工作阻力 (kN)	1 086~1 738	1 568~1 906	1 746~1 952	1 746~1 952
支护强度 (MPa)	0.24~0.39	0.38~0.46	0.42~0.47	0.42~0.47
对底板比压 (MPa)	2.34	1.45~1.72	1.73~2.40	1.73~2.40
推瘤力 (kN)	105	121	121	121
拉架力 (kN)	231	264	264	264
适应顶板	直接顶 1、2 类; 基本顶 I、II 级	直接顶 1、2 类; 基本顶 I、II 级	直接顶 1、2 类; 基本顶 I、II 级	直接顶 1、2 类; 基本顶 I、II 级
适应倾角	$\leq 35^\circ$	$\leq 35^\circ$	$\leq 35^\circ$	$\leq 35^\circ$
泵压 (MPa)	27.5	31.4	31.4	31.4
质量 (kg)	5 240	5 190	5 840	5 910

注: ZY 2000/14/31 型支架及其配套总体设计 (经济综采) 系“六五”国家重点科技攻关项目, 曾获“六五”攻关成果奖和国家科技进步二等奖。

表 9-2 轻型液压支架系列

型 号	ZYQ 1700/A9/22	ZYQ 1600/12/26	ZYQ 1700/14/30	ZYQ 1900/14/30 (QY 190/14/30)	ZYQ 1800/14/32
高度 (m)	0.9~2.2	1.2~2.6	1.4~3.0	1.4~3.0	1.4~3.2
宽度 (m)	1.42~1.59	1.42~1.59	1.42~1.59	1.42~1.59	1.42~1.59
中心距 (m)	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
切顶力 (kN)	857~1 224	1 122~1 224	1 122~1 224	1 125~1 224	1 125~1 221
工作阻力 (kN)	1 132~1 624	1 430~1 559	1 664~1 844	1 817~1 901	1 528~1 767
支护强度 (MPa)	0.29~0.41	0.38~0.41	0.41~0.46	0.41~0.44	0.39~0.46
对底板比压 (MPa)	1.14~1.70	1.29~1.78	1.15~1.65	1.31~1.83	1.31~1.96
推瘤力 (kN)	121	121	121	121	121
拉架力 (kN)	264	264	264	264	264
适应顶板	直接顶 1、2 类; 基本顶 I、II 级	直接顶 1、2 类; 基本顶 I、II 级	直接顶 1、2 类; 基本顶 I、II 级	直接顶 1、2 类; 基本顶 I、II 级	直接顶 1、2 类; 基本顶 I、II 级
适应倾角	≤35°	≤35°	≤35°	≤15°	≤35°
泵压 (MPa)	31.4	31.4	31.4	31.4	31.4
质量 (kg)	4 049	3 840	4 800	4 800	4 831

注: ZYQ 1900/14/30 配 SGD-730/320 型输送机, 其余配 SGD-620/220 型输送机。

第五节 印度综采长壁工作面液压支架选型标准*

根据对印度各州在长壁工作面开采和支护方式的考察, 对目前的顶板支护技术, 包括液压及控制技术进行了深入研究。对在不同厚度和倾角的煤层中使用垮落法和充填法管理顶板的工作面采用的各种新式支护方式及设计进行了广泛研究。给出了在进行结构分析、支护阻力计算、作用到支架上的接触力及通过直接顶传递的各种力和支架适应性分析时应考虑的因素。力学参数的检验已经与实践相结合, 并由此得出了液压支架结构及结构系统的设计标准。根据直接顶的活动规律, 提出了计算顶板支护强度的公式化的实用数学模型。

借助这项研究成果, 可以很容易地对不同条件、不同采煤方法的长壁工作面选择最合适的支架型式。

对印度一些机械化开采矿井中在各类煤层采用的支架类型进行了深入地调研, 并对其适用性作了充分地验证。这些调研是在一些煤矿进行的, 涉及到用于不同厚度、不同倾角煤层, 采用不同开采方法(冒落法或充填法)工作面液压支架的类型、结构等等, 也涉及到结构分析、支架工作阻力及作用于支架上各种力等因素之间的相关关系等内容。

一、液压支架工作阻力的确定

1. 支护等级确定方法

建议的支架额定支撑能力确定的方法, 是以合适的钻孔岩性分析与按四段抛物线原理确定的顶板来压情况为基础而得到的。液压支架支撑能力的具体确定方法如下:

- (1) 识别煤层上方的岩层;
- (2) 鉴别弱面;
- (3) 把岩层或复合层分组;
- (4) 评估并划分这些岩层或复合层的稳定等级(表 9-3 和表 9-4)。

* 根据印度卡哈拉格柏州印度工学院采矿工程系达斯博士(副教授)所著的“印度综采长壁工作面液压支架选型标准”编译

表 9-3 顶板各岩层或复合层的稳定性对印度盘区布置的长壁工作面煤系岩层分类与分值计算

序号	岩石参数	岩石分类					
		I	II	III	IV	V	VI
1	加权平均单向抗压强度 (MPa) 分类数 (最大分类数 25)	0~15 >0-6	15.1~20.0 >6-8	20.1~30.0 >8-12	30.1~50.0 >9-14	50.1~80.0 >14-23	>80.0 >23-25
2	岩性指标 (RQD) (%) 分类数 (最大分类数 25)	0~30 >0-6	31~40 >6-8	41~60 >8-12	61~70 >12-15	71~85 >15-20	86~100 >20-25
3	(a) 岩石类别	碳质软弱页岩, 层状泥质砂页岩, 非常软而且破碎的土层, 破碎的页岩等	砂质页岩, 片状岩石, 碳质块状页岩, 非常软而且破碎的土层等	贞岩的大部分, 弱砂岩	硬页岩, 中等强度的砂岩等	相当强的砂岩, 硬页岩等	非常强的砂页岩, 具有页岩夹层的高强度细砂岩, 层大块状冒落的厚层砂岩, 辉绿岩等
	分类数 (最大分类数 10)	0~3	>3~5	>5~7	>7~8	>8~9	>9~10
	(b) 裂隙、片状岩层、劈理等	存在厚度大约 0.05~0.08 m 或更薄的碳质岩层且裂隙密度非常高的板状岩和厚度小于 0.15 m 的片状砂岩层	存在厚度大约 0.05~0.08 m 或更薄的碳质岩层且裂隙密度非常高的粗砂岩和厚度小于 0.2 m 的片状砂岩层	存在诸如厚度大于 0.1 m 的碳质岩、泥质岩等之类的片状岩层	裂隙可能存在, 但不会产生不利影响。如果出现适量的片状细砂岩, 其厚度变化范围为 0.1~0.3 m	可能存在轻微的裂隙。如果存在很少出露的片状细砂岩, 其厚度变化范围为 0.3~0.6 m	不存在大裂隙、片状岩层、劈理等
	分类数 (最大分类数 10)	0~3	>3~5	>5~7	>7~8	>8~9	>9~10
	(c) 地下水	涌水问题比较严重	中等压力的地下水	中等压力的地下水	略呈潮湿	比较干燥	很干燥
	分类数 (最大分类数 5)	0~2	>2~3	3	>3~4	>4~5	5
4	底板岩层厚度 (m) 分类数 (最大分类数 25)	0~0.35 0~6	0.36~1.0 >6-8	1.1~2.0 >8-12	>2.0~3.0 >12-17	>3.0~4.0 >17-23	>4.0 >23-25
5	总分类数 100	0~24	>24~35	>35~50	>50~66	>66~89	>89~100

注: 1. 在设计阶段选择液压支架时, 如果表中序号为 3 (a)、(b)、(c) 内所列的参数无法得到, 则表中第 3 项的分类数按 25 分考虑。

2. 如果表中所提的任何一序号或两个序号的完整岩石参数无法得到, 则其余序号中的参数必须考虑, 且其总分类数为 100。但是, 现场实践经验和同一矿井或相邻矿井的直接顶岩层稳定参数的统计值应当在上述分值评估中加以考虑。

3. 在表中所列的 4 项参数中, 如果只有其中的一项参数可以得到, 则矿井管理部门在确定直接顶稳定性分级的评分值时, 按得分的 50% 计算, 其余 50% 的得分值应当根据现场经验和同一矿井或相邻矿井同一煤层的直接顶岩石特征的统计数据进行评估。

表 9-4 在分区式开采长壁工作面内直接顶岩层或复合层岩体的特征 (工作面长 100~150 m)

序号	特征	顶 板 等 级					
		I	II	III	IV	V	VI
1	稳定性	极不稳定	很不稳定	稳定	较稳定	很稳定	特别稳定
2	冒落性	极易垮落	非常易垮落	很易垮落	较易垮落	不易垮落	很不易垮落
3	垮落角 (°)	85~90	75~85	65~75	50~65	35~50	<35
4	悬顶长度 (m)	0	>0~1.0	>0.2~1.5	>1~3	>3~6	>6
5	有利的顶板管理方式	采用垮落法管理顶板	采用垮落法管理顶板	采用垮落法管理顶板	采用垮落法管理顶板 (有时需要采用爆破法进行初次放顶)	采用垮落法或充填法管理顶板	采用充填法管理顶板

序号	特征	顶板等级					
		I	II	III	IV	V	VI
6	所需支架	复合岩层可能在工作面煤壁处就发生离层,使液压支架前排立柱处的顶梁受压增大。在薄煤层工作面采用及时支护的液压支架,在其它条件下应选用同时具有滞后移架与及时移架的液压支架,所选支架还应带有液压驱动的伸缩梁。支架的所有立柱都应向工作面方向倾斜	复合岩层可能在工作面煤壁附近发生离层,使液压支架前排立柱处的顶梁受压增大。在薄煤层工作面采用及时支护的液压支架,在其它条件下应选用同时具有滞后移架与及时移架的液压支架,所选支架还应带有液压驱动的伸缩梁。支架的所有立柱都应向工作面方向倾斜	复合岩层将产生液压支架前或中部或后部产生较大的静载荷。工作面采用及时支护的液压支架,在其它条件下应选用同时具有滞后移架与及时移架的液压支架,所选支架还应带有液压驱动的伸缩梁。支架的所有立柱都要采用“V”字型布置,要么偏向稍微倾斜	复合岩层将在后部产生较大的静载荷。尤其是安装在工作面中部的液压支架。在其它条件下将由采空区较高的悬顶而使后排支柱承受较大的压力。在薄煤层工作面采用滞后移架的液压支架,在其它条件下应选用同时具有滞后移架与及时移架的液压支架,所选支架还应带有液压驱动的伸缩梁。支架的所有立柱都要采用“V”字型布置,要么偏向稍微倾斜	对于规律性垮落的直接顶,采用诸如爆破法之类的的人工破碎顶板的方法也许是行得通的,这种方法不仅消耗工时多,麻烦,材料消耗大,而且对上覆岩层或薄煤层没有任何保证,这部分岩层垮落时将产生强大的载荷。在支架的后排立柱上将产生较高的压力,应当采用所有支柱都向采空区方向倾斜的传统四柱紧凑型支护式支架。只要可能,应使支架的工作阻力很高。应使用单伸缩立柱。然而,在这种条件下采用充填法管理顶板将是最好的方法	在采用垮落法管理顶板的长壁工作面,顶板岩层失稳时将产生巨大的载荷,这一载荷将远远超过所开发的液压支架的最大工作阻力。此时采用长壁充填法相结合是可行的

(5) 估算不同岩层或复合层悬顶长度的计算。

根据大量的现场统计和实测与误差分析方法,得到计算支架后方直接顶悬露长度计算公式为

$$C_{0a} = 3\sqrt{\frac{hd_1k}{\delta g}}$$

式中 C_{0a} ——直接顶岩层的悬顶长度 (m);

h ——悬露岩层的厚度 (m);

δ_1 ——岩层的抗拉强度 (MPa);

δ ——岩石的密度 (t/m^3);

g ——重力加速度 ($9.81 m/s^2$);

k ——分类常数。对于砂岩, $k=0.2236$; 对于由其它各类岩层组成的复合岩层和煤层, $k=0.0135$ 。

然而,当直接顶岩层因地质构造而破坏严重时,则 $C_{0a}=0$ 。如果直接顶岩层中存在涌水问题,直接顶岩层悬露长度的计算值将降低到正常值的 40%~70%,直接顶的悬顶长度还与岩层中的水文条件有关。

当暴露岩层直接与支架顶梁接触时,如果所选支架的工作阻力很高,而且由于支架作用使直接顶岩层变形严重,则直接顶岩层的暴露长度还要降低。

(6) 估算不同岩层或复合层的垮落角(表9-5)。

表9-5 岩体特征、垮落角和单向抗压强度之间的关系

岩体特征	垮落角(°)	单向抗压强度(MPa)
极弱的岩层,包括非常弱的复合层、砂岩层等,也就是极易垮落的岩层	>85	<15
非常弱的砂岩,软弱的碳质页岩,非常弱而且破碎的夹层等,也就是非常容易垮落的岩层	75-85	15.1-30.0
大多数页岩、页状砂岩、弱岩层、页岩和砂岩互层等,也就是垮落性中等到垮落性非常好的岩层	65-75	30.1-35.0
灰色硬页岩、中等强度的砂岩等,也就是垮落性较好的岩层	50-65	35.1-45.0
相当强的砂岩,呈大块冒落的中等强度砂岩等,也就是垮落性较差的岩层	35-50	45.1-60.0
厚度很大且呈大块冒落的砂岩,强度很大的砂质页岩,含有页岩互层且强度很高的细砂岩,也就是难以冒落的岩层	30-35	60.1-80.0
非常厚、强度非常高的块状砂岩,也就是很难冒落的岩层	<30	>80.0

注:现场观测发现,呈大块冒落的砂岩或强度中等呈大块冒落的厚砂岩具有特殊的运动特征。观测结果表明,强度非常弱的砂岩顶板的垮落角大约是75~80°,而强度中等、呈大块冒落的砂岩顶板的垮落角只有27~35°。因此,呈大块冒落的砂岩顶板的垮落角变化规律不明显。由各种岩层组成的复合岩层,其垮落角的构成具有一定的连续性,而且和由同一岩层组成的、厚度相等的岩层相比,复合岩层的垮落角偏高。决定岩层垮落角的关键因素是岩层的单向抗压强度、抗拉强度、岩层厚度、弱面分布和岩石密度等。

(7) 估算直接顶中可能在工作面产生离层的岩层或复合层,还要估算将在支架上下方下沉并对支架施加荷载的岩层或复合层。为确定液压支架的工作阻力,若最下部的岩层或复合层将在长壁工作面自由下沉,还要考虑这部分岩层或复合层的重量(表9-6)。

表9-6 支架上方受采动影响的顶板岩层高度

印度的几个煤矿	平均采高(m)	支架上方受采动影响的顶板总高度(m)	受采动影响的顶板总高度与采高之比	垮落高度(支架前移后不久垮落)(m)	直接顶垮落高度与采高的比值
曼尼迪矿					
17工作面底分层	1.40	9.77	6.970	4.75	3.390
16工作面顶分层	2.50	11.25	4.500	8.22	3.288
16工作面底分层	1.95	12.94	6.635	5.00	2.560
17工作面顶分层	1.80	10.40	5.770	4.01	2.220
东喀勒斯矿10号煤层	2.40	14.40	6.000	8.80	3.660
GDK-11A斜井1号煤层	2.80	23.27	8.310	16.62	5.930
格嘴西煤矿5号煤层	3.20	12.40	3.875	5.50	1.718
迦罕迦拉煤矿的R-7煤层	3.50	17.62	5.034	5.50	3.600
受采动影响的顶板总高度和垮落高度			4~8.5倍采高		2~6倍采高

(8) 根据绘出的顶板垮落角绘制围岩柱状图和顶板下沉区域图,通过连接前面定义过的每个岩层或复合层的两端点绘制四阶段抛物线,支架上方的载荷区就在这两条曲线之间。

(9) 确定支架上方的岩层或复合层产生的载荷,其中包括在工作面下沉并产生自由载荷的岩层或复合层总厚度,并按力矩平衡公式计算这部分岩层产生的总载荷。

(10) 确定位于已下沉岩层或复合层上方将要产生下沉,并且因下沉而向工作面支架提供载荷的岩层或复合层,这部分载荷同样是根据力矩平衡公式计算得出的。

(11) 通过累加上述方法确定的载荷(已下沉岩层或复合层产生的载荷和因下沉而产生的载荷)得到总载荷,并且根据力矩公式,确定液压支架为平衡这部分总载荷所需提供的阻力。

2. 液压支架的工作阻力计算

$$T_y = \frac{RS_f}{y_1 y_l}$$

式中 T_y ——液压支架的实际工作阻力 (kN);

R ——液压支架应提供的阻力 (kN);

S_f ——安全系数, 当顶板为呈大块冒落的中硬至坚硬砂岩时, $S_f=1.5$, 其余 $S_f=1.2$;

y_1 ——由于立柱倾斜而引起的液压支架阻力利用系数, 支撑掩护式支架, $y_1=0.85$, 掩护式支架, $y_1=0.8$;

y_l ——液压系统损失系数, 即考虑由于高压油管、阀组泄露和其它机械缺陷而导致的液压损失而应弥补的系数, 取 0.9。

$$R = 3 \left\{ w_1 \left(\frac{L_1}{2} + \frac{H_1 \tan \alpha_1}{2} \right) + w_2 \left(\frac{L_1 + H_1 \tan \alpha_1}{2} + \frac{H_2 \tan \alpha_2}{2} \right) + w_3 \left[\frac{1}{3} (2L_1 + H_3 \tan \alpha_3) + H_1 \tan \alpha_1 + H_2 \tan \alpha_2 \right] + \dots \right\} / 8P$$

式中 w_1 、 w_2 、 w_3 、……——从支架顶梁上端而起直接顶第一、第二、第三等各岩块或复合层岩块的重量;

H_1 、 H_2 、 H_3 、……——从支架顶梁上端而起直接顶第一、第二、第三等各岩块或复合层岩块的厚度;

L_1 ——从工作面煤壁到直接顶垮落面边缘的距离;

α_1 、 α_2 、 α_3 、……——从支架顶梁上端而起直接顶第一、第二、第三等各岩块或复合层岩块的垮落角;

P ——支架阻力合力作用点到工作面煤壁的距离。

二、液压支架标准化

在理论研究和广泛的现场实践基础上得到的数据见表 9-7。该表突出表明了提出适用于不同条件液压支架标准化的根据, 从而为具体工作面条件下选择液压支架提供有效的帮助。

表 9-7 印度煤矿使用的液压支架选型标准

项 目	采出的煤层厚度 h (单一煤层·次采全高)			放顶煤或整体垮落采煤法
	<1.5 m	1.5~3.5 m	>3.5 m	
A) 支架结构特征				
1. 支架型式	四柱支撑掩护式 二柱掩护式	四柱支撑掩护式	四柱支撑掩护式	四柱支撑掩护式 (放煤口下另加一个支柱)
2. 立柱				
(a) 立柱布置形式	(1) 支撑掩护式支架的立柱布置成 V 字形 (2) 二柱掩护式支架的立柱位于顶梁和底座之间 (3) 在坚硬顶板条件下, 四柱支撑掩护式支架的前、后排立柱平行布置, 并向采空区方向倾斜	(1) 立柱布置成 V 字形 (2) 围岩强度较低时前后排立柱平行布置, 并向工作面倾斜, 最大倾角 17° (3) 在坚硬顶板条件下, 前、后排立柱平行布置, 并向采空区方向倾斜	(1) 立柱布置成 V 字形 (2) 在软围岩条件下, 前、后排立柱平行布置, 并向工作面倾斜, 最大倾角 17° (3) 在坚硬顶板条件下, 前、后排立柱平行布置, 并向采空区方向倾斜	前、后排立柱平行布置, 并向工作面倾斜, 最大倾角 17°
(b) 立柱在底座上的位置	立柱下端嵌入到底座内, 以尽量增加液压行程	立柱下端嵌入到底座内, 以尽量增加液压行程	立柱下端嵌入到底座内, 以尽量增加液压行程	立柱下端嵌入到底座内, 以尽量增加液压行程
(c) 单伸缩或双伸缩立柱	采用双伸缩立柱	采用单伸缩立柱	采用双伸缩立柱。但在条件许可时选择单伸缩立柱	采用单伸缩立柱
3. 支架的最大高度	1.15h	1.15h	1.15h	2.877 m (按平均采高为 2.5 m 考虑)

续表

支护标准	采出的煤层厚度 h (单一煤层一次采全高)			放顶煤或整体垮落采煤法
	<1.5 m	1.5~3.5 m	>3.5 m	
4. 支架的最小高度	0.65 h 或比骑在抱架可弯曲输送机 (AFC) 上的采煤机机身的最高点高出 10 cm, 取其中的较大值	0.65 h 或比骑在抱架可弯曲输送机 (AFC) 上的采煤机机身的最高点高出 10 cm, 取其中的较大值	0.55 h 或比骑在抱架可弯曲输送机 (AFC) 上的采煤机机身的最高点高出 10 cm, 取其中的较大值	1.5 m 或比骑在抱架可弯曲输送机 (AFC) 上的采煤机机身的最高点高出 10 cm, 取其中的较大值
5. 移架方式	及时移架。但在顶板中硬且呈大块状垮落的条件下, 采用紧凑型三连杆结构的支撑掩护式支架, 可用滞后移架方式	所选支架应同时满足及时和滞后两种移架方式。但在顶板中硬且呈大块状垮落的条件下, 采用紧凑型三连杆结构的支撑掩护式支架, 可用滞后移架方式	所选支架应同时满足及时和滞后两种移架方式, 支架还应采用紧凑型设计	所选支架在结构上应满足紧凑型, 能同时满足及时和滞后两种移架方式
6. 连杆	应采用双扭线连杆	应采用双扭线连杆。如果采高大于 2 m, 对于立柱向工作面倾斜且相互平行的支架, 其双扭线连杆的前连杆可采用液压平衡千斤顶, 尤其是在顶板较软而且水平分力朝向采空区方向时, 液压连杆能提供推力, 降架时使立柱向工作面方向倾斜且支架的梁端缩短, 使前连杆的重量较轻	应采用双扭线连杆。对于立柱向工作面倾斜且相互平行的支架, 其双扭线连杆的前连杆可采用液压平衡千斤顶, 尤其是在顶板较软而且水平分力朝向采空区方向时, 液压连杆能提供推力, 降架时使立柱向工作面方向倾斜且支架的梁端缩短, 使前连杆的重量较轻	应采用双扭线连杆。对于立柱向工作面倾斜且相互平行且相互平行的支架, 其双扭线连杆的前连杆可采用液压平衡千斤顶
7. 底座				
(a) 平均宽度	刚性整体底座, 宽度为 1 400 mm, 与其对应的支架中心距为 1 500 mm	刚性整体底座, 宽度为 1 400、1 700 和 1 800 mm 3 种, 对应的支架中心距分别为 1 500、1 800 和 2 000 mm	刚性整体底座, 宽度为 1 800 mm, 与其对应的支架中心距为 2 000 mm	刚性整体底座, 宽度为 1 400 mm, 与其对应的支架中心距为 1 500 mm
(b) 平均长度	1 600~2 000 mm	2 000~2 800 mm (根据支架的工作阻力和高度变化范围确定)	2 800~3 300 mm (根据支架的工作阻力和高度变化范围确定)	2 600~2 700 mm
(c) 其它要求	在支架底座前部应当有清理废物的足够空间。最小控顶距时, 前立柱与输送机挡煤板之间至少应保持 700 mm 的清理废物空间, 以便在采用滞后支护的支撑掩护式支架时, 输送机推移到位后支架前立柱与输送机挡煤板之间至少应保持 900 mm 的宽行人空间	在支架底座前部应当有清理废物的足够空间。最小控顶距时, 前立柱与输送机挡煤板之间至少应保持 700 mm 的清理废物空间, 以便在采用滞后支护的支撑掩护式支架时, 输送机推移到位后支架前立柱与输送机挡煤板之间至少应保持 700 mm 的宽行人空间	在支架底座前部应当有清理废物的足够空间。最小控顶距时, 前立柱与输送机挡煤板之间至少应保持 700 mm 的清理废物空间, 以便在采用滞后支护的支撑掩护式支架时, 输送机推移到位后支架前立柱与输送机挡煤板之间至少应保持 700 mm 的宽行人空间	在支架底座前部应当有清理废物的足够空间。最小控顶距时, 前立柱与输送机挡煤板之间至少应保持 700 mm 的清理废物空间, 以便在采用滞后支护的支撑掩护式支架时, 输送机推移到位后支架前立柱与输送机挡煤板之间至少应保持 700 mm 的宽行人空间
(d) 对底板的平均比压	小于 300 t/m ² (但由于印度各矿煤层底板的实测承载能力高, 底座的比压可大于此值)	小于 300 t/m ² (但由于印度各矿煤层底板的实测承载能力高, 底座的比压可大于此值)	小于 300 t/m ² (但由于印度各矿煤层底板的实测承载能力高, 底座的比压可大于此值)	小于 300 t/m ² (但由于印度各矿煤层底板的实测承载能力高, 底座的比压可大于此值)
(e) 最大接触压力位置	应尽量在底座的后部	应尽量在底座的后部	应尽量在底座的后部	应尽量在底座的后部

续表

支护标准	采出的煤层厚度 h (单煤层一次采全高)			最薄煤或整体薄层采煤法
	<1.5 m	1.5~3.5 m	>3.5 m	
8. 顶梁				
(a) 顶梁结构	刚性顶梁或铰接的前梁(长度等于一个截深,从水平状态到最大采角之间的任何位置都能提供额定载荷)。从采空区边缘到前排支柱的距离应当尽量短。顶梁必须使用经过测试的优质钢,以使所设计的顶梁适应性强、强度高、体积小,顶梁前端薄,同时降低了支架的重量	整体刚性顶梁。在工作面可弯曲输送机推移到位置且支架降到最低位置时,输送机的电缆槽应处在支架顶梁的保护之下。从采空区边缘到前排支柱的距离应当尽量短。顶梁必须使用经过测试的优质钢,以使所设计的顶梁适应性强、强度高、体积小,顶梁前端薄,从根本上降低支架的重量	整体刚性顶梁。在工作面可弯曲输送机推移到位置且支架降到最低位置时,输送机的电缆槽应处在支架顶梁的保护之下。从采空区边缘到前排支柱的距离应当尽量短。顶梁必须使用经过测试的优质钢,以使所设计的顶梁适应性强、强度高、体积小,顶梁前端薄,从根本上降低支架的重量	整体刚性顶梁。在工作面可弯曲输送机推移到位置且支架降到最低位置时,输送机的电缆槽应处在支架顶梁的保护之下。从采空区边缘到前排支柱的距离应当尽量短。顶梁必须使用经过测试的优质钢,以使所设计的顶梁适应性强、强度高、体积小,顶梁前端薄,从根本上降低支架的重量
(b) 顶梁的总宽度	1 450 mm,对应的支架中心距为1 500 mm	1 450、1 750和1 900 mm,对应的支架中心距依次为1 500、1 800和2 000 mm	1 900 mm,对应的支架中心距为2 000 mm	1 450 mm,对应的支架中心距为1 500 mm
9. 立柱与顶梁和底座连接	(1) 对于二柱掩护式支架(立柱向工作面方向倾斜),立柱头中心到顶梁与掩护梁连接销中心的中心距为750 mm,而顶梁与掩护梁连接销的中心到顶梁后端的距离应不超过150 mm(图9-12) (2) 对于采用“V”型布置、双排立柱的液压支架,两排立柱的中心距为1 050 mm,后排柱到顶梁与掩护梁连接销的中心距不应超过300 mm(如图9-13)。在底座铰接处,两排立柱的中心距为500 mm,以便有效地进行支架维修与保养 (3) 在强度中等且呈大块状冒落的砂岩顶板条件下,可采用薄层移架方式,并选用三连杆紧凑型设计的四柱支撑掩护式支架。此时,在顶梁铰接处两排立柱的中心距为1 050 mm,后排柱到顶梁与掩护梁连接销的中心距不应超过250 mm,后排柱中心到顶梁后端水平位置的距离不应超过250 mm。在底座铰接处,两排立柱的中心距为600 mm(图9-14)	(1) 前后排立柱平行并向工作面倾斜的支撑掩护式液压支架,两排立柱的中心距为1 200 mm,后排柱中心到掩护梁与顶梁连接销中心的距离不应超过400 mm,而顶梁与掩护梁连接销的中心到顶梁后端的距离应不超过200 mm(图9-15) (2) 对于立柱采用“V”型布置的液压支架,两排立柱的中心距为1 300 mm,后排柱到顶梁与掩护梁连接销的中心距不应超过300 mm(如图9-16所示)。在底座铰接处,两排立柱的中心距最小约为750 mm,以便在采用薄层移架方式时工作人员能够顺利地从中穿行 (3) 在强度中等且呈大块状冒落的砂岩顶板条件下,可采用薄层移架方式,并选用三连杆紧凑型设计的四柱支撑掩护式支架。此时,在顶梁铰接处两排立柱的中心距为1 200 mm,后排柱到顶梁与掩护梁连接销的中心距不应超过350 mm,后排柱中心到采空区边缘的距离不应超过300 mm。在底座铰接处,两排立柱的中心距为1 000 mm(如图9-17所示)	(1) 前后排立柱平行并向工作面倾斜的支撑掩护式液压支架,两排立柱的中心距为1 200 mm,后排柱中心到掩护梁与顶梁连接销中心的距离不应超过400 mm,而顶梁与掩护梁连接销的中心到顶梁后端的距离应不超过200 mm(图9-18) (2) 对于立柱采用“V”型布置的液压支架,两排立柱的中心距为1 350 mm,后排柱到顶梁与掩护梁连接销的中心距不应超过350 mm(如图9-19所示)。在底座铰接处,两排立柱的中心距最小约为800 mm,以便在采用薄层移架方式时工作人员能够顺利地从中穿行 在这种情况下,可以使用另一种紧凑型设计的支撑掩护式支架。在顶梁铰接处两排立柱的中心距为1 400 mm,后排柱到顶梁与掩护梁连接销的中心距不应超过350 mm,后排柱中心到顶梁后端的距离不应超过200 mm。在底座铰接处,两排立柱的中心距为1 200 mm(图9-20)。顶梁长度不超过2 250 mm,并在顶梁前端铰接1个利用2~4个千斤顶操作的前梁。前梁的长度应满足支架在最低位置时工作面到前梁端部的距离为350 mm(最小值)。如果条件许可,应当在原来采用双排立柱的工作面采用单排立柱。在围岩强度较大的条件下,应选用图9-21的支撑掩护式支架	两排立柱的中心距为900 mm,后排柱中心到掩护梁与顶梁连接销的中心距不应超过700 mm(图9-22)。后部输送机靠采空区侧的推移到支撑掩护式支架底座的距离为2 500 mm。后部输送机(放煤)以下的输送机)须装备护煤板

续表

支护标准	采出的煤层厚度 h (单一煤层一次采全高)			放顶煤或整体垮落采煤法
	<1.5 m	1.5~3.5 m	>3.5 m	
10. 伸缩梁及其长度和操作方法	不需要伸缩梁	除了采用特殊的紧凑型三连杆结构设计的支架之外,应在支架顶梁上增加一个伸缩梁。此梁的长度应等于一个截深,采用两个液压千斤顶操作,并确保伸出时顶梁端部具有很高的支撑力。伸缩梁的每个液压千斤顶应具有 150~200 kN 的工作阻力	伸缩梁的长度应等于一个截深,采用两个液压千斤顶操作,并确保伸出时顶梁端部具有很高的支撑力。伸缩梁的每个液压千斤顶应具有大约 200 kN 的工作阻力	伸缩梁的长度应等于一个截深,采用两个液压千斤顶操作,并确保梁伸出时顶梁端部具有很高的支撑力。伸缩梁的每个液压千斤顶应具有大约 200 kN 的工作阻力
11. 护帮板及其控制方法	不需要护帮板	当工作面采高 ≥ 2.5 m 时,应增加一个护帮板。护帮板由一个液压千斤顶控制,对工作面的最小垂直作用力为 100~200 kN。护帮板的摆动范围应大于 180°	所有支架均应安装一个护帮板。护帮板由一个液压千斤顶控制,对工作面的最小垂直作用力为 200 kN~300 kN;护帮板的摆动范围应大于 180°	所有支架均应安装一个护帮板。护帮板由一个工作阻力大约 350 kN 的液压千斤顶控制,对工作面的最小垂直作用力为 150 kN 到 200 kN。护帮板的摆动范围应大于 180°
12. 掩护梁	掩护梁的上端与顶梁的后端相铰接,在其下部有连接前、后连杆的销孔。在采用三连杆紧凑型设计的支架中,连杆位于采空区下方,顶梁和掩护梁保护着整个开采空间	掩护梁的上端与顶梁的后端相铰接,在其下部有连接前、后连杆的销孔。然而,在采用三连杆紧凑型设计的支架中,连杆位于采空区下方,顶梁和掩护梁保护着整个开采空间	掩护梁的上端与顶梁的后端相铰接,在其下部有连接前、后连杆的销孔	放顶梁的上端与顶梁相连接,一个工作阻力大约为 1000 kN 的液压千斤顶控制其摆动,液压千斤顶利用一个销子与放顶梁的下部安装一个长 1 000 mm 可伸缩式插板,该插板由 1~2 个工作阻力为 35 kN 的液压千斤顶控制,最小行程为 350 mm
13. 梁端距	最小 350 mm,最大 450 mm	最小 350 mm,最大 450 mm	最小 350 mm,最大 450 mm	最大 450 mm
14. 顶梁和掩护梁上的侧护板	支架一侧的侧护板是固定的,另一侧的是液压操纵的。侧护板应当有一个锁定装置,与侧护板相连的套筒应当嵌装在顶梁内,有 2~4 个 100 kN 的千斤顶与侧护板相连	支架一侧的侧护板是固定的,另一侧的是液压操纵的。侧护板应当有一个锁定装置,与侧护板相连的套筒应当嵌装在顶梁内,可能有 2~4 个千斤顶与侧护板相连。每个千斤顶的工作阻力为 100~125 kN	支架一侧的侧护板是固定的,另一侧的是液压操纵的。侧护板应当有一个锁定装置,与侧护板相连的套筒应当嵌装在顶梁内,可能有 2~4 个千斤顶与侧护板相连。每个千斤顶的工作阻力为 100~125 kN	支架一侧的侧护板是固定的,另一侧的是液压操纵的。侧护板应当有一个锁定装置,与侧护板相连的套筒应当嵌装在顶梁内,可能有 3~4 个工作阻力大约为 100~125 kN 的千斤顶与侧护板相连
15. 液压支架和工作面输送机推移千斤顶	液压支架使用千斤顶和推拉杆与输送机连接。其中较大的力用于拉架,较小的力用于推输送机 推拉力: 130~150 kN 拉架力: 200~300 kN	液压支架使用千斤顶和推拉杆与输送机连接。其中较大的力用于拉架,较小的力用于推输送机 推拉力: 130~200 kN 拉架力: 280~440 kN	液压支架使用千斤顶和推拉杆与输送机连接。其中较大的力用于拉架,较小的力用于推输送机 推拉力: 150~200 kN 拉架力: 440~500 kN 对于采高在 2.3~5.4 m 的支撑掩护式支架,推输送机力约为 500 kN,而拉架力约为 1 000 kN	液压支架使用千斤顶和推拉杆与输送机连接。其中较大的力用于拉架,较小的力用于推输送机 推拉力: 150~200 kN 拉架力: 350~400 kN

续表

支护标准	采出的煤层厚度 h (单一煤层一次采全高)			放顶煤或整体垮落采煤法
	<1.5 m	1.5~3.5 m	>3.5 m	
16. 提底座千斤顶	至少应当在两组支架上配备提底座千斤顶,即在长壁工作面的两端、靠近进回风巷的支架上配备提底座千斤顶。但是,在软底条件下,所有支架都应配备提底座千斤顶	至少应当在两组支架上配备提底座千斤顶,即在长壁工作面的两端、靠近进回风巷的支架上配备提底座千斤顶。但是,在软底条件下,所有支架都应配备提底座千斤顶	至少应当在两组支架上配备提底座千斤顶,即在长壁工作面的两端、靠近进回风巷的支架上配备提底座千斤顶。但是,在软底条件下,所有支架都应配备提底座千斤顶	至少应当在两组支架上配备提底座千斤顶,即在长壁工作面的两端、靠近进回风巷的支架上配备提底座千斤顶。但是,在软底条件下,所有支架都应配备提底座千斤顶
B) 支架的液压传动系统				
1. 液压管路	闭路循环系统	闭路循环系统	闭路循环系统	闭路循环系统
2. 软管(直径为25 mm和32 mm)所用软管应当具有4层钢丝,直径为10 mm的软管应当具有2层钢丝	主进液管直径为25 mm 主回液管直径为32 mm 架内油管直径为10 mm	主进液管直径为25 mm 主回液管直径为32 mm 架内油管直径为10 mm	主进液管直径为25 mm 主回液管直径为32 mm 架内油管直径为10 mm	主进液管直径为25 mm 主回液管直径为32 mm 架内油管直径为10 mm
3. 管路中的压力损失	不应超过20%,因此,对于采用手动操作的液压支架,应在系统中增加20%的补偿压力;对于配有压力保持阀或增压阀的支架,应在系统中增加5%的补偿压力	不应超过20%,因此,对于采用手动操作的液压支架,应在系统中增加20%的补偿压力;对于配有压力保持阀或增压阀的支架,应在系统中增加5%的补偿压力	不应超过20%,因此,对于采用手动操作的液压支架,应在系统中增加20%的补偿压力;对于配有压力保持阀或增压阀的支架,应在系统中增加5%的补偿压力	不应超过20%,因此,对于采用手动操作的液压支架,应在系统中增加20%的补偿压力;对于配有压力保持阀或增压阀的支架,应在系统中增加5%的补偿压力
4. 液泵、供液管路中至少应当有两只带有独立卸载阀的液泵,其中一个阀的调定压力比另一个阀的低7 MPa。还需要一台备用泵;每台泵必须有一个蓄能器、一个安全阀、一套过滤装置等				
(a) 供液压力	大约22~25 MPa	大约29.5~32 MPa	大约31~34 MPa。将供液压力保持在32 MPa之内比较好	大约29.5~32 MPa
(b) 溢流阀的调定压力	大约25~28 MPa	大约32.5~35 MPa	大约34~37 MPa	大约32.5~35 MPa
(c) 电机功率	90 kW	100 kW	110 kW及以上	110 kW
(d) 柱塞直径	50 mm	50 mm	50 mm	50 mm
(e) 蓄能器	容量为5 L,并能承受40 MPa的压力	容量为5~20 L,并能承受40 MPa的压力	容量为5 L到大于35 L,并能承受40 MPa的压力	容量为5 L到大于20 L,并能承受40 MPa的压力
5. 安全阀调定压力	大约27.5~41.5 MPa	大约45 MPa	大约45~48 MPa	大约45 MPa
6. 初撑压力与安全阀溢流压力比	大约0.60~0.80	大约0.65~0.71	大约0.65~0.71	大约0.65~0.71

支护标准	采出的煤层厚度 h (单一煤层一次采全高)			放顶煤或整体垮落采煤法
	<1.5 m	1.5~3.5 m	>3.5 m	
7. 必配附件	压力保持阀 流量 $\geq 1\ 000\text{ L}$ 的大流量安全阀	压力保持阀或大约具有32 MPa的增压阀和流量为25 L/min的低流量泵 流量 $\geq 1\ 000\sim 1\ 500\text{ L/min}$ 甚至更大的大流量安全阀	大约具有32 MPa的高增压阀和流量为25 L/min的低流量泵 流量 $\geq 1\ 000\sim 1\ 500\text{ L/min}$ 甚至更大的大流量安全阀	压力保持阀或大约具有32 MPa的增压阀和流量为25 L/min的低流量泵 流量 $\geq 1\ 000\sim 1\ 500\text{ L/min}$ 甚至更大的大流量安全阀
用于操纵液压支架中各种液压千斤顶的减压阀	工作面输送机的推移千斤顶最好采用重型的。在减压阀组中,具有固定与可调功能	工作面输送机的推移千斤顶最好采用重型的。在减压阀组中,具有固定与可调功能	工作面输送机的推移千斤顶最好采用重型的。在减压阀组中,具有固定与可调功能	工作面输送机的推移千斤顶最好采用重型的。在减压阀组中,具有固定与可调功能
8. 乳化液泵箱	低压开关、蓄能器、设置60℃的自动调温器、卸载阀和高压空气过滤器等必须是一体化的。乳化液油箱的容积必须足够大(大约1 000 L)。乳化油室的容积大约100 L或更大	低压开关、蓄能器、设置60℃的自动调温器、卸载阀和高压空气过滤器等必须是一体化的。乳化液油箱的容积必须足够大(大约1 000~1 500 L)。乳化油室的容积大约125 L或更大	低压开关、蓄能器、设置60℃的自动调温器、卸载阀和高压空气过滤器等必须是一体化的。乳化液油箱的容积将达到1 500 L。乳化油室的容积大约125 L或更大	低压开关、蓄能器、设置的自动调温器、卸载阀和高压空气过滤器等必须是一体化的。乳化液油箱的容积将达到1 500 L。乳化油室的容积大约125 L或更大
9. 乳化液配比	5%~10%的乳化油, 90%~95%的水	5%~10%的乳化油, 90%~95%的水	5%~10%的乳化油, 90%~95%的水	5%~10%的乳化油, 90%~95%的水
10. 在软顶条件下顶梁移架	利用新式阀, 移架时顶梁对顶板可产生2~4 MPa支撑压力	利用新式阀, 移架时顶梁对顶板可产生2~5 MPa支撑压力	利用新式阀, 移架时顶梁对顶板可产生4~5 MPa支撑压力	利用新式阀, 移架时顶梁对顶板可产生2~5 MPa支撑压力
11. 进水口过滤器和进水压	进水过滤器能将水中直径为40 μm 的杂质过滤掉。进水压力在0.6~6 MPa之间	进水过滤器能将水中直径为40 μm 的杂质过滤掉。进水压力在0.6~6 MPa之间	进水过滤器能将水中直径为40 μm 的杂质过滤掉。进水压力在0.6~6 MPa之间	进水过滤器能将水中直径为40 μm 的杂质过滤掉。进水压力在0.6~6 MPa之间
C) 控制系统				
(a) 双向邻架控制	必须装备	必须装备	必须装备	必须装备
(b) 利用电液成组控制系统双向邻架控制	应当装备	这种装备的工作面产量高, 该系统在本国能买到时, 必须采用	这种装备的工作面产量高, 该系统在本国能买到时, 必须采用	由于工作面推进速度较慢, 没有必要采用这种控制系统
D) 工作面照明设备	必须装备	必须装备	必须装备	必须装备

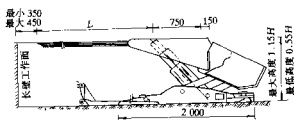


图 9-12 在印度薄煤层矿井中推荐使用的
两柱双伸缩掩护式支架(次选方案)

H —开采的煤层厚度; L —采煤机滚筒截深 600 mm 时为 2 900 mm, 采煤机滚筒截深 800 mm 时为 2 700 mm, 在刨煤机工作面为 1 750 mm; 顶梁总宽度为 1 450 mm; 底座总宽度为 1 400 mm; 立柱中心距为 800 mm; 支架中心距为 1 500 mm

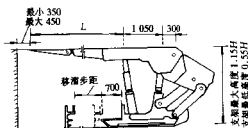


图 9-13 在印度薄煤层矿井中推荐使用的
四柱双伸缩掩护式支架(首选方案)

H —采高; L —采煤机滚筒截深 600 mm 时为 2 400 mm (近似值), 采煤机滚筒截深为 800 mm 时为 2 700 mm (近似值), 在刨煤机工作面为 1 750 mm (近似值); 顶梁总宽度为 1 450 mm; 底座总宽度为 1 400 mm; 支架中心距为 1 500 mm

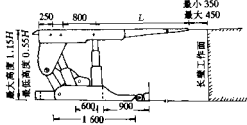


图 9-14 将在印度的一个围岩强度高的薄煤层
矿井中推荐使用的四柱双伸缩三连杆紧
凑型支撑掩护式支架

H —采高； L —前柱中心到工作面煤壁的距离（350 mm + 采煤机滚筒截深），采煤机滚筒截深 600 mm 时为 1 750 mm（近似值），采煤机滚筒截深为 800 mm 时为 1 950 mm（近似值）；顶梁总宽度为 1 450 mm；底座总宽度为 1 400 mm；支架中心距为 1 500 mm

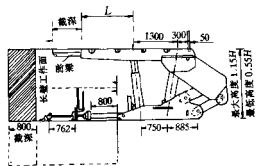


图 9-16 将在印度一个层厚 1.5~3.5 m 且
围岩强度中等的矿井中推荐使用的四柱
单伸缩支撑掩护式支架

H —采高； L —前柱中心到工作面煤壁的距离（350 mm + 采煤机滚筒截深），溜槽宽 762 mm 且采煤机滚筒截深 600 mm 时为 1 450 mm（近似值），溜槽宽 762 mm 且采用截深 800 mm 的溜槽时为 1 650 mm（近似值），溜槽宽 1 000 mm 且采用截深 1 000 mm 的溜槽时为 2 000 mm（近似值）；顶梁总宽度为 1 450 mm；底座总宽度 1 400 mm；支架中心距为 1 500 mm

三、结 论

综采顶板支护标准化这项工作用公式表示出来，是一种非常简单，但是却很实用的方法。有了上述成果，煤矿的管理、工程或设计人员能够为各种厚度的煤层选择合适的支护型式，如为单一煤层一次采全高长壁开采系统和为放顶煤或整体垮落法采煤工作面选择支护方式。

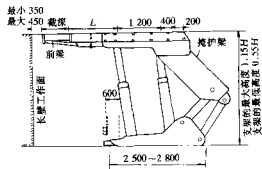


图 9-15 将在印度一个层厚 1.5~3.5 m 的
软岩矿井中推荐使用的四柱单伸缩支
撑掩护式支架

H —采高； L —前柱中心到工作面煤壁的距离（350 mm + 采煤机滚筒截深），采煤机滚筒截深 600 mm 时为 1 450 mm（近似值），溜槽宽 762 mm 且采用 800 mm 标准截深的溜槽时为 1 650 mm（近似值），溜槽宽 1 000 mm 且采用截深 1 000 mm 的溜槽时为 2 000 mm（近似值）；顶梁总宽度为 1 450 mm；底座总宽度为 1 400 mm；支架中心距为 1 500 mm

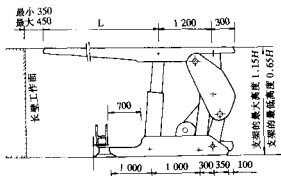


图 9-17 将在印度一个围岩强度高的中厚煤层
矿井中推荐使用的四柱单伸缩三连杆
紧凑型支撑掩护式支架

H —采高； L —前柱中心到工作面煤壁的距离（350 mm + 采煤机滚筒截深），采煤机滚筒截深 600 mm 时为 1 700 mm（近似值），采煤机配备截深为 800 mm 的溜槽时为 1 900 mm（近似值）；顶梁总宽度为 1 450 mm；底座总宽度为 1 400 mm；支架中心距为 1 500 mm

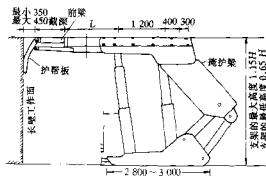


图 9-18 将在印度一个层厚 ≥ 3.5 m 的软岩矿井中推荐使用的四柱双伸缩支撑掩护式支架

H —采高； L —前柱中心到工作面煤壁的距离（350 mm）+ 采煤机滚筒截深，溜槽宽 762 mm 且采煤机滚筒截深 600 mm 时为 1 450 mm（近似值），溜槽宽 762 mm 且采用截深 800 mm 标准截深的滚筒时为 1 650 mm（近似值），溜槽宽 1 000 mm 且采用截深 1 000 mm 的滚筒时为 2 000 mm（近似值）；顶梁总宽度为 1 750 mm 或 1 950 mm；底座总宽度为 1 700 mm 或 1 900 mm；支架中心距为 1 800 mm 或 2 000 mm

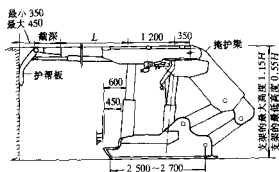


图 9-19 将在印度一个层厚大于 3.5 m 且围岩强度中等的矿井中推荐使用的四柱双伸缩支撑掩护式支架

H —采高； L —前柱中心到工作面煤壁的距离（350 mm）+ 采煤机滚筒截深，溜槽宽 762 mm 且采煤机滚筒截深 600 mm 时为 1 450 mm（近似值），溜槽宽 762 mm 且采用截深 800 mm 的滚筒时为 1 650 mm（近似值），溜槽宽 1 000 mm 且采用截深 1 000 mm 的滚筒时为 2 000 mm（近似值）；顶梁总宽度为 1 750 mm 或 1 950 mm；底座总宽度为 1 700 mm 或 1 900 mm；支架中心距为 1 800 mm 或 2 000 mm

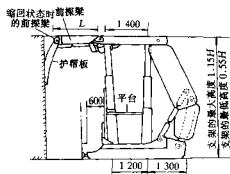


图 9-20 将在印度一个层厚大于 3.5 m 且围岩强度中等的矿井中推荐使用的四柱双伸缩支撑掩护式支架（带有前探梁）

H —采高； L —前柱中心到工作面煤壁的距离（350 mm）+ 采煤机滚筒截深，溜槽宽 762 mm 且采煤机滚筒截深 600 mm 时为 1 450 mm（近似值），溜槽宽 762 mm 且采用标准截深 800 mm 的滚筒时为 1 650 mm（近似值），溜槽宽 1 000 mm 且采用截深 1 000 mm 的滚筒时为 2 000 mm（近似值）；顶梁总宽度为 1 750 mm 或 1 950 mm；底座总宽度为 1 700 mm 或 1 900 mm；支架中心距为 1 800 mm 或 2 000 mm

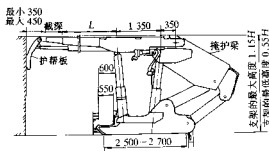


图 9-21 将在印度一个层厚大于 3.5 m 且围岩强度大的矿井中推荐使用的四柱支撑掩护式支架

H —采高； L —前柱中心到工作面煤型的距离（350 mm + 采煤机滚筒截深），溜槽宽 762 mm 且采煤机滚筒截深 600 mm 时为 1 600 mm（近似值），溜槽宽 762 mm 且采用 800 mm 标准的滚筒时为 1 800 mm（近似值），溜槽宽 1 000 mm 且采用截深 1 000 mm 的滚筒时为 2 150 mm（近似值）；顶梁总宽度为 1 750 mm 或 1 950 mm；底座总宽度为 1 700 mm 或 1 900 mm；支架中心距 1 800 mm 或 2 000 mm

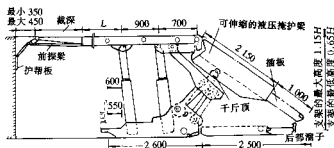


图 9-22 将在印度一个整层垮落式或放顶煤工作面中推荐使用的四柱单伸缩支撑掩护式支架

H —采高； L —前柱中心到工作面煤型的距离（350 mm + 采煤机滚筒截深），溜槽宽 762 mm 且采煤机滚筒截深 600 mm 时为 1 550 mm（近似值），溜槽宽 762 mm 且采用 800 mm 标准截深的滚筒时为 1 750 mm（近似值），溜槽宽 1 000 mm 且采用截深 1 000 mm 的滚筒时为 2 000 mm（近似值）；顶梁总宽度为 1 450 mm；底座总宽度为 1 400 mm；支架中心距为 1 500 mm

第十章 大采高液压支架

根据 MT 550-1996《大采高液压支架技术条件》规定,最大高度大于或等于 3 800 mm,用于一次采全高工作面的液压支架称为大采高液压支架。本章重点介绍国内外大采高支架的发展概况;大采高工作面矿压显现规律;大采高支架的稳定性问题,即横向稳定性和纵向稳定性;大采高支架设计的技术要求和几种典型的大采高支架。

第一节 国内外大采高液压支架技术的发展概况

一、国外大采高液压支架技术的发展概况

4~5 m 厚煤层一次采全高是一种经济合理的开采方法,一次采全高减少了巷道掘进和工作面铺网等工作量,降低了开采成本,提高了资源回收率。同时,大采高提高了单刀割煤量,为提高工作面生产能力创造了条件。但是,产量和效率并不总是与采高成正比,在很大程度上取决于工作面的地质条件和液压支架的适应性。国内外综采实践证明,在一般条件下,工作面的最佳采高范围为 2~3.5 m,在此范围内,采高增大,工作面产量可相应提高,世界综采高产高效纪录大都是在这一采高范围段创造的。采高继续加大,工作面矿压显现将明显加大,片帮和冒顶倾向加剧,顶板管理难度增加。因此,大采高支架和工作面支护技术难度较大。

国外自 70 年代中期开始发展大采高液压支架,1980 年前西德赫姆夏特公司开发出 G 550-22/60 掩护式支架,最大高度 6 m,采用三伸缩立柱,工作阻力 $2 \times 2\ 250 = 4\ 500$ kN,支护强度 0.7~0.8 MPa,伸缩梁长 650 mm,前端支撑力 517 kN,可翻转护帮板长达 1.5 m,端部支撑力可达 20 kN。支架装有初撑力自保先导阀,四连杆机构的前连杆用两个液压短柱代替,可防止大采高支架在各种过载工况下损坏构件。这种支架也在威斯特伐伦矿 Sonenschein 煤层使用,经历了煤层倾角扭转等地质条件变化的考验,证明能可靠的控制顶板,保证工作面正常生产。这种支架曾出口到南斯拉夫的 Veleng 矿使用,取得了良好效果。

近年来,德国的大采高支架技术又有了较大发展,支架结构进一步完善,采用了高可靠性设计和先进的电液控制技术。1995 年,我国神府矿区大柳塔煤矿引进了德国威斯特伐利亚公司生产的 WS 1.7-6750/21/45 两柱掩护式大采高支架,最大高度 4.5 m,工作阻力 6 750 kN,中心距 1.75 m,采用电液控制系统。

波兰有不少厚煤层储量,70 年代末波兰设计开发了 P10MA 系列二柱掩护式大采高液压支架,高度 2.4~4.7 m,工作阻力 4 000 kN。近年来,波兰主要支架生产厂 FAZOS 开发了 FAZOS-22/45-POZ、FAZOS-21/53-OZ、FAZOS-28/60-OZ 型大采高液压支架,最大高度达 6 m,支护强度 1.6 MPa,出口到捷克等国家。

美国 3 m 以上厚煤层探明储量 1 130 亿 t,主要分布在西部各州,1983 年开始在怀俄明州卡帮县(Carbon County)1 号矿用长壁综采开采 Hanna No.80 特厚煤层,顶板为炭质页岩,抗压强度 25 MPa,煤层抗压强度 9.5 MPa,煤层厚度 7.6 m,倾角变化较大,留顶煤沿底板伪斜开采,采高 4.5~4.6 m,工作面长 183 m,走向长 2 130 m,使用德国克吕克纳-贝考立特公司的二柱掩护式支架,高度 2.3/4.7 m,工作阻力 4.9 MN,整体顶梁带侧护板和护帮板,顶梁前端支撑力可达 500 kN。采煤机为美国

乔伊公司生产的2LS型电牵引采煤机,装机容量420 kW,采高2.2~4.5 m,滚筒尺寸 $\phi 2.13\text{ m} \times 0.99\text{ m}$,实际截深0.86 m。该工作面每班配备10个工人。单班生产日产量为3600 t,两班生产日产量为5000 t,三班生产日产量为6200 t,工作面工效达210~360 t/工。1990年10月底,怀俄明州舒舒尼(Shoshone)矿开始使用英国安德森公司生产的Electra-1000电牵引采煤机和K-B公司生产的二柱大采高掩护式支架,开采4.5 m煤层,实现了高产高效。

法国洛林矿区著名的高产高效矿井——拉乌费(La Howve)矿,1986年6月开始在Albert厚煤层进行一次采全高综采,采高4.3 m,工作面倾角5~15°,工作面长200 m,使用MFI公司生产的二柱掩护式大采高支架,工作阻力 $2 \times 2.2 = 4.4\text{ MN}$,高度1.6~4.5 m,采用双伸缩立柱,顶梁带伸缩梁和护帮板,配套SAGEM公司的熊猫牌采煤机,电机功率500 kW,最大采高4.4 m,插臂长2250 mm,滚筒尺寸 $\phi 2.3\text{ m} \times 0.75\text{ m}$,液压无链牵引。输送机为Gerlech公司的 $2 \times 315\text{ kW}$ 工作面输送机,运输能力1750 t/h。1988年该大采高工作面平均日产6165 t,最高日产17000 t。1990年法国煤炭研究院已完成这种4.5 m煤层综采工作面日产20000 t的可行性研究,并投入实施。

除上述各国外,南非、澳大利亚等主要采煤国都进行了大采高综采试验,取得成功。所用的大采高支架多数是引进德、英等国的产品。

二、我国大采高技术和大采高支架的发展

我国是世界上厚煤层储量最大的国家之一,在全国统配煤矿中,厚度在3.5 m以上的煤层约占总储量的43%。山西、山东、河北、河南、辽宁、内蒙等矿区,平均厚度3.5~5 m的煤层为主采煤层。研制适应这种厚煤层一次采全高的大采高液压支架及配套设备,研究大采高工作面支护技术、生产工艺以实现安全高效生产成为一项极其重要的课题。“七五”以来,我国投入较大的人力和物力,组织了较大规模的技术攻关,取得了重要成果。

开滦矿区早在70年代末就试验4 m左右煤层综采一次采全高,1979年范各庄煤矿综采队在1477工作面利用从西德引进的HS公司的G320-23/45二柱掩护式支架,配套EDW-300LH双滚筒采煤机,EFK3/74V工作面输送机,试采3.3~4.3 m厚煤层取得成功,平均月产达到70819 t,最高月产为94997 t,工作面工效197 t/工,达到当时我国综采最好水平。

邢台矿务局东庞煤矿1986年开始试用BY320-23/45二柱掩护式支架,配套西安煤矿厂制造的MXA-300型双滚筒采煤机和西北煤矿厂制造的SGZ-730/320S刮板输送机等设备在2214工作面进行了工业性试验。该工作面煤层厚度4.4~5.2 m,倾角9~12°,顶板为粉砂岩,底板为砂岩,试验期间平均月产达80485 t,最高月产135146 t,平均工效24 t/工。1988年改用支撑高度5 m的BY360-25/50型大采高支架,在采高达4.8 m的2101工作面,3个月平均月产104355 t,最高月产142211 t,最高日产10188 t。1989年以来该矿一直保持了大采高综采年产百万吨以上的水平。

1986年,煤炭科学研究总院北京开采研究所与义马矿务局、平顶山煤矿厂等单位合作,设计研制了ZY3500/25/47型二柱掩护式大采高液压支架及配套设备,并于1987年12月开始在耿村煤矿2-1煤层的11061工作面进行工业性试验,平均煤层厚度4.56 m,倾角12~22°,顶板为泥岩,底板为泥岩和细砂岩,试验中工作面遇到一落差4.2 m,沿工作面长87 m,走向长约230 m的大断层。1988年共产煤719313 t,平均月产59943 t,最高月产107900 t。由于连续6个月过断层,支架及配套设备损坏较严重。1989年对支架进行改造和各项设备大修后,转入2-2煤层11011工作面,煤层厚度4.6~5.4 m,倾角14~18°,顶底板为细砂岩,支架使用效果良好,1990年年产超过百万吨,并且连续多年保持百万吨以上水平。

“七五”期间,在徐州矿务局权台矿3147工作面进行了4.5 m厚“三软”煤层一次采全高综采成套设备及工艺研究,并列为国家重点攻关课题。经过长达5年的技术攻关,解决了许多技术难题,取得一批科研成果。但由于各种原因,攻关成果未能推广应用,后来徐州矿务局又与北京开采研究所等单位合

作,在该煤层进行了放顶煤试验,取得了成功。

近年来,大采高支架技术又有了较大发展,北京开采研究所为铁法矿务局设计了 ZZ 5600/25/47 型支撑掩护式支架,在大兴煤矿使用,取得了良好效果,平均月产 15~20 万 t 以上。根据使用实践证明工作阻力偏低,后又设计了 ZZ 6400/24/47 支架。样机通过 20 000 次耐用试验,在铁法矿务局晓南煤矿使用,月产达到 20 万 t 以上,实现了高产高效。北京开采研究所为神华集团东胜矿区补连塔煤矿设计了 ZY 6000/25/50 型掩护式大采高支架,配套世界最先进的采煤机和运输能力最大的工作面刮板输送机先进设备,生产能力日产 1.5 万 t。该种支架采用高可靠性设计和液压快速移架系统。这套设备于 1997 年 10 月投入使用,1999 年 2 月创月产 42 万 t,日产 30 392 t 的全国纪录。为沈阳、双鸭山设计制造的 ZZ6000/25/50 型支撑掩护式支架均实现高产高效目标。目前正在研究设计最大高度 6 m 的大采高支架。

我国大采高支架已开始打入国际市场,5.0 m 大采高支架已出口俄罗斯。北京开采研究所为印度设计的 ZY 8000/23/47 型大采高支架也即将出口。

第二节 大采高工作面矿压规律

正确认识大采高工作面的矿压规律,合理确定支架的主要参数和结构,是大采高支架成功的前提。下面介绍我国较有代表性的 4.5 m 以上厚煤层一次采全高矿区邢台矿务局东庞煤矿和徐州矿务局权台煤矿的大采高工作面矿压显现规律。

一、邢台矿务局东庞煤矿大采高工作面矿压规律

1. 直接顶初次垮落特征

当工作面自开切眼起推进一段距离后,直接顶达到极限跨度时,由于直接顶本身自重载荷的作用将发生断裂,失去平衡,开始自下而上分层逐渐垮落。此时直接顶的垮落称为初次垮落步距 (L_0),其大小由直接顶岩石强度 (G_0)、分层厚度 (h) 及节理裂隙 (I) 的发育程度所决定,它是能较客观反映直接顶下位岩层稳定性的一个综合指标。统计实测表明,采高对直接顶初次垮落没有明显的影响。

2. 基本顶初次来压显现特征

工作面的基本顶初次来压显现参数见表 10-1 所示。基本顶初次来压步距在 28~33 m 之间变化,平均 30.5 m; 来压影响范围 2.0~2.7 m; 来压持续时间相差不大,但基本顶来压强度相差较大。由表 10-1 可以看出,采高越大,显现强度相对增大,5.0 m 是 4.5 m 的 1.34 倍,是 3.2 m 综采的 1.46 倍。由此可见,5.0 m 支架来压强度明显,且比较强烈。

表 10-1 工作面的基本顶初次来压显现参数

采煤工作面	持 续		影响范围 (m)	来压步距 (m)		来压强度	
	循环	天 数		范 围	平 均	按 P_m 计	按 P_t 计
5.0 m	4~5	1.68	2.2	30~32.8	30.96	1.97	1.78
4.5 m	3~5	1.5	2.7	28.2~30.8	29.81	1.40	1.39
3.2 m	4	1.0	2.0	-	30.02	1.30	1.23

注: P_m —循环来阻力; P_t —时间加权阻力。

3. 基本顶周期来压显现特征

工作面的基本顶周期来压显现参数见表 10-2。5.0、4.5 m 综采支架来压步距在 4.6~12.6 m 之间变化,平均为 7.35 m,来压影响范围 1~2 m,来压持续时间为 1~2 天。而同类顶板条件的 3.2 m 综采层工作面,其来压步距在 9.8~13.1 m 之间变化,平均为 11 m,较稳定。

4. 采场来压显现特点评述

- (1) 基本顶初次来压步距基本稳定, 周期来压步距随采高加大明显减小。
 (2) 来压显现及强度随采高加大而增强, 并且初次来压高于周期来压。

表 10-2 工作面的基本顶周期来压显现参数

采煤工作面	持 续		影响范围 (m)	间隔时间 (天)	来压步距 (m)			来压强度	
	循 环	火 数			范 围	平 均	方 差	按 $P_{0.1}$ 计	按 $P_{1.1}$ 计
5.0 m	4.0	0.74	1.98	2.20	4.6~11.4	7.3	1.9	1.50	1.51
4.5 m	2.7	0.88	1.04	2.86	4.7~12.6	7.4	1.8	1.33	1.30
3.2 m	4.3	1.0	2.10	3.40	9.8~13.1	11.0	1.1	1.28	1.27

由表 10-3 可知, 初次来压时, 4.5 m 和 5.0 m 支架综采工作面来压强度分别是 3.2 m 工作面的 1.08 和 1.45 倍; 而周期来压时 4.5 m 和 5.0 m 工作面来压强度分别是 3.2 m 工作面的 1.04 和 1.18 倍。初次来压强度高于周期来压强度, 并且 5.0 m 综采工作面特别明显。

表 10-3 基本顶初次来压与周期来压强度的对比

采煤工作面	初 次 来 压		周 期 来 压		\bar{q}_1/\bar{q}_2
	动载系数 q_c	倍 数	动载系数 \bar{q}_2	倍 数	
5.0 m	1.88	1.45	1.51	1.18	1.25
4.5 m	1.40	1.08	1.32	1.04	1.06
3.2 m	1.30	1	1.28	1	1.02

从宏观上看, 基本顶来压时煤壁片帮深度及长度加大。据对 2101 采煤工作面观测统计, 来压时片帮深度 1.0 m, 平均 0.6 m, 是平时片帮深度 (0.37 m) 的 1.62 倍, 并且煤壁片帮长度是来压前的 2.7 倍, 端面顶板出现不同程度的破碎, 严重时直接顶发生切断, 出现台阶下沉。

(3) 大采高支架综采工作面沿倾斜方向分段来压, 显现频繁, 安全阀开启率高。

这一显现特点, 在 5.0 m 综采工作面尤为突出。由于周期来压步距小, 间隔时间短, 导致显现频繁, 多数立柱安全阀在来压期间处于开启状态。据统计, 此间安全阀开启循环数占总开启循环数的 65.8%。从来压步距分布看, 工作面上部来压步距为 6~10 m 的占 86%, 中部来压步距为 4~9 m 的占 100%, 而下部来压步距为 4~8 m 的占 64%, 其余来压步距为 9~12 m 的占 36%。

5. 煤壁片帮规律及其控制

工作面煤壁片帮是矿压显现的基本形式之一。实践表明: 片帮往往引起冒顶, 冒顶扩大又引起片帮加深, 严重时使顶板破碎, 引起支架失稳、前倾、后仰、倒架、机电事故等恶性循环, 使工作面处于半停产状态, 严重影响安全生产。根据对矿压的观测及研究, 煤壁片帮是有规律的。

1) 煤壁片帮的形式与分布。

(1) 煤壁片帮的形式。

煤壁片帮的形式因煤层节理裂隙、层理弱面等分布及发育程度的不同而不同, 一般来说有如图 10-1 所示的几种形式。

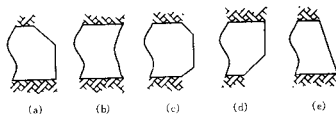


图 10-1 煤壁片帮的几种形式

(2) 煤壁片帮的分布。

由表 10-4 可知:片帮主要表现为 (a) 和 (b) 两种形式的占 80%, (a) 类对支架控制端面顶板是不利的,护帮装置对片帮失去控制;其次为 (c) 类,占 16.1%,此类对顶板控制影响不大,护帮装置还可以正常发挥作用。从各类片帮深度看,(a) 类主要分布在 0.25~0.75 m 之间,占 64%;(b) 类主要分布在 0.25~1.0 m 之间,占 78%。比较 (a)、(b) 两类可知,护帮装置对控制 (a) 类形式的片帮起了重大作用;(b) 类说明二级护帮没有起到作用。(d) 类主要分布于 0.25~0.50 m 之间,而 (e) 类虽然其所占比重不大,但其片帮深度多分布于 0.5~1.3 m 之间,对顶板控制也是很不利。

4.8 m 一次采全高工作面煤壁片帮沿采煤工作面方向的深度基本上呈扇形分布,主要分布于采煤工作面的中下部(靠近机头侧),中部最大,平均为 599 mm;中下部次之,平均为 492 mm;下部平均为 483 mm。从片帮深度上讲也符合此规律,以中部为最大 1.5 m,中下部次之 1.25 m。从整个采煤工作面片帮长度分布看,主要分布在中下部,分布的频率为 67.2%,其次是中上部,所占的频率为 18.6%。总之,对工作面煤壁片帮的管理主要是对中部及中下部的管理。

表 10-4 片帮形式的分布频率

项 目	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	合 计
N	63	81	29	3	4	180
f (%)	35.0	45.0	16.1	1.7	2.2	100

据统计观测结果表明,护帮板使用与不使用的架次各占 1/2。在使用护帮板的情况下出现片帮 25 架次,没有护帮板支护出现片帮 75 架次,片帮比率为 3 倍。关键要提高使用率,如果全工作面的护帮板都能发挥作用,工作面片帮将会相应减小。

2) 对煤壁片帮的分析。

根据本矿对综采工作面的统计,主要有如下影响因素:

(1) 采高。片帮深度与采高基本上呈线性关系。深度随采高的增加而增大,比较高架与低架的片帮深度也可说明这一点。即高架工作面平均片帮深度为 481 mm (2702 面),而低架工作面平均为 134 mm (2108 面),前者是后者的 3.6 倍。

(2) 煤壁暴露时间。对 2101 工作面观测表明,煤壁片帮随煤壁暴露的延长而增加,停产时煤壁片帮长度是正常时的 3.1 倍。对 2703 工作面的观测表明,因停产煤壁片帮长度是正常时的 2.8 倍,割煤 8 h 后是割煤 2 h 后片帮长度的 1.8 倍,并伴随有冒顶。因此,应高度重视因故停产时的煤壁片帮。

(3) 基本顶周期来压。据统计,基本顶发生周期来压时,煤壁片帮加大,片帮深度是平时的 1.4 倍,沿采煤工作面片帮长度是平时的 2.7 倍。

(4) 工作面推进方向。在同一煤层两个综采工作面中,仰采比俯采片帮深度要大得多。如两个工作面沿走向开采,其煤层构造主节理一个向采空区,一个倾向煤壁,后者片帮小。

(5) 顶梁接顶程度。在第一接顶点至煤壁间距正常的情况下,煤壁片帮深度随第一接顶点至煤壁间距的增大而加深,片帮深度与其成线性关系。

梁端距在正常情况下,煤壁片帮深度随梁端距的加大而加深。另外,支架本身初撑力的大小、工作阻力的多少、支架状态、煤质硬度等对煤壁片帮也有很大影响。

3) 煤壁片帮的控制。

及时支护,及时调架,加快推进,提高初撑力,控制采高,加固煤壁,减少采煤机截深,提高其牵引速度,带压移架,保证拉架力和拉架速度,采取支护质量监控等措施,对减小煤壁片帮和冒顶是很有有效的。

二、徐州矿务局权台矿 4.5 m “三软”煤层一次采全高的矿压规律

1. 上覆岩层的超前运动及破断特征

当工作面刚开始回采时,由于采空区暴露面积小,因而传递到煤体上的支承压力的作用范围和相应的顶板下沉速度也较小,此时最大顶板下沉速度一般稳定在 $0.5 \times 10^{-2} \sim 1.5 \times 10^{-2}$ mm/min,顶板活动的波及范围一般稳定在煤壁前方5~10 m处。随工作面推进,采空区暴露岩层的范围逐渐增大,顶板活动的波及范围,最大顶板下沉速度的位置至煤壁的距离逐渐向煤壁前方转移。基本顶来压时,顶板断裂线位于煤壁前方11 m处,最大顶板下沉速度为 10.5×10^{-2} mm/min,顶板活动的波及范围(亦即基本顶来压时显现较为明显的区域)位于煤壁前方15 m范围内。当基本顶在煤壁前方断裂后,断裂线前方煤体压力增加,断裂线后方煤体压力减小,而工作面煤壁处压力由于基本顶的回转下沉而迅速增加,工作面内伴有较为明显的煤壁片帮,在周期来压时,其基本过程亦是如此。因此,可以说明由于“三软”煤层自身的开采特点,支架上方垮落的直接顶力学刚度很低,不足以抗衡上覆岩层的运动,支架与围岩的力学平衡体系已转变为工作面前方煤体与上覆岩层的力学平衡体系,基本顶回转运动的支点位于煤壁前方。所以,基本顶在工作面前方断裂回转下沉,导致煤壁处的煤体进一步压酥,工作面内将伴有较明显的煤壁片帮和冒顶现象。工作面上部因受工作面中下部30架左右处局部小构造的影响较小,顶板较下部完整稳定,基本顶来压步距与下部相比相对较大,显现也较为明显。

2. 直接顶的断裂与垮落特征

根据上面的分析,在煤层、直接顶与基本顶组成的力学体系中,基本顶的运动所引起煤壁前方的强大支承压力的作用不仅使强度、刚度最低的煤层区域产生较大的垂直变形和向采空区方向水平移动,而且强度、刚度相对较高的直接顶在上方基本顶与下部煤体的共同作用下,在煤壁前方3 m左右的范围内充分断裂。根据观测到的20组统计数据,经整理分析后得知:顶板破碎度 F 随总顶宽 S 的增大而增大,其回归曲线方程为

$$F = -0.4546 + 1.79 \times 10^{-3} S \quad (r = 0.98, S = 0.23)$$

在纵向方向上,根据相似材料模拟实验结果,结合现场实际情况发现:当工作面推进3.0~5.2 m时,直接顶下厚度2.0 m岩层全部垮落,形成不规则垮落带。随工作面继续推进,直接顶上位岩层(5.24 m)逐渐下沉,并与基本顶之间出现离层。当工作面推进10~15 m时,直接顶上位岩层全部垮落,形成规则的垮落带。其总垮落高度为7.33 m,为采高的1.63倍。随工作面继续推进,离层位置逐渐向上扩展。当工作面推至17.5 m时,基本顶岩层明显下沉,并与上部岩层离层,工作面继续推进,基本顶初次断裂,引起初次来压。当工作面推进步距小于60 m时,根据试验结果,顶板出现离层的高度不超过20 m;当工作面推进步距达到100 m后,顶板裂隙扩展高度(离层的高度)达40~50 m。顶板的运动特征如图10-2所示。

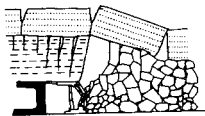


图10-2 模拟顶板的运动特征

综上所述,依据图10-2,在直接顶完全垮落后,采空区未充填的高度可按下式来推算。

$$\delta = H_m - (K - 1)h$$

式中 δ ——直接顶完全垮落后采空区未充填的高度(m);

H_m ——采高(m);

K ——垮落矸石的碎胀系数,这里取 $K = 1.45$;

h ——已垮落的直接顶高度(m)。

将已知数据代入上式可得 $\delta = 0.7$ m。上述结果说明:随工作面的推进,基本顶来压期间,顶板载荷的合力作用点基本上位于顶梁前方,支架掩护梁只承受已垮落部分的直接顶载荷,即掩护梁在非来压期间一般均处于外载荷较小的状态下工作。现场实测结果也证实了这一点。

3. 支承压力的分布规律

随工作面的推进,采空区暴露岩层的范围逐渐增大,支撑压力的作用范围、支撑压力高峰至煤壁的距离、支撑压力的明显影响范围及应力集中系数均逐渐增大,根据相似材料模拟试验结果,当工作面推进步距达到110 m后才基本趋于稳定。

图10-3给出了工作面推进步距分别为20、50、80和110 m时煤壁前方支撑压力的分布情况,图中原始应力 $\gamma H = 14.2 \text{ MPa}$ 。

4. 影响煤壁片帮的因素及分析

1) 煤壁片帮及分布。

(1) 煤壁片帮形式。因煤层节理裂隙、层理弱面等分布及发育程度不同,片帮形式往往是多种多样的,根据本次井下实际观测的素描结果,发现煤壁片帮有如图10-4所示的几种形式。煤壁片帮主要表

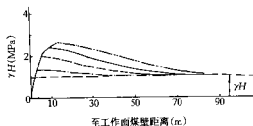


图10-3 煤壁前方支撑压力分布曲线

- 工作面推进20 m时煤壁前方支撑压力分布曲线;
- 工作面推进50 m时煤壁前方支撑压力分布曲线;
- 工作面推进80 m时煤壁前方支撑压力分布曲线;
- 工作面推进110 m时煤壁前方支撑压力分布曲线

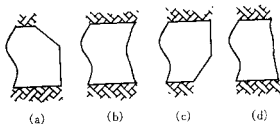


图10-4 煤壁片帮形式素描

现为(a)、(b)和(d)3种形式,占97.8%。

(2) 煤壁片帮深度及分布。片帮深度主要在500~1 000 mm之间,占36%,而大于1 000 mm深的占

54%,基本顶来压或停产时,一般片帮深度都在1 000 mm以上,严重时片帮可达2 000 mm以上。

(3) 采煤工作面片帮长度。据统计,基本顶周期来压期间,采煤工作面煤壁片帮长度累计30~70 m,平均为50 m,占整个工作面的25%~58.3%,平均为41.7%;工作面停产期间,片帮长度为40~85 m,平均为60 m,占整个采煤工作面长度的33.3%~70.8%,平均为50%;非来压期间,片帮为23%。

(4) 煤壁片帮沿采煤工作面方向上的分布。煤壁片帮沿采煤工作面方向上的深度基本上呈扇形分布,主要分布于工作面的中下部,中部最大,平均为1 198 mm;下部次之,平均为754 mm。总之,对于煤壁片帮,应着重加强对采煤工作面的中下部煤壁的管理,防止煤壁的大深度片帮而引起大面积冒顶的发生。

2) 对影响煤壁片帮因素的分析。

(1) 顶板来压前后支撑压力变化规律及其对片帮的影响。根据相似材料模拟试验结果,顶板来压前、后支撑压力的变化规律及其对片帮的影响如图10-5所示。图中给出了顶板断裂前、后的压力分布曲线。实线表示顶板断裂前的支撑压力分布,虚线表示顶板断裂后的支撑压力分布。顶板在煤壁前方断裂后的支撑压力曲线为双峰曲线。



图10-5 顶板在煤壁前方断裂前、后支撑压力分布曲线

从图10-5可以看出:顶板在煤壁前方断裂后,后会起支撑压力的突然变化,在断裂线附近压力减小,在煤壁附近压力增加,其相对变化量一般不超过10%。尽管顶板在煤壁前方断裂后,煤壁附近支撑压力的相对变化量不大,但由于煤体松软、顶板破碎及各种人为因素的影响,由此而伴发的煤壁片帮亦较为明显。根据相似材料模拟试验结果和现场实际情况发现,当工作面推进距离为60~90 m时,周期来压时的片帮深度为0.3~2.5 m,当工作面推进

距离超过 100 m 时, 片帮深度将加大, 一般为 0.5 m, 最大可达 3 m。顶板周期性运动会引起周期性的片帮, 在正常推进的情况下, 一般在周期来压前两天左右, 工作面即伴有片帮现象的发生。

(2) 采高、推进距离对煤壁片帮的影响。根据井下实测数据进行回归分析, 得出煤壁片帮深度、采高及工作面推进距离三者之间的关系, 即

$$D_p = -5.76 + 1.5H_m + 3.389 \times 10^{-2}L$$

式中 D_p ——煤壁平均片帮深度 (m);

H_m ——采高 (m);

L ——工作面推进距离 (m)。

其相关系数 $r=0.96$; 标准离差 $S=0.12$; 偏相关系数 $r_{(1)}=0.95$; $r_{(2)}=0.83$ 。

从上式可以看出, 在 3147 工作面这一具体条件下, 煤壁片帮深度将随采高的增大和工作面推进距离的增加而加大。在进行相似材料模拟试验时, 对 8 个小模型不同采高时的破坏情况进行了分析研究, 其中 4 个小模型的采高为 4.5 m, 另外 4 个小模型的采高为 2.5 m。实验表明, 在相同的压力作用下, 随采高的增大, 煤壁片帮深度也相应增加。当采高为 2.5 m 时, 最大片帮深度为 1.5 m; 当采高为 4.5 m 时, 煤壁片帮的最大深度为 2~2.5 m, 与采高为 2.5 m 时相比, 片帮深度增加 30%~60%。

(3) 回采工作面推进速度对片帮的影响。当工作面推进距离较小时, 由于支承压力较小, 煤体破坏的范围也较小。因此, 工作面煤壁不会出现严重的片帮现象, 在这种情况下, 片帮的深度和频率几乎不受工作面推进速度的影响。当工作面推进距离超过 100 m 后, 由于支承压力增加, 片帮深度增大, 特别是当基本顶在煤壁前方断裂后, 引起支承压力向煤壁附近转移, 更易出现片帮。加快回采工作面推进速度可以减少顶板在煤壁前方的断裂次数, 或减小顶板断裂线至煤壁的距离, 从而缩短煤壁附近的煤体承受高压作用的时间, 有利于减轻片帮的程度。相似材料模拟实验表明: 当回采工作面推进速度小于 1.5 m/d 时, 片帮较严重; 当工作面推进速度为 3 m/d 时, 片帮状况一般; 当工作面推进速度为 4.5 m/d 时, 片帮次数明显减少, 工作面支架受力也略有降低。因此, 适当提高回采工作面的推进速度, 不仅可以减轻片帮程度, 还能减轻支架载荷。

(4) 煤质硬度对片帮的影响。工作面中下部因受局部小构造的影响, 使得工作面 30 架往下顶板破碎, 煤质相应比工作面中上部要软, 根据其实测资料统计, 上部煤壁片帮次数占 21.2%, 下部煤壁片帮为 78.8%。

三、大采高工作面一般矿压规律及支护要求

邢台矿务局东庞煤矿和徐州矿务局权台煤矿大采高工作面矿压规律具有较广泛的代表性。根据对全国数十个 4~5 m 大采高工作面的观测研究, 总结大采高工作面一般矿压规律和支护要求如下:

(1) 基本顶初次来压强度随采高的增加而明显增强。浅埋深大采高工作面或坚硬顶板大采高工作面基本顶初次来压时, 往往产生极强烈的冲击载荷。因此, 大采高支架应具有较高的支护强度和工作阻力, 应能承受顶板的冲击载荷。

(2) 基本顶周期来压步距随采高增加而减少, 周期来压强度增加, 但一般小于初次来压的强度。浅埋深大采高工作面往往在两次或多次周期来压后伴随着一次较强烈的冲击载荷。

(3) 随着采高增加, 煤壁压力增加, 片帮加剧, 同时易引发冒顶。因此, 大采高支架应有较完善的护帮装置和超前支护装置, 支架顶梁前端应有较大的支撑力。

第三节 大采高支架的稳定性

一、横向稳定性

液压支架的横向稳定性是指支架在运动和承载过程中, 支架结构与对称中心平面垂直方向 (沿工作

面方向)保持稳定的特性。大采高支架横向不稳定,指大采高支架顶梁相对底座偏离原横向设计位置,有以下3种具体情形:①顶梁与底座发生相对角位移;②顶梁与底座发生相对线位移;③顶梁平面相对底座平面有一横向夹角。当顶梁与底座发生相对线位移时,大采高支架沿倾向偏离采煤工作面底板法线方向,即大采高支架倾向倾倒,属横向倾倒;当顶梁与底座发生相对角位移时,顶梁轴线与底座轴线不在煤层的同一法线平面内,它们在底板的投影呈有夹角的扭转状态,即大采高支架在走向方向上歪扭,属横向歪扭;当顶梁平面相对底座平面有一横向夹角时,顶梁与底座不平行。现场观测表明,大采高支架横向失稳主要表现为向工作面回风巷方向或向工作面运输巷方向倾倒两种形式,两者均占一定的比例。影响大采高支架稳定性的主要因素,除工作面条件和管理水平外,支架自身的结构力学特性是重要的决定因素。

1. 四连杆机构销轴孔间隙的影响

大采高支架由于支撑高度大,支架各部件有销轴连接,销轴与孔之间存在配合间隙,即使在水平工作条件下,支架也会产生歪斜、扭转甚至倒架。

如图10-6所示,支架铰接部件间由于销轴配合间隙引起部件间的最大歪斜角为

$$\alpha = \beta + \gamma = \arctan\left(\frac{D-d}{B}\right) + \arctan\left(\frac{D-d}{b}\right)$$

式中 d ——销轴直径;

D ——孔直径;

B ——包容耳板宽度;

b ——被包容耳板宽度。

如图10-7所示,由于前连杆与底座连接销轴的间隙引起的前连杆横向位移距离为

$$\Delta V_l = L_1 \sin \alpha_l$$

式中 ΔV_l ——前连杆与掩护梁铰点处的横向偏移量;

L_1 ——前连杆长度;

α_l ——前连杆最大弯斜角。

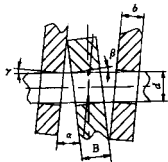


图 10-6 销轴配合关系

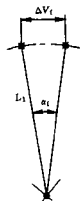


图 10-7 前连杆偏移

由于前、后连杆和掩护梁歪斜,必然引起顶梁横向偏移,其最大单向偏移距离计算如图10-8所示。

令前连杆处于最大偏移,后连杆为掩护梁偏摆中心,则

$$\Delta V_c = \frac{(L_3 + L_4) \Delta V_l}{L_4}$$

式中 $(L_3 + L_4)$ ——掩护梁上铰点至后连杆孔间距离;

L_4 ——掩护梁前、后连杆孔间距。

顶梁横向偏移引起支架立柱横向偏斜角度为

$$\Delta\alpha = \arctan\left(\frac{\Delta V_c}{H_L}\right)$$

式中 $\Delta\alpha$ ——立柱横向偏移角；

H_L ——立柱长度。

计算和井下观测表明，有的支架当支撑高度大于 4.5 m 时，顶梁横偏移量可达 200~300 mm，立柱横向偏斜角度 $\Delta\alpha$ 可达 3~5°。这样直接影响支架的横向稳定性，使四连杆机构承受较大的偏载。

2. 工作面倾角和采高的影响

在有倾角的工作面，支架在非支撑状态下，由于自身重力和掩护梁背研重力沿工作面倾斜方向分力的作用，有下滑的可能。支架处于临界下滑状态的平衡方程为

$$(G + P_w)\sin\alpha - f_1(G + P_w)\cos\alpha = 0$$

式中 G ——支架自重；

P_w ——支架掩护梁背研重力；

α ——底板倾角；

f_1 ——支架底座与底板间的摩擦因数。

由上式可见，支架的临界下滑与重力大小无关，仅取决于工作面倾角 α 和支架底座与底板间的摩擦因数 f_1 ，其临界下滑角 $\alpha_m = \arctan f_1$ 。

在实际工作面中，支架与底板间的摩擦因数受到多种因素如岩性、浮煤和水等的影响，因此 f_1 的变化范围较大，一般取 $f_1 = 0.2 \sim 0.3$ ，则支架的临界下滑角 $\alpha_m = 11 \sim 16^\circ$ 。

当支架处于正常支护状态时，由于支架支撑力的作用，支架与顶、底板间的摩擦阻力较大，一般不会发生支架整体下滑。而当移架或顶板冒空时，则可能出现下滑。由于支架顶梁间排列紧密，而且有侧护板的制约，不可能出现全工作面顶梁下滑现象。而支架的底座间为避免拉架时互相咬架，一般留有较大的间隙，这就导致了支架，主要是底座沿工作面下滑，如图 10-9 所示。底座下滑引发了支架沿工作面向上倾倒的趋势。

如图 10-10 所示，支架在支撑顶板时，对底座下侧边缘的临界倾倒力距为

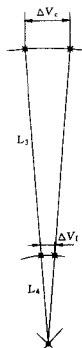


图 10-8 掩护梁偏移

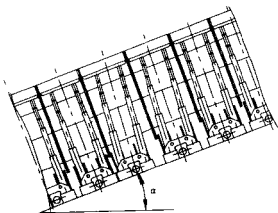


图 10-9 支架沿工作面向上倾倒

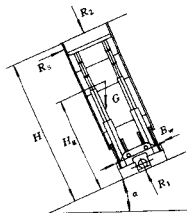


图 10-10 支架临界倾倒状态受力

$$M_D = H_g G \sin \alpha - B_w / 2 G \cos \alpha - B_w / 2 R_2 - H f_2 R_2 - R_s H$$

式中 H_g ——支架重心高度；

H ——采高；

B_w ——底座宽度；

R_1 ——底板对底座的支撑力，支架处于临界倾倒状态时 $R_1 = 0$ ；

R_2 ——顶板与支架顶梁间的正压力；

R_s ——邻架对顶梁的作用力；

f_2 ——支架顶梁与顶板间的摩擦因数。

当倾倒力矩 $M_D > 0$ 时，支架就有倾倒的可能。工作面倾角增大时， M_D 增大，因此，支架倾倒的可能性增大。

当支架空载时，如顶板冒空或降架移架时， $R_2 = 0$ ，此时，如果工作面支护状态不佳，邻架不能提供有效的横向支撑力，即 $R_s = 0$ 时，则支架的倾倒力矩 M_D 为

$$M_D = H_g G \sin \alpha - B_w G \cos \alpha$$

大采高支架随采高增大，重心高度 H_g 增大，倾倒力矩 M_D 增大，支架倾倒的可能性增大。而增大底座宽度 B_w 对提高支架的稳定性有利。

3. 顶、底板状况和开采条件的影响

1) 顶板稳定性的影响。

当工作面顶板不稳定时，极易发生冒顶。顶板一旦冒落，支架上方就会形成空顶，从而失去顶板的约束力，倾倒力矩增大，易造成支架失稳。

当工作面直接顶属中等稳定和中等稳定以下时，顶板裂隙非常发育，顶板在下沉的同时，往往还伴有微量的倾斜向下移动，带动支架顶梁也向下倾斜，促使支架在一定程度上向下倾倒。

如果顶板裂隙发育，则支架对顶板反复支撑造成顶板破碎，往往会在顶梁上形成一定厚度的浮矸，即形成了支架上方的静态堆矸。静态堆矸的下滑加大了支架的倾倒力矩，使支架的稳定性下降。

2) 顶、底板平整程度的影响。

顶、底板的平整程度直接关系到支架顶梁的接顶及底座的接底状况，极大地影响着顶板的维护。当顶板不平时，易造成支架顶梁台阶，顶梁受力不均，引发支架咬架、倾倒。当底板不平时，底座受力不均，也易造成支架倾倒失稳。

3) 特殊开采条件的影响。

在工作面过断层、老巷、破碎带或者工作面在冲积层下开采时，支护状态恶化，易诱发大采高支架的倒架事故。

4. 端、排头支护状态的影响

工作面支架间的相互侧向约束，对于保持支架的横向稳定性具有重要作用。对于倾角较大的工作面，端、排头支护状态对工作面支架的稳定性有着至关重要的影响，特别是靠近下端头部位支架的控制，是中部支架相互约束始端的起点与基础。因此，大采高工作面，下端头部位支架组的防倒、防滑是保证工作面支架稳定性的重要措施。

大采高工作面由于煤层巷道掘进和支护技术等原因，一般工作面回风巷和工作面运输巷的高度低于工作面采高。这样就必然存在一个由工作面正常采高到工作面回风巷和工作面运输巷的过渡问题。这一过渡段，对于大采高支架的失稳有着较大的影响。图 10-11 为目前较常用的过渡形式。由图 10-11 可见，在工作面上、下端的过渡段，顶底板不再平行，下过渡段顶板倾角变大，上过渡段顶板倾角变小，上、下过渡段顶板倾角异常，容易使支架沿倾向出现不正常的几何位态。

生产实践表明，大采高工作面由正常采高向工作面回风巷和工作面运输巷要逐渐过渡，而不能突然

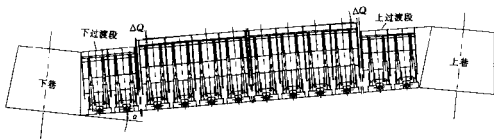


图 10-11 大采高工作面向上、下巷端头过渡

完成，否则易造成支架倒架，即过渡段不能太短，底板的倾角变化不能太大。通常液压支架的支护宽度 $T_1 = 1.5 \text{ m}$ ，而顶梁最小宽度 T_2 小于支护宽度，它们之间存在以下关系，即

$$T_1 = T_2 + t$$

式中 t ——架间间隙。

由于有架间间隙，当顶、底板平行时， t 由支架侧护板通过其千斤顶或弹簧予以密封。当底板倾角有变化时，如图 10-9 所示，支架顶梁就要相互靠拢，但顶梁的正常侧向移动距离应不超过 t 。这样，底板倾角变化角应满足

$$\Delta\theta \leq \arctan \frac{t}{H}$$

式中 $\Delta\theta$ ——底板倾角变化的最大值；

H ——采高。

根据实际大采高工作面的 t 和 H 值，及采高与上、下巷高度的高差，可以计算出工作面到工作面回风巷和工作面运输巷的最短过渡长度。

5. 初撑力和带压移架的影响

在大采高工作面，支架只有“撑得紧”，才会“站得稳”。支架初撑力是支架移架后对顶板最初的主动力，所以它对提高移架后支架的稳定性具有重要作用。支架初撑力大，则其主动作用于顶板上的力就大，顶板对支架的约束就强，支架的稳定性相应得到提高。

支架初撑力对顶板稳定性影响较大。如果初撑力不足，工作面直接顶易发生离层，进而造成顶板的早期破坏，导致大采高支架失稳。一般大采高支架的初撑力应为工作阻力的 78%~85%。

现场观测发现，支架在移架过程中的下滑对支架倾侧影响很大，而带压移架不仅能支撑已经离层和已破碎的下位直接顶，更能增大顶、底板摩擦阻力和顶板的反倾侧力矩，因而非常有利于防止支架的下滑和倾侧。带压移架时，立柱要保留一定的残余支撑阻力 F ，现以二柱掩护式支架为例子以说明。为简化分析，忽略掩护梁上外载及四连杆机构对支架受力的影响，如图 10-12 所示。

顶板对支架顶梁的作用力为 $R_2 = 2F \cos \rho - G_2 \cos \alpha$

底板对支架底座的作用力为 $R_1 = 2F \cos \beta - G_2 \cos \alpha$

则防止支架下滑需满足 $G \sin \alpha \leq R_1 \mu + R_2 f_2$

由以上 3 式可解得

$$F_{\min} = \frac{G(\sin \alpha - f_1 \cos \alpha) + G_2 f_2 \cos \alpha}{2 \cos \beta (f_1 + f_2)}$$

式中 α ——煤层倾角；

β ——支架立柱与垂线的夹角；

G_2 ——支架顶梁、掩护梁、连杆等部件和立柱活柱的重量对立柱活柱的作用重力；

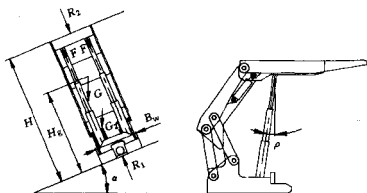


图 10-12 防止支架下滑和倾侧的支架受力

G ——支架自重；

f_1 ——支架底座与底板间的摩擦因数；

f_2 ——支架顶梁与顶板间的摩擦因数。

为保证支架稳定性，再以支架相对 o 点发生向下倾侧为条件，确定支架立柱的最小残余支撑阻力，此时支架横向稳定性方程为

$$H_g G \sin \alpha - \frac{B}{2} G \cos \alpha - \frac{B}{2} E (2F \cos \beta - G_2 \cos \alpha) - f_2 H (2F \cos \rho - G_2 \cos \alpha) \leq 0$$

式中 H_g ——支架重心高度；

B_w ——支架底座宽度；

H ——支架工作高度。

由上式得

$$F_{\min 2} = \frac{H_g G \sin \alpha + (0.5 B_w G_2 - 0.5 B_w G + G_2 f_2 H) \cos \alpha}{(B_w + 2 f_2 H) \cos \beta}$$

所以带压移架时支架立柱最小残余支撑阻力 F_{\min} 应满足

$$F_{\min} = \max(F_{\min 1}, F_{\min 2})$$

6. 输送机上、下窜动及工作面伪斜的影响

在有倾角的工作面，输送机在使用过程中，由于本身自重、采煤机上行时的反作用和下坡运输等原因，输送机沿工作面下窜动。支架通过其连接头和推移杆与输送机相连，由于输送机的下窜，使与支架的连接点向下偏移，在移架时，易造成支架推移杆和底座向下歪斜。当歪斜了的推移杆顺着这个歪斜方向推移运动时，又加大了输送机的下窜量。而推移杆的歪斜角度又随着输送机的下窜而增大，支架的底座也有可能随着改变前移方向，沿此方向出现微小的下窜。如果不及调整，则有可能造成支架顶梁与底座间的相对角位移，严重时造成大采高支架失稳。

在生产中，为防止输送机下窜，除了给输送机安装防滑装置外，往往在工艺上采用伪斜开采。所谓伪斜是指工作面一端（下端）比另一端（上端）超前一定距离。但如果伪斜量过大，又会引起输送机上窜。输送机上窜也会引发支架的歪扭，只是支架歪扭方向与前述相反。对于调伪斜的程度可用调伪斜角来表示。伪斜角是调伪斜前后工作面上、下端连线的夹角。因此，应确定合理的伪斜角，使输送机、支架均不下窜和上窜，使之处于动态相对平衡。实际生产中，应根据工作面倾角和开采工艺通过试采确定，一般控制在 $0 \sim 15^\circ$ 。

二、纵向稳定性

液压支架的纵向稳定性是指支架在运动和承载过程中，支架结构沿对称中心平面方向（垂直于工作面方向）保持其几何位态稳定的特性。

1. 水平力的影响

液压支架以四连杆机构作为其稳定机构，具有承受水平力的能力。但是，当支架承受纵向水平摩擦力时，必然引起底板比压和支架外载合力作用点的变化，如图 10-13 所示。由摩擦力引起的支架合力作用点变化为

$$e = fH$$

式中 e ——底座支撑合力与顶梁合力的距离；

f ——顶梁与顶板间的摩擦系数；

H ——支架工作高度。

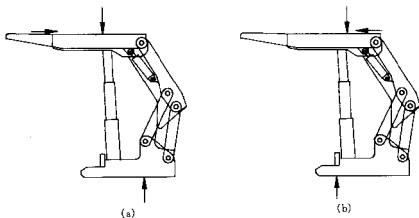


图 10-13 水平力对底座合力作用点的影响

a —顶板水平摩擦力指向采空区； b —顶板水平摩擦力指向工作面

由此可见，大采高支架合力作用点位置的变化也很大。当 $f=0.2$ ， $H=4\ 500\text{ mm}$ 时， $e=900\text{ mm}$ 。如果水平摩擦力方向指向采空区，则底座合力向后移动，有利于减少底座前端比压和纵向稳定性，反之，如果水平摩擦力方向指向工作面方向，则底座合力向前移动，使底座前端比压增大，甚至使合力超出底座，造成支架纵向失稳（栽头、倾倒）。

摩擦力的方向取决于顶梁与顶板的运动趋势，为了保证大采高支架的稳定性，设计四连杆机构时，应使顶梁的运动轨迹自上而下为向工作面倾斜的曲线。同时，应通过优化设计，合理确定支架结构参数，使支架合力作用点尽可能接近底座中部，大采高支架的底座长度和面积应比一般支架大。

2. 顶板状态的影响

顶板状态对大采高工作面支架的纵向稳定性有着至关重要的影响。在坚硬顶板条件下，当出现大面积悬顶时，顶板垮落将对支架掩护梁产生强烈的冲击，造成支架纵向失稳，甚至摧毁支架，这样的教训国内外都经历过。在稳定顶板条件下，当基本顶来压时，顶板在采空区悬而不垮或掩护梁背角太小的情况下，可能造成顶板对支架作用合力作用点后移。为此，要求支架应具有较高的支撑切顶能力。一旦支架不能满足条件时，便易纵向失稳，造成掩护梁下降变平，顶梁仰头。

在破碎顶板条件下，当支架顶梁前方片帮冒顶时，出现冒落空洞，顶梁载荷平衡被破坏，易造成支架纵向失稳，支架顶梁变成“高射炮”状态，呈现不正常的几何位态。

3. 支架架型结构的影响

架型对顶板的适应性决定着支架的纵向稳定性,合理选择支架架型和结构参数是保证支架纵向稳定性的前提。四柱支撑掩护式支架切顶能力强,在稳定顶板条件下使用,其稳定性较好。但当顶板不稳定,顶板对顶梁合力作用点前移时,前柱阻力增大,甚至出现后柱受拉的工况,顶梁被迫低头,纵向稳定性下降。

两柱掩护式大采高支架的结构参数对其纵向稳定性的影响很大,特别是顶梁柱窝前后段比值、平衡千斤顶参数和定位尺寸、掩护梁纵向投影长度和与水平夹角等参数是重要的影响因素。大采高综采实践表明,掩护式大采高支架纵向失稳主要表现为支架的正常几何位姿被破坏,平衡千斤顶拉长,顶梁处于“高射炮”状态。当平衡千斤顶行程拉尽或者损坏时,顶梁与掩护梁夹角接近甚至超过 180° 。当顶板合力后移,掩护梁上承受很大的顶板载荷时,升柱不能充分带动四连杆机构上升,造成平衡千斤顶泄液拉长,顶梁抬头。

4. 推进速度的影响

工作面推进速度直接影响顶板压力显现,从而影响支架的纵向稳定性。在坚硬顶板条件下,当出现较大面积悬顶时,应控制推进速度,采取顶板处理措施,或者增加顶板下沉时间以有利于顶板冒落。否则,如果快速推进,则易造成大面积悬顶,一旦顶板垮落形成强烈冲击压力和水平冲击波,会使支架纵向失稳。对于中等稳定或易冒落顶板,加快推进速度,可避免超前切顶,减少掩护梁载荷,有利于提高支架的纵向稳定性,形成良性循环。

第四节 大采高支架设计的技术要求

大采高支架设计的重要技术要求是应保证支架的稳定性和对大采高煤层的适应性。因此,大采高支架设计应满足以下技术要求:

(1) 如上所述,支架四连杆机构销轴与销孔配合间隙是影响支架横向稳定性的的重要因素。因此,根据目前工艺水平,要求四连杆机构销轴与销孔最大配合间隙小于 1.7 mm 。在空载条件下,支架处于最大高度时,顶梁水平状态相对底座中心线最大偏移量应小于 80 mm 。

(2) 大采高支架必须设置防倒调架装置或预留连接耳座。可将工作面排头3架支架组成“锚固站”,作为全工作面支架保持横向稳定性的基础。排头支架组一般应具有3个功能:①前调。第1、2架和第2、3架的底座前端分别用前调千斤顶连接,以保持支架底座前部的位置正确;②防倒。第1、2架和第2、3架的顶梁分别用防倒千斤顶连接,以控制排头支架不倾倒;③防滑。第一架底座下侧面与第3架底座后端用防滑千斤顶和圆环链连接,以确保第一架底座不下滑。

(3) 大采高支架一般应设置双向可调的顶梁和掩护梁活动侧护板,侧推力应大于支架重力。侧护板弹簧筒应有足够的推力,或者在千斤顶液管路上安设限压阀,以保证大采高支架受横向水平力时保持相邻顶梁之间的正常距离。侧护板限压阀应具有立柱升柱时闭锁和降柱时自动卸载的功能,以保证顺利移架。

(4) 大采高支架应设置底座调架机构。工作面支架每架设置一组调架机构,一般安装在底座后部,其结构如第三章所述。大采高支架的底调装置的推力应大于支架的重力。当支架支撑时,用底调装置顶住邻架底座,防止支架横向滑移;当支架移架时,用底调装置调整支架与邻架的间距。

(5) 当支架最大高度大于 4.5 m 时,在矿井运输和配套条件允许的情况下,应优先采用支架中心距 1.75 m ,底座宽度在保证移架时不咬架的前提下,应尽可能加宽,以提高支架的横向稳定性。底座宽度一般为中心距减去 $100\sim 150\text{ mm}$ 。当中心距为 1.5 m 时,底座宽度一般取 $1\ 350\sim 1\ 400\text{ mm}$,当支架中心距为 1.75 m 时,底座宽度一般取 $1\ 600\sim 1\ 650\text{ mm}$ 。

(6) 大采高支架必须设置护帮装置,护帮高度不小于 800 mm 。必要时可设置二级护帮板,最大护帮高度可达 2 m 以上。

第五节 典型大采高支架

一、掩护式大采高支架

1. ZY 3500/25/47 型掩护式液压支架

该支架是我国最早研制试验成功的大采高二柱掩护式支架之一，其结构外形如图 10-14 所示，液压系统如图 10-15 所示。

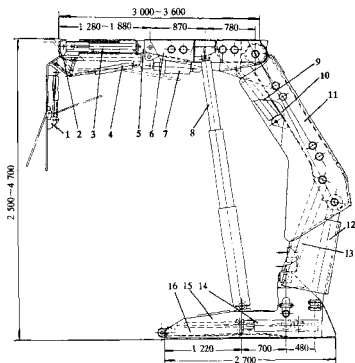


图 10-14 ZY 3500/25/47 型掩护式液压支架

1—护帮装置；2—伸缩梁；3—伸缩梁千斤顶；4—护帮千斤顶；5—前梁；6—顶梁；7—前梁千斤顶；8—立柱；9—平衡千斤顶；10—掩护梁；11—掩护梁侧护板；12—后连杆；13—前连杆；14—推移千斤顶；15—底座；16—推杆

主要特点如下：

(1) 顶梁采用分式铰接结构，铰接前梁带有内伸式伸缩梁，伸缩值为 600 mm，必要时可实现超前支护。

(2) 采用二级折叠式护帮板装置，护帮高度可达 2 m，一级护帮板通过小四连杆机构与护帮千斤顶连接，可翻转挑起临时维护顶板。

(3) 采用双 $\phi 160$ 缸径平衡千斤顶，调节力矩较大，顶梁与掩护梁间设置机械限位装置，可保证平衡千斤顶在采高较低和恶劣工况时不被损坏。

(4) 整体刚性底座与立柱连接球头焊在底座箱体上，底座刚度和强度好，不易积浮煤。

(5) 推移机构采用短推杆和 $\phi 160$ 浮动活塞千斤顶。

(6) $\phi 230$ 缸径双伸缩立柱。

2. ZY 6000/25/50 型掩护式支架

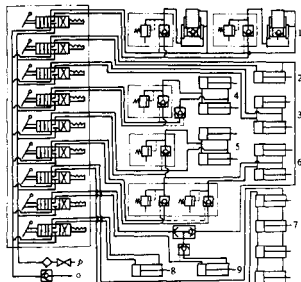


图 10-15 ZY 3500/25/47 支架液压系统

- 1—立柱；2—推移千斤顶；3—护帮千斤顶；4—伸缩千斤顶；
5—前梁千斤顶；6—平衡千斤顶；7—侧推千斤顶；
8—防倒千斤顶；9—底调千斤顶

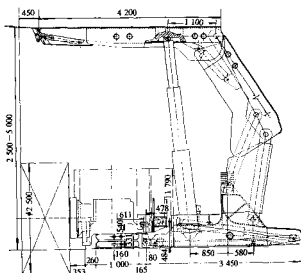


图 10-16 ZY 6000/25/50 型掩护式液压支架

该支架是为神华集团东胜矿区研制的高产高效大采高支架，配套大截面刮板输送机 and 滚筒采煤机，截深 1 m，配套生产能力日产 1.5 万 t。其结构如图 10-16 所示，液压系统如图 10-17 所示。该支架主要特点如下：

- (1) 整体顶梁，结构简单可靠。
 - (2) 双 $\phi 180$ 缸径平衡千斤顶，调节力矩大。
 - (3) 刚性分体底座，有利排矸和浮煤。
 - (4) 反向推拉长推杆式推移机构，拉架力大。
 - (5) 采用双向可调的活动侧护板，4 个 $\phi 80$ 缸径侧推千斤顶，调架力较大。
 - (6) 采用 $\phi 320$ 缸径双伸缩立柱；
 - (7) 结构件采用高强度钢板，按高可靠性原则设计。
 - (8) 采用 350 L/min 级快速移架系统。
3. 典型掩护式大采高支架技术特征

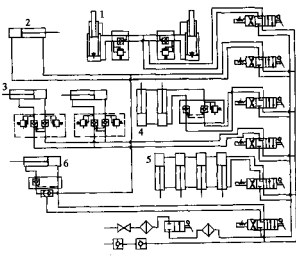


图 10-17 ZY 6000/25/50 支架液压系统

- 1—立柱；2—推移千斤顶；3—护帮千斤顶；4—平衡千斤顶；
5—侧推千斤顶；6—底调千斤顶

几种使用较成功的二柱掩护式大采高液压支架技术特征参数见表 10-5。

二、支撑掩护式大采高支架

1. ZZ 6000/25/50 型支撑掩护式支架

该支架是北京开采研究所设计的支撑掩护式支架系列产品之一，是在总结国内外大采高液压支架的使用经验，融汇液压支架技术发展最新成果的基础上设计而成的。其结构外形如图 10-18 所示，液压

表 10-5 典型掩护式大采高支架技术特征参数

项 目		ZY 3500/25/47	ZY 3500/23/45	ZY 6000/25/50
支 架	高度(mm)	2 500~4 700	2 300~4 500	2 500~5 000
	中心距(mm)	1 500	1 500	1 500
	宽度(mm)	1 430~1 600	1 430~1 600	1 430~1 600
	初撑力(kN)	2 604	2 604	5 048
	工作阻力(kN)	3 500	9 500	6 000
	支护强度(MPa)	0.65~0.684	0.602~0.759	0.827~0.864
	对底板比压(MPa)	1.28~2.08	1.2~1.6	1.61~3.80
	运输尺寸(长×宽×高)(mm)			6 610×1 430×2 500
	重量(t)	16	15.5	23
	控制方式	本架控制	邻架控制	本架控制
通用条件	顶板:基本顶/直接顶 煤层倾角	I、II/1、2 ≤20°	I、II/1、2 ≤20°	II/2、3 ≤15°
立 柱	型式	双伸缩	双伸缩或机械加长段	双伸缩
	缸径(大、小)/柱径(大、小)(mm)	230,180/210,160	230,180/210,160	320,230/290,210
	行程(一级/二级)(mm)	2 175	2 155	1 310/1 150
	初撑力/工作阻力(kN)	1 302/1 750	1 302/1 750	2 524/3 000
推 移 千 斤 顶	型式	浮动活塞	浮动活塞	双作用
	缸径/杆径(mm)	160/85	160/85	160/105
	行程(mm)	750	750	1 100
	推力/拉力(kN)	178/454	178/454	359/631
平 衡 千 斤 顶	数量(个)	2	2	2
	缸径/杆径(mm)	160/85	160/85	180/95
	行程(mm)	495	495	48
	推力、额定推力/拉力, 额定拉力(kN)	631, 846/453, 607	631, 846/453, 607	798, 948/552, 656
侧 推 千 斤 顶	数量(个)	4	4	4
	缸径/杆径(mm)	63/45	63/45	80/45
	行程(mm)	170	170	170
	推力/拉力(kN)	97.7/58.3	97.7/58.3	158/107
前 梁 千 斤 顶	数量(个)	1		
	缸径/杆径(mm)	160/85		
	行程(mm)	190		
	推力、额定推力/拉力(kN)	631, 846/453, 607		
护 帮 千 斤 顶	数量(个)	2	2	2
	缸径/杆径(mm)	80/45	80/45	80/45
	行程(mm)	430	430	500
	推力、额定推力/拉力(kN)	158, 211/107	158, 211/107	158, 194/107
神 墩 梁 千 斤 顶	数量(个)	2		
	缸径/杆径(mm)	80/45		
	行程(mm)	600		
	推力/拉力(kN)	158/107		
底 调 千 斤 顶	缸径/杆径(mm)	100/70	100/70	140/85
	行程(mm)	220	220	230
	推力/拉力(kN)	247/125	247/125	483/305

系统如图 10-19 所示。

主要特点如下:

- (1) 采用分式铰接顶梁, 双 $\phi 160$ 缸径前梁千斤顶, 前梁支撑力大, 对顶板适应性强。
- (2) 经过总体参数优化设计, 支架结构受力合理, 梁端距变化小。
- (3) 支架具有双人行通道, 通道宽敞, 有利于保证安全生产。

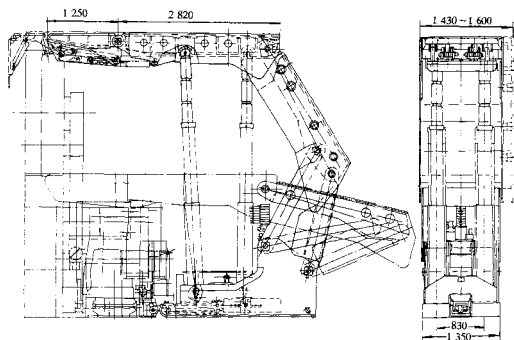


图 10-18 ZZ 6000/25/50 型支撑掩护式液压支架

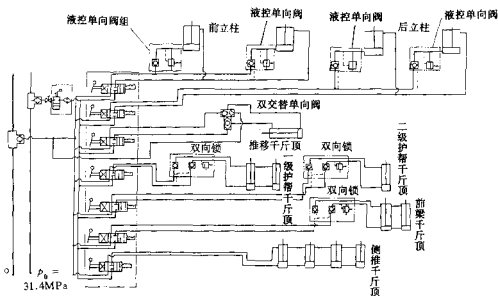


图 10-19 ZZ 6000/25/50 支架液压系统

- (4) 采用了快速移架液压系统，提高了移架速度。
- (5) 支架切顶能力大，抗冲击能力强。
- (6) 采用 4 根 $\phi 230$ 双伸缩立柱，调高范围大，采高适应性广。
- (7) 结构件采用高强度钢板，按高可靠原则设计。
- (8) 为适应配套要求，仍采用 1.5 m 中心距，为提高调架能力，采用 4 根 $\phi 80$ 行程 200 mm 侧推

板、千斤顶和 $\phi 140$ 底调千斤顶, 调架力大。

2. 典型支撑掩护式大采高支架技术特征

几种使用较成功的四柱支撑掩护式大采高支架技术特征参数见表 10-6。

表 10-6 典型支撑掩护式大采高支架技术特征参数

项 目		ZZ 4800/18/42	ZZ 5600/25/47	ZZ 6000/25/50
支 架	高度 (mm)	2 000~4 200	2 500~4 700	2 500~5 000
	中心距 (mm)	1 500	1 500	1 500
	宽度 (mm)	1 410~1 580	1 410~1 580	1 410~1 580
	初撑力 (kN)	3 943	4 980	7 730
	工作阻力 (kN)	4 800	5 600	6 000
	支护强度 (MPa)	0.72	0.821~0.892	0.84~0.92
	对底板比压 (MPa)	1.4	1.9	2.4
	运输尺寸 (长×宽×高) (mm)	4 500×1 410×1 800	6 020×1 410×2 500	6 450×1 410×2 500
	重量 (t)	16	19.6	26
	控制方式	本架控制	本架控制	本架控制
通用条件	顶板: 老顶/直接顶 煤压倾角	Ⅱ、Ⅲ/2、3 ≤25°	Ⅱ、Ⅲ/2、3 ≤20°	Ⅲ、Ⅳ/2、3 ≤15°
立 柱	型式	单伸缩带机械加长段	单伸缩带机械加长段	双伸缩
	缸径 (一級/二級) (mm)	200/85	230/210, 179	230/180
	行程 (一級/二級) (mm)	1 113/1 000	1 550/640	1 500/1 000
	初撑力/工作阻力 (kN)	986/1 200	1 245/1 400	1 303/1 500
推 移 千 斤 顶	型式	双作用差动连接	双作用	双作用
	缸径/杆径 (mm)	160/85	160/115	160/105
	行程 (mm)	800	750	750
	推涌力/拉架力 (kN)	178/453	306/631	351/631
侧 推 千 斤 顶	数量 (个)	4	4	4
	缸径/杆径 (mm)	63/45	80/45	80/45
	行程 (mm)	170	170	170
	推力/拉力 (kN)	98/48	158/107	158/107
前 梁 千 斤 顶	数量 (个)	2	2	2
	缸径/杆径 (mm)	140/105	140/105	160/105
	行程 (mm)	180	190	190
	推力、额定推力/拉力 (kN)	483, 631/211	483, 628/211	631, 751/359
护 帮 千 斤 顶	数量 (个)	1	1	1
	缸径/杆径 (mm)	100/70	100/70	100/70
	行程 (mm)	440	400	400
	推力、额定推力/拉力 (kN)	248, 322/126	247, 320/126	247, 293/126
底 调 千 斤 顶	缸径/杆径 (mm)	100/70	100/70	140/85
	行程 (mm)	227	280	230
	推力 (kN)	247	247	483

第十一章 放顶煤液压支架

第一节 放顶煤液压支架的发展和架型选择

一、放顶煤支架架型的发展和演变

放顶煤支架是随着放顶煤开采方法应运而生的,综合机械化开采运用到放顶煤开采工作面后,使放顶煤开采技术进入了一个新的发展阶段。由于工作面由液压支架实现可靠、快速的支护,采用采煤机或刨煤机采煤,放顶煤作业在安全、可靠的工作条件下进行,从而使工作面产量有明显的提高。近年来,综采放顶煤技术在我国得到迅速发展和广泛普及,综采放顶煤采煤法正成为一种高产高效采煤方法。

1957年,前苏联研制出KTY型掩护式放顶煤液压支架,并在库兹巴斯煤田的托姆乌辛斯克矿使用,开采该矿的2号和4~5号煤层。煤层厚为9~12m,煤层倾角5~18°。该放顶煤工作面为预先开采顶层煤铺设人工假顶,然后再采底煤。采用具有单输送机的KTY掩护式放顶煤支架回收顶煤。其开采过程如图11-1所示。

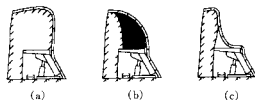


图11-1 KTY型掩护式放顶煤开采示意

a—采煤,移架; b—放顶煤; c—放煤结束

1963年法国研制出用于放顶煤开采的支撑掩护式放顶煤液压支架,如图11-2所示,并且于1964年在布朗齐矿区试验成功。该支架为四柱式,尾梁呈“香蕉”形,其摆动角度由千斤顶控制,配有两台输送机,第二台输送机安置于尾梁后部的底板上。采煤时,支架上面铺网,冒落顶煤通过尾梁后面网上的开口装入第二台输送机。支架的主要技术特征见表11-1。

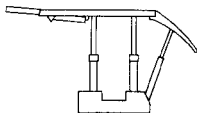


图11-2 “香蕉”型放顶煤支架

表11-1 “香蕉”型放顶煤支架特征

项 目	参 数
支架高度 (mm)	1 800~2 800
工作阻力 (kN)	2 352
支护强度 (kN/m ²)	430
初撑时压力 (MPa)	25
工作阻力时压力 (MPa)	57
最大倾角 (°)	30
支架质量 (kg)	4 800
适用煤层厚度 (m)	5~12

自70年代开始,法国、前西德、英国等国家陆续研制成功了“开天窗”的支撑掩护式或带插板的支撑式放顶煤液压支架。英国研制的开“天窗”式放顶煤支架如图11-3所示,该支架在掩护梁上开了放顶煤“天窗”,由液压千斤顶控制开关,“天窗”附近装有搅动杆,以便于冒落顶煤,掩护梁上还有钻眼孔,供煤硬不落后打眼放炮。第二台输送机安置在支架后部底座上。

法国针对“香蕉”尾梁式放顶煤支架存在的问题,先后研制成功MB 17×28S、FB 21×30S型放顶煤液压支架,如图11-4、图11-5所示,技术特征见表11-2。MB 17×28S放顶煤液压支架为四柱掩护式,掩护梁通过液压千斤顶控制进行伸缩,便于顶煤冒落装煤。第二台输送机放置在底板上。FB 21

×30S型放顶煤液压支架为四柱支撑掩护式，掩护梁上面设有落煤窗口，由液压千斤顶控制其开关，落煤窗口内装有一个液压控制的搅动杆，有助于破碎大块煤，并有助于顶煤冒落操作。掩护梁上还有圆孔，用以通过此孔将管子伸向采空区，以便输送氮或泡沫。掩护梁无四连杆机构，而直接与支架底座的尾端相铰连。在顶梁、掩护梁的侧护板及落煤口处装有若干喷嘴，以便喷水除尘。第二台输送机放在支架后部的底座上。

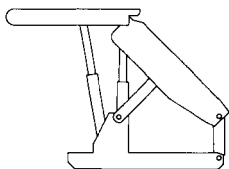


图 11-3 开“天窗”式放顶煤液压支架

表 11-2 MB 17×28S 和 FB 21×30S 型支架技术特征

技术特征	MB 17×28S	FB 21×30S
最小和最大高度 (m)	1.75—2.8	2.06—2.98
初撑力 (kN)	2 815	2 380—3 005
工作阻力 (kN)	4 020	3 260—4 120
支护强度 (kN/m ²)	435—535	515—750
初撑压力 (bar)	350	350
工作压力 (bar)	500	450
移架力 (kN)	540	705
移溜力 (kN)	205	370
质量 (t)	8.9	13.35

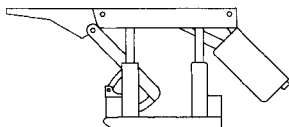


图 11-4 法国 MB 17×28S 型支架

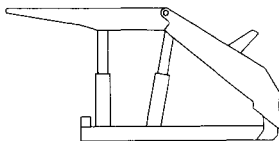


图 11-5 法国 FB 21×30S 型支架

MB 17×28S 和 FB 21×30S 型放顶煤液压支架分别代表了插板式和开“天窗”式放顶煤液压支架的结构特点。这两类支架都配有双输送机运煤，滚筒采煤机采煤，然后由掩护梁上的窗口或插板放出顶煤。这两类支架的主要区别是：插板式放顶煤液压支架重量较轻，后部空间大，易于排放大块煤，而且输送机置于煤层底板上，便于维修。“天窗”式放顶煤液压支架重量较大，支架整体稳定性好，放煤输送机置于支架底座之上，便于推移和放顶煤。

80 年代初期，匈牙利研制成功单输送机前开“天窗”式放顶煤掩护式支架，结构如图 11-6 所示，机采煤炭与放落顶煤均用此单输送机运输，在实际运用中，取得了良好的效果。

1982 年，煤炭科学研究总院北京开采研究所与沈阳煤炭研究所共同设计，郑州煤矿机械厂制造的 FY 400—14/28 型放顶煤液压支架是我国首次研制成的放顶煤支架。1984 年，在沈阳矿务局蒲河矿投入试验，开始取得了较好的效果，后来因支架稳定性差，工作面而发火，中止了试验。虽然没有取得预期的效果，但人们已经看到了这种新型支架的前景，从此拉开了设计、研制放顶煤液压支架的序幕，经过我国煤炭科技工作者十几年的辛勤努力，研制成功数十种放顶煤液压支架。兖州矿务局东滩煤矿使用国产放顶煤液压支架创造了年产 410 万 t 高产高

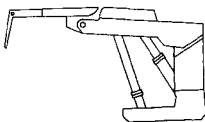


图 11-6 匈牙利 VHP-732 型“天窗”式放顶煤支架

效纪录，这标志着我国放顶煤液压支架的设计、制造走在了世界前列。

我国放顶煤液压支架发展从低位放顶煤液压支架的研制开始，经历了高位、中位放顶煤，现在又回到低位放顶煤。最初的放顶煤支架采用的是低位放煤，代表架型是 FY 400-14/28 型放顶煤液压支架，结构如图 11-7 所示。1987 年平顶山矿务局引进了匈牙利 VHP-732 型放顶煤支架，该支架在缓倾斜工作面试验，最高月产达 5.5 万 t，获得了成功。随即我国研制成高位放顶煤液压支架，结构如图 11-8 所示。由于其放煤口高、放煤口小，存在顶煤损失大、放煤与采煤机割煤不能平行作业、效率低等缺点，目前除了个别矿使用外，已基本淘汰。

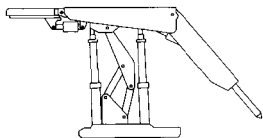


图 11-7 FY 400-14/28 型放顶煤液压支架

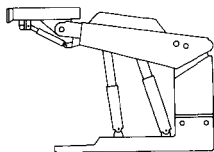


图 11-8 高位放顶煤液压支架

80 年代末至 90 年代初，我国研制出中位放顶煤液压支架，结构如图 11-9 所示。这种支架比单输送机高位放顶煤支架有所改进，有两部输送机，割煤、放煤可以平行作业，提高了效率，放煤口比高位放顶煤支架有所降低。随着放顶煤实践的深入，中位放顶煤支架也暴露出一些突出的缺点，主要是放煤口仍然较小，受结构限制，放煤口不能连续，有背背损失，采出率低，后部空间狭小，维修和清理浮煤不方便，底座前端比压大等。针对中位放顶煤液压支架存在的问题，我国又研制出低位放顶煤液压支架，结构如图 11-10 所示。早期的低位放顶煤支架是由铺网支架演变而来的，其基本结构和铺网支架类似，只是尾梁加上了插板，用于放煤。低位放顶煤液压支架是目前使用效果较好的架型。北京开采研究所在认真总结综采放顶煤技术成果，分析研究各种放顶煤支架特点和使用经验的基础上，研制出新一代反向四连杆低位放顶煤支架，它是一种结构更加合理，用途更加广泛的新架型。

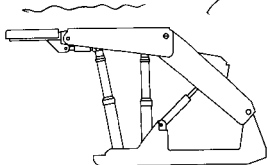


图 11-9 中位放顶煤液压支架

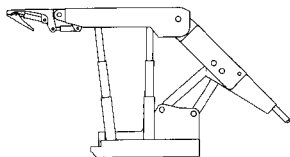


图 11-10 低位小插板放顶煤液压支架

二、高位放顶煤液压支架的特点和适应性

高位放顶煤液压支架是指单输送机、短顶梁、掩护梁开天窗高位放顶煤的掩护式支架，我国已投入使用的这类支架有 FYD 440-26/32 型、ZYF 4000-17/32 型放顶煤液压支架，结构如图 11-11 和图 11-12 所示，技术特征见表 11-3。

1. 高位放顶煤液压支架的特点

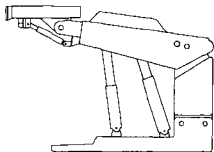


图 11-11 FYD 440-26/32 型放顶煤液压支架

(1) 支架结构简单, 采煤机割的煤和放落的顶煤由一部输送机运出, 端头维护空间小, 整个工作面设备布置与普通长壁工作面相同, 便于维护管理, 减少事故发生点。

(2) 支架的长度较短, 结构紧凑, 稳定性和封闭性都较好。

(3) 掩护梁放煤口尺寸较大, 有利于顶煤的放出, 但放煤口位置高, 煤炭损失大。

(4) 由于顶梁短, 放煤口位置距煤层较近, 因此, 对煤层冒放性的要求较高。一方面要求梁端顶煤要完整, 不冒顶、不片帮; 另一方面, 在顶梁后即是放煤口, 要求顶煤破碎, 能顺利放出。

(5) 在放煤状态时放煤槽与底座夹角是 35° , 难以达到 40° 。试验表明, 在钢质表面, 干燥的散煤安息角约 25° , 如果遇上仰采, 当仰采角度为 10° 时, 就开始出现放煤流动不畅, 向左右溢出, 大部分落在输送机采空侧, 严重影响放煤工序的进行和顶煤的运出。

(6) 支架在放煤时, 正常行人通道基本上被切断, 减少了工作面安全出口。

(7) 由于是高位放煤, 煤尘很大, 但支架通风断面小, 使得防灭尘工作量大大, 要求高。

(8) 采、放同用一部输送机, 本架不能前、后平行作业, 影响产量的提高。

高位放顶煤液压支架可分为插底板式单输送机放顶煤液压支架和不插底板式单输送机放顶煤液压支架。插底板式单输送机放顶煤液压支架底座长, 底板比压分布均匀, 前端比压小, 俯采也能适应。但是, 增加设备配套的复杂性和事故率, 而且, 由于支架底座插在输送机下面, 抬高了溜槽, 装煤效果不好, 只好增加采煤机跑空刀工序来装煤, 不利于产量的提高, 放煤状态时无行人通道。不插底板式单输送机放顶煤液压支架前端对底板比压大, 特别是在较大截深时, 要求底板坚硬。使用这种支架, 采煤机装煤效果好, 提高了有效工作时间; 放煤状态时人行道基本畅通, 通风断面大。

2. 高位放顶煤液压支架适应性

高位放顶煤液压支架顶梁短, 在软煤层中使用有可能因顶煤冒空使顶梁失去有效的支撑, 而且作为掩护式支架, 前端对底板比压大, 尤其是不插板式放顶煤液压支架, 易发生扎底。因此, 高位放顶煤液压支架主要用于缓倾斜厚煤层中。在急倾斜煤层条件下, 矿山压力较小, 煤的冒放性好, 且不易发生片帮, 在水平分段使用高位放顶煤液压支架是可行的, 不适合在软煤层中使用。

高位放顶煤液压支架对以下地质条件比较适应:

(1) 煤层硬度系数 $f=1.5\sim 2$, 煤的层节理比较发育;

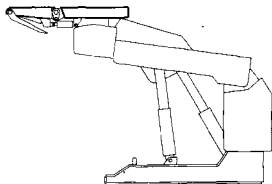


图 11-12 ZYF 4000-17/32 型放顶煤液压支架

表 11-3 FYD 440-26/32、ZYF 4000-17/32 型液压支架技术特征

技术特征	FYD 440-26/32	ZYF 4000-17/32
最小最大高度 (m)	2.6~3.2	1.7~3.2
初撑力 (kN)	3 833~3 923	3 628
工作阻力 (kN)	4 225~4 315	4 000
支护强度 (MPa)	0.55~0.89	0.76
初撑压力 (MPa)	31.4	31.4
工作压力 (MPa)	34.3	34.3
推溜力 (kN)	305	240
拉架力 (kN)	482	351
质量 (t)	13	17

(2) 煤层厚度不宜太厚, 以 6~8 m 为宜, 以利于顶煤的破碎。如果煤层节理裂隙发育良好, 开采厚度可以增加。

(3) 布置工作面和制定采煤工艺时, 避免仰采或减小仰采, 使仰采角度不大于 10°, 保证顺利放煤。

(4) 底板抗压入强度较大, 顶板能随采随冒, 保证工作面推进速度和较高的采出率。

由于高位放顶煤支架对复杂煤层条件的适应性差, 以及结构上不可克服的缺陷, 该种支架目前已很少使用, 属于已被淘汰的架型。

三、中位放顶煤液压支架的特点和适应性

中位放顶煤液压支架是指双输送机运煤, 在掩护梁上开放煤口, 中位放煤的支撑掩护式液压支架。已投入使用的中位放顶煤液压支架, 单铰接式的有 ZFSG 4400/16/28 型放顶煤液压支架, 四连杆式的有 FYC 400/16/28 型放顶煤液压支架, 结构形式如图 11-13 和图 11-14 所示, 技术特征见表 11-4。

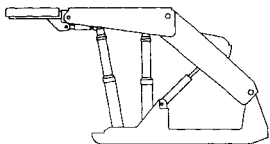


图 11-13 ZFSG 4400/16/28 型放顶煤液压支架

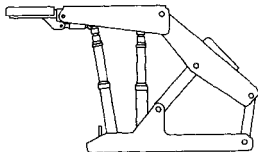


图 11-14 FYC 400-16/28 (A) 型放顶煤液压支架

表 11-4 典型中位放顶煤液压支架技术特征

技术特征	ZFSG 4400/16/28	ZFS 3000/19/28	FYC 400-16/28 (A)	ZFS 4400/19/28
最小最大高度 (m)	1.6~2.8	1.9~2.8	1.6~2.8	1.9~2.8
初撑力 (kN)	3 832~3 922	2 432~2 522	3 090~3 180	3 734~3 824
工作阻力 (kN)	4 225~4 315	2 850~2 940	3 830~3 920	4 117~4 207
支护强度 (MPa)	0.802~0.829	0.73~0.75	0.73~0.75	0.73~0.78
初撑压力 (MPa)	31.4	31.4	31.4	31.4
工作压力 (MPa)	34.3	36.5	34.3	37.8
推溜力 (kN)	157	184	121	332
拉架力 (kN)	325	382	364	493
质量 (t)	13.5	10.3	12	11.2

1. 中位放顶煤液压支架的特点

中位放顶煤液压支架曾经是我国使用较广泛的放顶煤液压支架, 其特点如下:

(1) 支架稳定性和密封性好, 抗偏载和抗扭能力大, 不易损坏。

(2) 放煤口距煤壁较远, 有助于工作面前方顶煤的维护。支架顶梁长, 有利于反复支撑顶板, 增加顶煤的破坏程度。

(3) 由于采、放分别使用两部输送机, 可以实现平行作业。

(4) 受放煤口尺寸的限制, 架与架之间有三角煤放不下来, 即所谓“脊背损失”, 同时放煤口容易发生大块煤堵塞现象, 放煤效率较低。

(5) 后输送机放在支架底座上, 后部空间有限, 大块煤通过困难, 并且移架阻力较大。

(6) 掩护梁不能摆动, 二次破煤能力差。

中位放顶煤液压支架又分为四连杆式和单铰接式。四连杆式支架的最大特点是，支架在调高范围内，顶端的运动轨迹为双扭线，其水平方向的变化量很容易控制在 100 mm 以内，这使支架在调高幅度较大的情况下能有效地控制梁端距。同时，在倾斜煤层条件下，四连杆机构的抗扭性能要优于单铰接机构。单铰接式支架的顶端运动轨迹是一条圆弧，在支架调高范围内，顶端的运动轨迹变化比较大，可达 500 mm 以上，故在普通综采支架上基本不用，但在放顶煤开采条件下使用，因为其机采采高变化不大，所以，在此高度范围内，梁端距变化不大，从而发挥了结构简单、封闭性和稳定性好的长处，而且与四连杆机构相比，后部输送机具有较大的过煤和维修空间。

2. 中位放顶煤液压支架的适应性

中位放顶煤液压支架的适应性较强，在各种煤层条件下均有成功的实例，取得了良好的技术经济效益。普通的缓倾斜中硬厚煤层都可选用中位放顶煤液压支架，特别是在矿压显现剧烈，有悬顶危险的条件下，中位放顶煤液压支架适应性较好。在软底板条件下，由于支架底座前端比压大，易出现“扎底”现象，移架困难。目前，中位放顶煤液压支架已逐渐被低位放顶煤液压支架取代，原有的中位放顶煤液压支架除一部分还在使用外，有的被改造，有的已报废。

四、低位放顶煤液压支架的特点和适应性

低位放顶煤液压支架是一种双输送机运煤，在掩护梁后部铰接一个带有插板的尾梁，低位放煤的液压支架，一般为四柱支撑掩护式。这类支架有一个可以上、下摆动的尾梁（摆动幅度 45°左右），用以松动顶煤，并维持一个落煤空间。尾梁中间有一个液压控制的插板，用以放煤和破碎大块煤，具有连续的放煤口。已投入使用的代表性低位放顶煤液压支架有小插板式的 ZFSB 3600/17/28 型放顶煤液压支架，大插板式的 ZFSB 4000/17/28 型放顶煤液压支架，结构如图 11-15 和图 11-16 所示，技术特征见表 11-5。

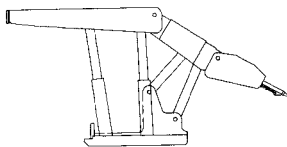


图 11-15 ZFSB 3600/17/28 型放顶煤液压支架

1. 低位放顶煤液压支架特点

低位放顶煤液压支架的原始形式是 FY 400/14/28 型放顶煤液压支架，经过在放顶煤实践中不断探索和改进，现在发展成以 ZFSB 3600/17/28 型放顶煤液压支架为代表的低位小插板放顶煤架型和以 ZFSB 4000/17/28 型放顶煤液压支架为代表的反向四连杆式低位大插板放顶煤架型。这两种架型适应性强，是目前放顶煤的主导架型，具有良好的推广前景，主要特点如下：

(1) 由于放煤口低并且连续，放煤效果好，没有脊背损失，采出率高。

(2) 和其它放顶煤支架架型相比，从煤壁到放煤口的距离最长，经过顶梁的反复支撑和在掩护梁上

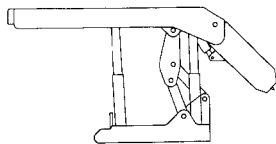


图 11-16 ZFSB 4000/17/28 型放顶煤液压支架

表 11-5 典型低位放顶煤液压支架技术特征

技术特征	ZFSB 3600/17/28	ZFSB 4000/17/28
最小最大高度 (m)	1.7~2.8	1.7~2.8
初撑力 (kN)	2 430~2 520	3 196
工作阻力 (kN)	3 350~3 528	4 000
支护强度 (MPa)	0.64~0.68	0.61
初撑压力 (MPa)	31.4	31.4
工作压力 (MPa)	34.3	39.2
推溜力 (kN)	211	264
拉架力 (kN)	309	385
质量 (t)	13.5	13.78

方的垮落,使顶煤破碎较充分,对放煤极为有利。

(3) 后输送机沿底板布置,浮煤容易排出,移架轻快,同时尾梁插板可以切断大块煤,使放煤口不易堵塞。

(4) 低位放煤使煤尘减少。

(5) 支架的抗扭、抗偏载能力强,稳定性好。

(6) 后部放煤空间大,尾梁摆动角度大,有利于顶煤的冒落,放煤效率高。

2. 低位放顶煤液压支架的适应性

低位放顶煤液压支架适应性强,在急倾斜煤层和缓倾斜中硬煤层、三软煤层放顶煤综采中都取得了成功,是目前我国广泛使用的放顶煤液压支架架型。尤其是以反向四连杆式低位大插板放顶煤液压支架为代表的新型高效放顶煤液压支架成为放顶煤液压支架架型发展的方向。

第二节 放顶煤液压支架设计的技术要求

一、基本参数的确定

液压支架是放顶煤综采的关键设备,合理确定放顶煤液压支架的基本参数,对充分发挥综采设备的效能影响很大。

1. 支护强度

液压支架的支护强度是液压支架最主要的技术参数之一,它的实质是代表液压支架对顶板的支护能力。支护强度主要取决于工作面顶板条件、煤层埋藏深度和采高等因素。放顶煤支架支护强度的确定与普通支架支护强度的确定有较大的区别。实践证明,放顶煤工作面来压强度一般要低于普通综采工作面的来压强度。放顶煤液压支架支护强度的确定方法还不够成熟,现简要介绍两种。

1) 根据断裂角确定放顶煤支架支护强度。

在顶煤强度比较高和节理、裂隙不发育时,顶煤能有效地将顶板下沉传递给支架,支架除承担顶煤和顶板的部分重量外(给定载荷),还要承担顶板来压时的动载,即支架允许形成平衡结构的顶板有一定的弯曲变形。

阳泉矿务局四矿北 8312 工作面相似材料模拟结果表明,不同层位顶板的断裂点随层位的升高向采空区方向移位,断裂点的连线近似成为一斜线(断裂线)倾向煤壁前方,断裂角一般为 $60 \sim 65^\circ$ 。由于断裂角的存在,使采场上覆岩层厚度超过一定值后,上部岩层再冒落时,岩块将垮落在采空区内(支架后方),即产生的动载荷对支架没有直接影响。

假设:①直接顶在煤壁处断裂,断裂点随层位的升高向采空区方向转移(这种情况对支架的受力最不利);②断裂点过渡到控顶区以外的岩层垮落时对支架无直接影响(如图 11-17 所示)。对支架载荷有直接影响的岩层范围可用下式计算,即

$$H = (L + h_1 / \tan \alpha) \tan \theta \quad (11-1)$$

式中 H ——对支架有直接影响的岩层厚度 (m);

L ——有效控顶距 (m);

h_1 ——顶煤厚度 (m);

α ——顶煤断裂角 ($^\circ$);

θ ——顶板断裂角 ($^\circ$)。

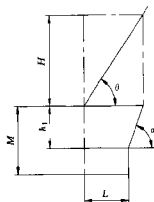


图 11-17 岩层断裂角的影响

由上式可以看出,当煤层厚度和控顶距一定时,对支架载荷有直接影响的上覆岩层厚度,主要取决于岩层的断裂角 θ 和顶煤的断裂角 α ,顶板断裂角越大,对支架产生直接影响的岩层范围越小(见表11-6)。

由表11-6可以看出,阳泉四矿北8312工作面支架有直接影响的岩层厚度 H 为煤层厚的1.2~2.3倍,这部分岩层位于垮落带内,其中包括不规则垮落和部分规则垮落带顶板。该范围内的顶板对支架载荷产生直接影响,并对支架施加静载荷 q_1 ,即

$$q_1 = \gamma_1 h_1 + \gamma_2 H \quad (11-2)$$

式中 q_1 ——支架的静载支护强度 (kN/m^2);

γ_1 ——顶煤的容重,取 $14 \text{ kN}/\text{m}^3$;

γ_2 ——顶板岩石的容重,取 $25 \text{ kN}/\text{m}^3$ 。

由式(11-2)计算出的支护强度是支架承受静载的能力,支架的这部分强度可使支架与围岩相互作用体系具有一定的刚度,防止非来压期间机道上方顶煤发生冒落和来压时支架承受过大的冲击载荷。在一定条件下,放顶煤开采也有顶板来压显现,支架载荷有不同程度的升高,因此,放顶煤液压支架支护强度除要考虑静载荷外,还要考虑顶板来压时的动载作用。考虑动载作用时支架的支护强度可由下式估算为

$$q_2 = k(\gamma_1 h_1 + \gamma_2 H) \quad (11-3)$$

式中 q_2 ——支架的动载支护强度 (MPa);

k ——动载备用系数,一般取 $1.1 \sim 1.4$ 。

动载备用系数与顶板结构、顶煤强度及厚度有关,一般规律是顶煤强度越高,顶煤越薄,顶板运动时对支架产生的动载越大;反之,顶板的强度越低,顶煤越厚,顶板运动时对支架产生的动载越小。

用式(11-2)和式(11-3)对几个实测工作面的支架强度进行了估算,其结果见表11-7。从表11-7可以看出,支架支护强度的估算值大于实测值。

表 11-7 放顶煤液压支架支护强度实测与估算值对比

工 作 面	非顶板来压时的支护强度 (kN/m^2)		顶板来压时的支护强度 (kN/m^2)		动 载 备 用 系 数
	实测值	估算值	实测值	估算值	
阳泉矿务局四矿北8321	247.5	333	442.5	467	1.4
沈阳矿务局蒲河矿	255	455	460	546	1.2

注: 1. 计算时取 $L=5 \text{ m}$, $\alpha=85^\circ$, $\theta=65^\circ$; 2. 四矿北8312工作面煤层厚 $M=5.75 \text{ m}$; 3. 沈阳蒲河矿放顶煤工作面煤层厚 $M=12 \text{ m}$ 。

2) 参照相同条件确定放顶煤支架支护强度。

如果同一煤层或同一矿区的其它工作面已开采,已有矿压观测资料,可以根据这些矿压资料确定放顶煤支架的支护强度;如果同一煤层已使用过放顶煤液压支架,则可以根据放顶煤支架的使用情况来确定支架的支护强度。

无论采用那种方法确定放顶煤支架的支护强度,都必须考虑一定的富裕量。

2. 工作阻力

液压支架的工作阻力即为支架的合力,是支架的主要参数之一,它代表了支架的支承能力。当支架的支护强度确定以后,根据配套尺寸确定支架的顶梁长度和控顶距,就可以算出支架的工作阻力。

$$P = \frac{q_2(L_k + L_D)B}{\eta_s} \quad (11-4)$$

式中 P ——支架的工作阻力 (kN);
 q_x ——支架的支护强度 (MPa);
 L_k ——控顶距 (m);
 L_D ——顶梁长度 (m);
 B ——支架中心距 (m);
 η ——支架的支护效率。

支架支撑时主动支撑顶板的力即为支架的初撑力。初撑力的大小由立柱的缸径、数量和泵站压力所决定。放顶煤液压支架的初撑力应控制在工作阻力的 60%~80%。对于比较硬的顶煤,初撑力可取上限,有利于顶煤的破碎放煤;对于顶煤较软的工作面,不需要过高的初撑力来平衡顶煤的早期运动。初撑力过大,一方面支架在移架过程中反复支撑顶煤,容易使顶煤更加破碎,造成顶煤提前冒落;另一方面,过大的初撑力常大于实际顶煤对支架顶梁的压力,造成不必要的浪费。

3. 采高

综放工作面机采高度主要由煤壁的稳定性、采煤机生产能力及顶板管理状态所决定,一般控制在 2.5 m 左右。对于高产高效工作面,为了提高工作面的推进速度,并考虑割煤速度通常大于放顶煤速度的情况,可根据煤层的厚度、顶煤冒放性以及工作面通风和液压支架后部空间合理的要求确定综放工作面的机采高度,一般取 2.8~3.2 m。

二、安全性和适应性要求

采用放顶煤综采的 4 个重要条件是:地质条件的适应性,液压支架选型正确性,采放工艺的合理性和工作面管理的严格性。其中前两个条件是基础,后者是保证。显而易见,要采用放顶煤综采,其中重要的一项工作是正确选择放顶煤液压支架架型。现阶段我国已经在急倾斜特厚煤层、缓倾斜中硬厚煤层 ($f \leq 3.5$)、“三软”厚煤层、倾斜厚煤层 (倾角 $20^\circ \leq \alpha \leq 35^\circ$) 有了一些放顶煤综采成功的实例,对于合理选择放顶煤液压支架提供了宝贵经验。

1. 对缓倾斜中硬煤层放顶煤液压支架安全性和适应性的要求

缓倾斜条件下的放顶煤工作面约占综放工作面总数的 70% 以上,而且地质条件差别大,所以架型选择的余地大。在选型时一般根据以下原则:

(1) 必须保证放煤效果。能否把煤放下、放好,是缓倾斜中硬厚煤层开采最突出的问题,也是放顶煤液压支架选型的关键。保证放煤效果,首先是选择放煤的形式,低位放顶煤液压支架的放煤口是连续的,而且放煤口面积大,有利于大块煤放出,无背背损失,适合于缓倾斜综放工作面。

(2) 保证落放煤的运输空间。双输送机放顶煤液压支架要有足够的后部运输空间,这对缓倾斜中硬煤层长壁放顶煤开采尤为重要。放煤过程中难免出现大块煤或矸石,如果处理得不好,可能堵塞运输通道,损坏设备。同时,空间太小,也影响设备维修,人员通行和安全。

2. 对倾斜厚煤层放顶煤液压支架安全性和适应性的要求

(1) 倾斜厚煤层放顶煤液压支架的技术关键在于提高其稳定和抗扭性能,提高掩护梁的抗扭能力,保证在大倾角下支架能正常工作。

(2) 支架各部的密闭性要好,尤其是顶梁端部,防止漏煤、冒顶,切实保证顶梁的接顶性,避免倒架。

(3) 加大支架初撑力,有利于防止顶煤和上覆岩层过早离层,从而防止顶煤垮落切顶线前移,提高支架的支护性能。

(4) 提高支架防倒、防滑性能。

3. 对“三软”厚煤层放煤液压支架安全性和适应性的要求

(1) 在缓倾斜“三软”条件下, 因为顶梁上方是已破碎的顶煤, 断裂线前倾已深入到煤壁上方, 顶梁太短, 冒空区可能到达煤壁附近的上方。因此, 高位放顶煤支架架型不宜用于“三软”煤层的放顶煤开采, 低位放顶煤液压支架是较理想的架型。

(2) 为了防止架前冒顶, 要求顶梁(或前梁)端部承载能力大, 并且要把支架控顶的全长范围最大限度地严密地封闭起来, 有效地控制漏顶。除了顶梁外, 应注意掩护梁或尾梁的密封性能。

(3) 在保证对底板合理比压的前提下, 适当加大初撑力, 有利于端面顶煤的维护。

4. 对急倾斜特厚煤层的放顶煤液压支架安全性和适应性的要求

急倾斜特厚煤层放顶煤综采工艺, 是指在煤层倾角大于 45° 、煤层厚度大于 20 m 的条件下, 把煤层沿水平分成 $6\sim 12\text{ m}$ 的分段, 使用以液压支架为主体的综采设备开采的放顶煤采煤法。由于急倾斜特厚煤层矿压小、工作面短, 因此, 选择的支架应具有工作阻力小、体积小、重量轻、推进速度快等优点。低位放顶煤液压支架架型比较适合于急倾斜特厚煤层综放工作面。

三、放煤机构的设计

放煤机构是设计放顶煤液压支架的关键, 它不但能自由地控制放煤, 而且具有对放下的大块煤破碎的功能。放煤机构主要有3种型式, 即摆动式放煤机构、插板式放煤机构和折页式放煤机构。

1. 摆动式放煤机构

摆动式放煤机构如图11-18所示, 由放煤千斤顶、小插板千斤顶、放煤摆动板和小插板组成, 主体是放煤摆动板。放煤摆动板内部设有轨道, 用以安装小插板, 上端铰接在掩护梁放煤口上沿, 在中、下部由两个一端固定在底座上的放煤千斤顶推拉, 使放煤摆动板上下摆动, 与掩护梁形成一定的角度, 用于破碎顶煤和打开整个窗口。

在放煤摆动板内装有可伸缩的小插板, 小插板前端设有用于插煤的齿条, 齿条下部有耳座, 与插板千斤顶联接。在插板千斤顶作用下, 插板伸出或收回, 用于启闭局部窗口。

摆动式放煤机构在关闭状态时, 小插板伸出, 搭在放煤口前沿; 放煤时, 由液压控制系统先收缩小插板, 以免损坏插板, 然后摆动放煤机构。

2. 插板式放煤机构

插板式放煤机构分为大插板放煤机构(如图11-19所示)和小插板放煤机构(如图11-20所示), 它们都是由尾梁、尾梁千斤顶、插板和插板千斤顶组成, 结构相似, 工作原理相同。区别在于大插板放煤机构的尾梁与顶梁铰接, 尾梁千斤顶一端与尾梁联接, 另一端与顶梁联接, 插板结构尺寸大, 插板千斤顶行程大, 形成的后部放煤空间大; 小插板放煤机构的尾梁与掩护梁铰接, 尾梁千斤顶一端与尾梁联接, 另一端与掩护梁联接, 插板结构尺寸小, 插板千斤顶行程小, 形成的后部放煤空间也较小。

尾梁和插板都是由钢板焊接而成的箱形结构, 尾梁体内设有滑道, 插板安装在滑道内, 操纵插板千

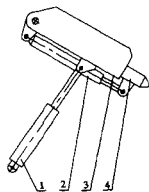


图 11-18 摆动式放煤机构

1—放煤千斤顶; 2—小插板千斤顶; 3—放煤摆动板; 4—小插板

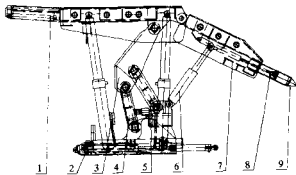


图 11-19 大插板放煤机构

1—顶梁; 2—底座; 3—斜梁; 4—前连杆; 5—后连杆;
6—尾梁千斤顶; 7—尾梁; 8—插板千斤顶; 9—插板

千斤顶可使插板在滑道上滑动，实行伸缩。关闭或打开放煤口，操纵尾梁千斤顶，可使尾梁上下摆动，以松动顶煤或放煤，插板的前端设有用于插煤的齿条。

插板放煤机构在关闭状态时，插板伸出，挡住矸石流入后部输送机；放煤时，收回插板，利用尾梁千斤顶和插板千斤顶的伸、缩调整放煤口进行放煤。

3. 折页式放煤机构

折页式放煤机构（如图 11-21 所示）由折页板和折页千斤顶组成。它由两扇可转动的折页门开启、关闭来控制放煤。由于受结构限制，折页门在放煤位置时很难达到垂直掩护梁位置，影响放煤口面积，而且折页板铰接处留有较大缝隙，密封性能差，这种放煤机构已基本不使用。

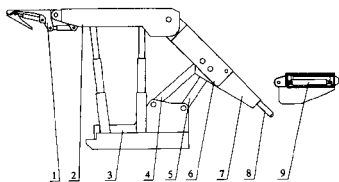


图 11-20 小插板放煤机构

1—前梁；2—顶梁；3—底座；4—前连杆；5—后连杆；6—掩护梁；
7—尾梁；8—插板；9—插板千斤顶

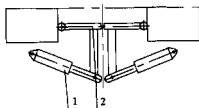


图 11-21 折页式放煤机构

1—折页千斤顶；2—放煤折页板

四、喷雾降尘系统

综采放顶煤工艺主要有割煤、移架和放落顶煤，放煤产量一般占产量的 60%~70%。由于顶煤位置高，受矿山压力作用的顶煤破碎后垮落下来，与普通综采相比增加了新的煤尘源。放煤口位置愈高，煤尘愈大。如果煤层含水低，煤质软、粉煤多，煤尘也会增大。但综放的煤尘严重处仅在局部小范围内，只要采取一定措施，解决好防尘技术，制约放顶煤开采推广使用的煤尘问题是可以解决的。

(1) 每架支架的喷雾降尘系统由球形截止阀、喷水阀、喷头及管路组成（如图 11-22 所示），架间有管路相通，喷头设置在放煤口处。

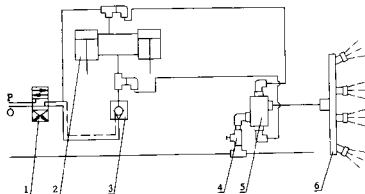


图 11-22 喷雾降尘系统

1—操作阀；2—插板千斤顶；3—液控单向阀；4—球形截止阀；5—喷水阀；6—喷嘴

(2) 为减少煤尘，喷雾降尘系统采用随动系统控制。在收插板放煤时，插板千斤顶上腔液体进入喷水阀，打开喷水阀，使水路畅通，喷头喷雾形成雾墙，减少煤尘，而且只要放煤插板不关闭，喷头就一

直喷雾,直到放完顶煤为止。

第三节 新型反向四连杆大插板低位放顶煤支架

在总结综采放顶煤技术成果,分析研究各种放顶煤支架特点和使用经验的基础上,北京开采研究所与有关单位合作研制出新一代反向四连杆大插板低位放顶煤支架系列,分别在靖远矿务局,阳泉矿务局进行了工业性试验,取得成功。采区采出率比使用中位放顶煤支架提高6.4%~8.6%,放煤效率提高30%以上。近3年来,该系列支架已先后在阳泉、大屯、徐州、龙口、韩城、华亭、淮南、铜川及水城等矿区推广使用20余套,并且出口到俄罗斯。

该系列部分支架的主要技术参数见表11-8。

表 11-8 新型反向四连杆低位放顶煤支架主要技术特征

项 目	ZFSB 3000 /15/26	ZFSB 4000 /17/28	ZFSB 4400 /16/28	ZFSB 4800 /17/28	ZF 4400 /17/28H	ZF 4800 /17/28H	ZF 4800 /18/32H	ZF 3200 /17/28H
高度(m)	1.5~2.6	1.7~2.8	1.6~2.8	1.7~2.8	1.7~2.8	1.7~2.8	1.8~3.2	1.7~2.8
宽度(mm)	1 388~1 558	1 430~1 600	1 430~1 600	1 420~1 590	1 430~1 600	1 430~1 600	1 430~1 600	1 430~1 600
中心距 (m)	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
初撑力 (kN)	2 635~2 677	3 059~3 238	3 476~3 578	3 752~4 090	3 570~3 749	4 243~4 449	3 914~4 052	2 525
工作阻力 (kN)	2 994~3 042	3 831~4 058	4 347~4 474	4 550~4 959	4 328~4 545	4 689~4 917	4 762~4 929	3 200
支护强度 (MPa)	0.55~0.65	0.61~0.65	0.60~0.62	0.65~0.69	0.64~0.67	0.72~0.73	0.65~0.67	0.46
对底板比压 (MPa)	0.60~0.98	0.71~0.80	1.78~1.83	1.0~1.5	0.81~0.85	0.51~0.80	2.0~2.1	0.53
修架步距 (mm)	630	630	800	800	630	630	800	800
泵站压力 (MPa)	26	31.4	28	31.4	31.4	31.4	31.4	31.4
重量(t)	11.7	13.7	17	16	17.8	16.4	19	14.2
使用地点	徐州矿务局	靖远矿务局	大屯煤电公司	阳泉矿务局	龙口矿务局	铜川矿务局	俄罗斯斯列宁矿	华亭西北

一、新型反向四连杆大插板低位放顶煤支架的结构和性能特点

新型反向四连杆大插板低位放顶煤液压支架结构如图11-23所示。

该种支架为双输送机低位放顶煤支架,其主要特点是:

(1) 采用双前连杆和单后连杆结构的宽形反向四连杆机构,布置在前后立柱之间,提高了支架的抗偏载能力和整体稳定性。

(2) 大插板式尾梁放煤机构,其尾梁千斤顶可双位安装,既可支设在顶梁上,也可支设在底座上,一般状态是支设在顶梁上。后部放煤空间大,为顺利放煤创造了良好的作业环境,可充分发挥后部输送机的运输能力,操作维修方便。尾

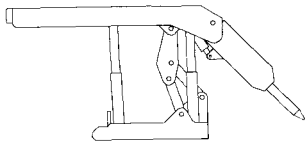


图 11-23 新型反向四连杆大插板低位放顶煤液压支架

梁

梁摆动有利于落煤，插板伸缩值大，放煤口调节灵活，对大块煤的破碎能力强，可显著提高顶煤的采出率。

(3) 该种支架为四柱支撑掩护式支架，后排立柱支撑在顶梁与四连杆机构铰接点的后端，可适应外载集中作用点变化，切顶能力强。

(4) 顶梁相对较长，掩护空间较大，通风断面大，而且对顶板的反复支撑可使较稳定的顶煤在矿压作用下预先断裂破碎，利于放煤。

(5) 反向四连杆机构经过总体参数优化设计，连杆力较小，是一般正向四连杆机构连杆力的 50%~70%，支架的结构可靠性高。

(6) 底座对底板比压分布合理，前端比压较小，能适应软底板条件，移架阻力小，有利于顺利移架。

二、与中位和低位小插板式放顶煤支架的对比

1. 稳定性

反向四连杆低位放顶煤支架由其宽形反向四连杆机构保证了支架的纵向稳定性，梁端距稳定。而中位放顶煤支架单铰点离立柱距离大，纵向稳定性较差，且当采高变化大时梁端距变化大，对顶板的支护不利。新型反向四连杆式低位放顶煤支架其四连杆机构处于顶梁和底座的中位，使支架的横向稳定性也优于长掩护梁单铰点的中位放顶煤支架和连杆机构铰接在顶梁后端低位小插板式放顶煤支架。

2. 对底板比压

中位放顶煤支架虽然底座很长，但 4 根立柱集中在支架前部，底座前端对底板比压大，若采高降低，立柱前倾，使支架支撑力的集中作用点进一步前移，造成底座前端对底板比压进一步加大，易造成底座前端扎底，移架困难。

反向四连杆式放顶煤支架底座比压分布较均匀，一般为前端略小、后端较大的倒梯形分布，支架升降时对底板比压变化很小，支架移架顺利，优于正向四连杆的低位小插板放顶煤支架。

3. 放煤作业空间

中位放顶煤支架后输送机放在底座与掩护梁之间，由于梁体高度大，使工作空间狭窄，影响设备能力的发挥，设备维修和事故处理十分困难。反向四连杆式支架后部输送机直接放在底板上，大插板式尾梁与顶梁铰接，工作空间大，便于发挥设备能力和放顶煤作业，也便于设备的检修和事故处理。而小插板式低位放顶煤支架尾梁铰接在掩护梁下端，在同样支架高度时，放煤空间明显小于反向四连杆式放顶煤支架。

4. 支架重量

中位放顶煤支架长掩护梁开天窗，使其成为框形结构，支架底座后部单铰点位置高，使梁体弯矩很大。为保证这些部件的强度，只能靠增大截面尺寸和筋板腹板厚度，由此带来支架重量的显著增加，因此，中位放煤支架一般比较重，不仅增加设备购置费用，而且给运输和安装增加困难。

新型反向四连杆式低位放顶煤支架结构布局合理紧凑，连杆力小，按照高可靠性原则设计，采用优化设计和 CAD 技术，显著减轻了支架重量，与同参数、同强度可靠性的中位放顶煤支架相比，重量可减少 5%~10%。

三、工业性试验

1. 试验工作面条件

工业性试验在阳泉矿务局一矿西 8702 工作面进行，该工作面煤层赋存较稳定，煤层平均厚 6.53 m，煤层中一般夹有 2~3 层夹石，厚度 0.15~0.6 m，盖山厚度（埋深）475~600 m。直接顶为深灰色泥岩，厚度 1.5 m，节理发育。基本顶为深灰色石灰岩，厚度 10.56 m。直接底为黑色砂质泥岩，

厚度 0.80 m, 夹煤线, 基本底为深灰色细一中砂岩, 厚度 3.83 m。工作面倾角 $6\sim 15^\circ$, 水文地质情况较为复杂。该工作面走向长 1 242 m, 倾向长 180 m。

2. 工作面主要配套设备

- (1) AM 500 型采煤机一台;
- (2) ZT 19200/18/32 型端头液压支架一组;
- (3) ZFSG 6400/17/28 放煤过渡支架 4 架;
- (4) ZFSB 4800/17/28 型低位大插板放顶煤支架 116 架;
- (5) SGZ-764/500 型刮板输送机 2 部;
- (6) SZZ-800/220 型转载机一部;
- (7) PCM-160 型锤式破碎机一部;
- (8) SSJ-1200/3 \times 160 型可伸缩带式输送机一部。

3. 回采工艺

该工作面采用 AM-500 型双滚筒采煤机自缺口斜切进刀, 截深 800 mm, 工作面每割一刀煤放一次顶煤, 实行采放追机作业方式。其回采工序为: 采煤机割煤 \rightarrow 移支架 \rightarrow 移后部刮板输送机 \rightarrow 放顶煤 \rightarrow 推移转载机 \rightarrow 移端头支架 \rightarrow 移前、后部刮板输送机机头 \rightarrow 移前、后部刮板输送机机尾。

(1) 初次放煤。工作面初采时, 支架顶梁切顶线推出切割巷即开始放顶煤。

(2) 正常放顶煤。采煤机过煤后, 移架即开始了放顶煤。放顶煤液压支架滞后采煤机后滚筒 7~10 m, 实际放煤步距约 0.7 m。在试验过程中, 由于后部输送机运行状况不好, 运输煤量受限制, 放顶煤顺序采用按支架编号间隔多轮循环进行。放煤工由 2 人组成, 每人一组。第一组按支架奇数编号紧跟移架放煤, 第二组按支架偶数编号滞后第一组一定距离放煤。在停止割煤后(如移架头等), 两个依次多轮循环放煤, 直到放煤口放出 1/3 的矸石为止。为了提高顶煤采出率, 规定放不净顶煤不允许机组割煤和移架。

(3) 端头维护。工作面进风端头出口处, 使用 ZT 19200/18/32 型端头液压支架组控制顶板。工作面运输巷超前工作面煤壁 20 m, 在原进度棚梁下支设两根单体液压支柱进行维护, 超前端头支架 5 m, 用 $\Phi 20\text{ cm}\times 3\text{ m}$ 的木梁, 在原进度棚梁间支设一梁两柱的套棚, 提前替换进度铁棚。端头液压支架为一主一副, 在移设前, 先用支架组推移千斤顶, 将转载机推移一个步距, 然后再移两端头副架, 升紧托住进度板木梁, 并将靠煤柱侧副架的侧护板打开, 护住帮煤, 最后拉出端头主架并升紧。也可根据情况先移主架, 后移副架。

工作面回风巷相邻 8701 工作面采空区, 掘进巷道时压力就较大, 为此, 工作面回风巷端头处未安装端头液压支架。

4. 工业性试验及采出率分析

工业性试验自 1996 年 7 月至 12 月进行, 共放煤 170 055 t。试验证明, 放煤效率比原位放顶煤提高 30% 以上。由于后部输送机的质量问题制约了工作面产量的提高。试验期间, 采高为 2.55~2.62 m, 放采比为 1.41:1~1.68:1。

阳泉矿务局过去一直采用中位放顶煤支架, 采出率较低。因此, 提高采出率是本项目试验的主要内容之一。

中位放顶煤支架窗口宽度有限, 有横向脊背损失。在纵向, 由于掩护梁与底座下铰点高度大, 使窗口距底板高度一般大于 1.3 m, 窗口以下的煤炭无法回收。据观测, 在支架窗口下沿高度的采空区堆积物中, 煤炭所占比例约为 40%~60%, 大量煤炭丢失, 即使进入窗口的煤炭, 一旦流出输送机以外就很难回收, 加上放煤过程中掩护梁不能摆动振动煤体, 大块煤易堵塞窗口, 不便处理等因素, 严重影响采出率和放顶煤效率的提高, 特别是放采比小的情况下, 顶煤损失率更高。

新型反向四连杆式低位放顶煤支架则不同, 其放煤口是连续的, 不存在双向脊背损失。可根据放煤

作业需要，自如地调整尾部输送机的位置；可以摆动尾梁振动顶煤；大插板可有效破碎大块煤，加大放煤口的过煤高度，有利于提高顶煤的采出率。

本次工业性试验自 1996 年 7 月至 12 月，西 8702 工作面累计采出率为 87.74%，损失率累计为 12.26%，具体分析如下：

1) 工作面损失量构成及损失率分析。

(1) 浮煤损失。主要由底板浮煤和溢出溜槽的煤组成，约占工作面总损失的 5%，损失率为 0.73%。

(2) 放顶煤损失。主要由工作面端头顶煤损失和纯放煤工艺损失组成，约占工作面总损失的 95%，损失率为 11.53%。其中两端头顶煤损失约占总损失的 15%，损失率 1.72%；纯放煤损失约占总损失的 75%，损失率 8.65%。

2) 与中位放顶煤支架采出率的对比分析。

北丈八井西七采区 8701 和 8705 工作面均为中位综放工作面，已回采结束，8702 为新型低位高产高效工作面。为比较架型对工作面采出率的影响，使两者对比有合理性和可比性，我们基本按照同期统计对比的原则进行。3 个工作面 6 个月的统计采出率见表 11-9。

表 11-9 低位放煤与中位放煤工作面采出率对比

项 目	西 8702 低位放煤工作面	西 8701 中位放煤工作面	西 8705 中位放煤工作面
工作面长 (m)	180	200	200
采高 (m)	2.6	2.6	2.6
煤厚 (m)	6.83	7.73	6.53
放采比	1.62:1	1.97:1	1.51:1
工作面采出率 (%)	87.7	81.3	79.1

工作面内放顶煤损失是影响综放工作面采出率提高的最主要因素。西 8702 低位放顶煤工作面比西 8701 中位放顶煤工作面和西 8705 中位放顶煤工作面采出率分别提高 6.4% 和 8.6%。其主要影响因素是放顶煤液压支架放煤机构。经过半年多的试验，证明新型低位大插板式放顶煤支架放煤效果明显优于中位放顶煤支架，放煤损失大大减小。

四、结 论

(1) 新型反向四连杆式低位大插板放顶煤支架结构合理，对围岩适应性好，放煤空间大，放煤效率高，对底板比压分布合理，移架顺利。

(2) 低位放煤，配套大截深采煤机，实现工作面“一采一放”，追机作业，工序紧凑合理，能有效提高开机率。

(3) 低位大插板放顶煤支架窗口连续，不存在脊背损失，同时减少了架后丢浮煤损失，大尾梁摆动，有利于落煤，放煤口调节灵活。因此，采出率明显高于其它架型。

(4) 新型反向四连杆式低位大插板放顶煤液压支架工业性试验和推广使用的实践证明，该架型与其它架型相比具有显著的优点，受到用户的广泛欢迎，是实现高产高效放顶煤的理想架型。

第四节 轻型单摆杆放顶煤液压支架

一、单摆杆轻型放顶煤液压支架的特点及发展

目前，国内普通放顶煤支架一般比较重，外形尺寸大，结构复杂，拆装运输困难，不适应中小煤矿的条件。而滑移支架因其稳定性、放煤功能、推拉输送机功能、防护性能及使用效果和安全性较差，因

此,使用数量逐渐减少。为了满足广大中小煤矿的需要和一般矿井开采小块段煤或回收煤柱的要求,北京开采研究所设计研制了轻型单摆杆放顶煤支架的系列产品,并获得了国家专利。

1. 该系列支架的主要特点

(1) 采用单摆杆机构使支架相关部件容易实现紧凑布置,将摆杆布置在两后柱之间,充分利用空间。支架结构简单、紧凑、外型小,操作简单,安装运输方便。

(2) 支架稳定性好。放顶煤支架采用四连杆机构时,顶梁与底座之间通常由8~10根销轴相连,装配间隙大,而单摆杆轻型放顶煤支架顶梁与底座之间只有两根销轴相连,装配间隙小,支架具有较好的刚性和稳定性。

(3) 支架造价低。由于采用单摆杆紧凑型布置,取消了普通放顶煤支架的掩护梁、部分连杆及销轴,因此结构简单、重量轻、体积小、价格便宜。

(4) 支架有效空间大,有双人行道。由于摆杆放在两后柱之间,所以前、后柱之间具有较大的人行空间,如图11-24所示。另外摆杆在底座上的铰点高,支架后部也有较大的空间,便于行人、清理浮煤和拆装检修输送机。

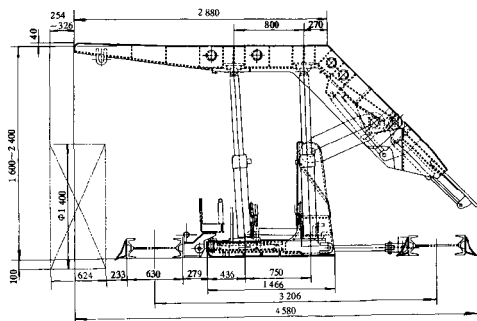


图 11-24 单摆杆放顶煤支架

总之,单摆杆轻型放顶煤支架具有综采液压支架的推移输送机、自移支架等支护机械化的特点,又实现了支护设备的轻型化。

2. 轻型单摆杆放顶煤支架的发展

目前,我国厚煤层储量占总储量的42%左右,煤层赋存条件多种多样,适用放顶煤开采的煤层分布在全国大部分地区,产量占40%左右。由于我国发展综采的资金少,中、小型矿井多,而对于一些大、中型老矿井,为了回收煤柱,实现均衡配采,延长矿井寿命,研制机构紧凑、重量轻、造价低的经济型放顶煤支架很有必要,这对提高综合机械化水平,加快高产高效矿井建设及开发中、小型矿井,特别是地方煤矿资源和改善安全状况都具有重要意义。

轻型单摆杆放顶煤支架现有11种架型,有的已经使用较长时间,取得较好的效果,有的正在陆续下井使用。支架的中心距为1.5和1.25 m两种,高度变化为1.6~2.4 m。

根据用户在使用中及制造厂家在加工中发现的问题,我们对支架进行了进一步改进和完善,使轻型

单摆杆放顶煤支架更趋于成熟，且发展前景更加广阔。

各种轻型放顶煤支架的技术参数见表 11-10 所示。

表 11-10 各种轻型放顶煤支架的技术参数

支架代号	支架高度 (m)	支架中心距 (m)	支架宽度 (mm)	支架工作阻力 (kN)	支护强度 (MPa)	对底板比压 (MPa)	活动侧护板	支架重量 (t)	使用单位
ZFBZ2200/16/24	1.6~2.4	1.2	1 156~1 296	2 011~2 275	0.54~0.62	0.6~1.2	有	5.8	阳泉矿务局一矿
ZFS2200/16/24B	1.6~2.4	1.5	1 450	2 104~2 285	0.36~0.42	0.5~1.1	无	8.2	甘肃华亭煤矿
ZFSE2200/16/24A	1.6~2.4	1.5	1 450	2 200	0.40~0.48	0.6~1.2	无	6.9	山西申家庄煤矿
ZFS2400/16/24B (A)	1.6~2.4	1.5	1 450~1 622	2 247~2 459	0.42~0.46	0.3~0.9	有	8.7	甘肃陈家沟煤矿
ZFS1800/16/24B	1.6~2.4	1.2	1 000	1 703~1 967	0.52~0.65	1.0	无	3.75	靖远矿务局、唐安煤矿、邢台矿务局
ZFBZ2200/16/24	1.6~2.4	1.5	1 430~1 570	2 024~2 228	0.41~0.46	0.30~1.47	有	6.18	乌鲁木齐矿务局碱沟煤矿
ZFB2400/16/24D	1.6~2.4	1.5	1 400~1 570	2 132~2 417	0.46~0.52	0.39~0.83	有	7.45	邯郸矿务局云驾岭煤矿
ZFB2000/16/24	1.6~2.4	1.5	1 450~1 590	1 920~2 056	0.40~0.45	0.60~1.20	有	6.888	徐州矿务局韩桥煤矿
ZFZ2000/16/24	1.6~2.4	1.25	1 220~1 360	1 920~2 056	0.48~0.54	0.60~1.20	有	6.328	峰峰矿务局薛村煤矿
ZFB2800/16/24	1.6~2.4	1.2	1 400~1 570	2 487~2 819	0.53~0.60	0.42~1.30	有	7.796	邢台煤电公司西虎煤矿
ZFZ2000/15/23	1.5~2.3	1.25	1 220~1 360	1 905~2 053	0.48~0.54	0.6~1.2	有	6.540	峰峰矿务局

二、轻型单摆杆放顶煤支架的运动和受力分析

1. 轻型单摆杆支架的运动分析

在设计支架过程中，考虑支架在有效的工作区域内有利于控制顶板，必须严格控制梁端变化量。

单摆杆支架顶梁的运动随着摆杆的运动而变化，其轨迹曲线是圆的一部分。摆杆角度 α_1 的大小影响着整个支架的受力状况及对顶底板的适应性，因此支架设计时必须严格控制摆杆的角度。支架升降过程中，摆杆角度变化越小，梁端变化越小。根据这个原理，在工作高度为 1.9~2.3 m 内，摆杆的角度基本控制在 $-12^\circ \sim +16.9^\circ$ 之间，其轨迹曲线的水平投影变化量不大于 50 mm，即梁端变化量控制在 50 mm 支架可以处于良好的工作状态，如图 11-25 所示。

2. 轻型单摆杆支架的受力分析

前述有关章节对支架与围岩关系作了详细分析，这些原则同样适用于轻型单摆杆放顶煤支架。与四连杆机构的支架不同的是，轻型单摆杆支架稳定机构为单一摆杆，受力较简单。按平面力系简化分析，则摆

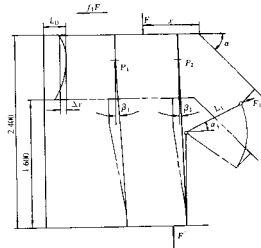


图 11-25 单摆杆放顶煤支架运动轨迹及受力分析
 Δx —梁端变化量， $\Delta x = L_2(1 - \cos \alpha_1)$ ； α_1 —摆杆角度； β_1 、 β_2 —前、后柱角度； L_2 —梁端距； F_1 —摆杆力； F 、 F' —支架所受外力； x —合力作用点； P_1 、 P_2 —前、后立柱工作阻力； a —顶梁后部的角度； L_1 —摆杆长度； f —摩擦因数

杆为二力杆。

轻型单摆杆支架的受力情况如图 11-25 所示。

外力 F 为

$$F = \frac{P_1 \cos(\alpha_1 - \beta_1) + P_2 \cos(\alpha_1 - \beta_2)}{\cos \alpha_1 - f \sin \alpha_1}$$

摆杆力 F_1 为

$$F_1 = \frac{P_1 (\sin \beta_1 + f \cos \beta_1) + P_2 (\sin \beta_2 + f \cos \beta_2)}{\cos \alpha_1 - f \sin \alpha_1}$$

ZFB 2200/16/24 型单摆杆轻型放顶煤支架计算数据见表 11-11。

表 11-11 ZFB 2200/16/24 型放顶煤支架计算参数

支架高度 H (mm)	摩擦因数 f	合力 F (kN)	合力作用点 x (mm)	摆杆力 F_1 (kN)	支护强度 Q (MPa)	底座前端比压 Q_1 (MPa)
2 400	0.3	1 942.9	1 084.9	535.9	0.387	0.000
	0.2	2 024.4	941.8	340.8	0.403	0.317
	0.1	2 113.0	798.8	130.8	0.421	0.886
2 300	0.3	2 098.4	1 032.2	562.5	0.403	0.000
	0.2	2 132.6	907.2	363.3	0.425	0.030
	0.1	2 191.8	782.3	152.5	0.432	0.641
2 200	0.3	2 098.4	985.4	590.8	0.418	0.000
	0.2	2 132.6	876.6	385.0	0.425	0.000
	0.1	2 168.0	767.8	172.3	0.432	0.484
2 100	0.3	2 173.9	941.5	616.2	0.433	0.000
	0.2	2 182.8	847.9	400.5	0.435	0.000
	0.1	2 191.8	754.3	182.9	0.436	0.406
2 000	0.3	2 253.2	898.4	636.5	0.449	0.000
	0.2	2 233.9	819.8	405.5	0.445	0.000
	0.1	2 215.0	741.1	180.4	0.441	0.404
1 900	0.3	2 340.6	854.0	651.1	0.466	0.000
	0.2	2 288.4	790.8	401.1	0.456	0.000
	0.1	2 238.5	727.7	162.1	0.446	0.477
1 800	0.3	2 441.7	805.8	662.8	0.486	0.000
	0.2	2 348.7	759.5	384.3	0.468	0.000
	0.1	2 262.5	713.3	127.8	0.450	0.628
1 700	0.3	2 565.8	750.2	682.0	0.511	0.000
	0.2	2 418.0	723.6	363.4	0.481	0.000
	0.1	2 286.4	697.0	100.1	0.455	0.864
1 600	0.3	2 731.1	680.8	741.2	0.544	0.000
	0.2	2 501.7	678.9	368.9	0.498	0.221
	0.1	2 307.9	676.9	166.0	0.459	1.193

三、轻型单摆杆放顶煤支架主要参数优化与适应性

1. 轻型单摆杆放顶煤支架主要参数的优化

对于支架设计来说，结构设计最为主要。合理的结构设计可以使支架结构简单、紧凑，并且有利于改善支架的受力状况以及对顶、底板等煤层赋存条件的适应性。

1) 支架高度的确定。

单摆杆支架主体部分由顶梁、底座、摆杆组成，如果支架高度确定不合理，会造成摆杆角度过大，从而影响梁端变化量。如果底座和摆杆铰点过高，还会影响支架的稳定性。另外，由于设计的轻型单摆

杆支架，立柱多选用缸径为 $\phi 125$ mm和 $\phi 140$ mm的单伸缩立柱，所以支架的调高幅度受到限制，且厚煤层放顶煤，支架高度不受煤层厚度变化的制约。在设计时，综合考虑配套设备、人行空间以及操作和运输便利等，认为支架实际工作高度为1.9~2.3 m比较经济、合理，因此支架高度为1.6~2.4 m最佳。如果采用立柱柱帽卧到梁体里，也可以使支架的高度为1.5~2.3 m，以适应某些矿井整体运输的要求。

2) 支架中心距的确定。

支架中心距一般按以下情况确定：

- (1) 按输送机每节溜槽的长度确定中心距；
- (2) 根据煤矿运输条件及设备是否经常搬家来确定中心距，轻放支架有两种中心距，分别为1.5 m和1.25 m。

3) 结构件设计。

由于选用了单摆杆机构，顶梁和掩护梁为一整体，通过实际应用及作图分析，顶梁后部的角度 $\alpha = 40 \sim 45^\circ$ 最为合适，这样既保证了尾梁的放煤空间，又减少了外形尺寸。

为了提高断面强度，顶梁、底座、摆杆、尾梁和推杆等部件，除了底座柱窝外，均采用全封闭的箱形断面，顶梁为刚性整体顶梁。

4) 推移装置的设计。

目前，国内常用的推移装置有两类，一类是长推杆，其优点是导向性较好，有利于支架的防滑，但要求支架底座较长和有足够的安装空间，且其重量较大。第二类是短推杆，其优点是重量轻，不要求支架底座较长，因此，短推杆推移装置正适合于轻型单摆杆支架。

2. 轻型单摆杆放顶煤支架的适应性

轻型单摆杆放顶煤支架的应用主要根据煤层地质条件而定，即煤层的硬度、厚度、倾角以及顶板压力、工作面长度等综合因素。根据轻型单摆杆放顶煤支架的使用经验，其使用范围可归纳如下：

- (1) 煤层厚度4.5~12 m，倾角小于 25° ，煤质硬度 $f = 1 \sim 3$ ，来压强度不大，适合放顶煤开采的煤层。
- (2) 断层较多，地质条件较为复杂，设备经常搬家，工作面长度和走向长度都比较短的小块段煤层或煤柱。
- (3) 煤层厚度为1.8~2.2 m时，可以作为一次采全高的普通支架使用。

四、轻型单摆杆放顶煤支架系列研制及应用

轻型单摆杆放顶煤支架系列是指宽度、工作阻力和结构组成，宽度是指中心距为1.5 m和1.25 m两种；工作阻力和结构组成是根据地质条件及用户的要求，确定不同的工作阻力，如1 800、2 000、2 200、2 400、2 800 kN等，及是否带活动侧护板、伸缩梁、护帮板、防倒防滑机构等。

轻型单摆杆支架与普通支架一样，使用中需要保证自身的稳定性、支护顶煤的能力、底板比压的大小，以及防火、防尘、通风，另外还有对不同煤质硬度和不同倾角条件下的适应性等。对于这些要求，轻型单摆杆支架都采取了相应的措施。如果煤质较硬，则选用大尾梁大插板的形式；如果煤层倾角为 $25 \sim 35^\circ$ ，则顶梁、底座分别加调架机构。为了防火、防尘和防瓦斯，除了加强通风管理外，支架还设置了随动喷水装置，当收起插板放煤时，自动打开喷水阀开始喷雾，以降低煤尘。另外低位放煤也是降低煤尘最有效的措施。

轻型单摆杆放顶煤支架由于结构简单、重量轻、价格便宜，深受中小矿井和地方煤矿及资金缺乏的矿井欢迎。现就几种架型的使用情况加以说明。

(1) 1991年，ZFS 1800/16/24B型放顶煤支架在甘肃省靖远矿务局王家山煤矿开始使用，在使用期间，无论是原煤产量，还是支架的使用性能及安全性都达到了预期的效果，并获得了省级科技进步二

等奖。经适当改进完善后，相继在山西唐安煤矿、河北邢台煤矿推广使用，尤其是邢台煤矿，一次采厚达 14 m，煤层倾角 20°，取代高档普采的分层开采，并改善了顶板支护状态，提高了生产效率。该支架如图 11-26 所示。

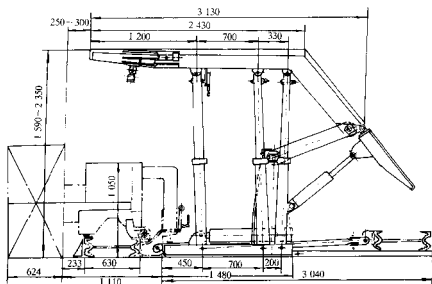


图 11-26 ZFS 1800/16/24B 型放顶煤液压支架

(2) 1995 年，ZFS 2200/16/24B 型放顶煤支架在华亭煤矿曾取得月产 10 万 t 的好成绩，创年产百万吨水平，经济效益显著。该支架如图 11-27 所示。

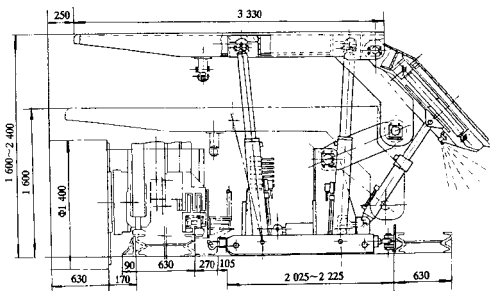


图 11-27 ZFS 2200/16/24B 型放顶煤液压支架

(3) 1996 年，ZFSB 2200/16/24A 型放顶煤液压支架在山西高平市申家庄煤矿开始使用。如图 11-28 所示。该支架中心距为 1.5 m，不带活动侧护板。

通过 3 个月的井下工业性试验表明：

① 试验期间平均月产量 4.3 万 t，工效 25 t/工，最高日产 2 200 t，班产 1 000 t。在周期来压情况

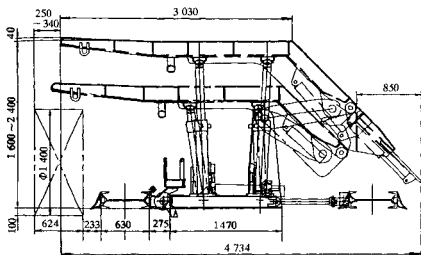


图 11-28 ZFSB 2200/16/24A 型放顶煤液压支架

下, 支架主要元部件没有发现损坏和变形, 在生产中间没有发现倒架、歪架、压死架等问题, 满足了安全生产的要求, 证明支架结构合理, 适应该矿条件。

②支架结构紧凑、重量轻、价格低、外形美观、操作方便、移架速度快, 便于运输和井下安装。

③该支架放煤效果好, 破碎块煤、矸石能力强, 煤炭回收率高, 能有效支护顶煤。

④支架前部、后部通风良好, 煤尘瓦斯无集聚现象。

总之, 轻型单摆杆放顶煤支架研制的主要指导思想就是使支架技术性能较先进、结构可靠、配套合理、制造工艺简单, 在满足生产使用前提下, 使支架结构简单、紧凑、重量轻、造价低、操作方便, 在使用中取得较好的技术经济效益。

第五节 放顶煤过渡支架

用于综采放顶煤工作面机头和机尾部, 介于端头支架 (或巷道支架) 和工作面放顶煤支架间的液压支架称为放顶煤过渡支架。其主要作用是:

(1) 为前、后输送机机头 (尾) 的安装、工作及行人提供安全空间;

(2) 回收工作面两端部顶煤;

(3) 工作面两端部锚固定位;

(4) 解决工作面支架向两端部过渡问题, 配用端头支架时, 将端头支架与工作面支架顺利连接起来。

一、放顶煤过渡支架的特点

(1) 工作面两端部是进出工作面内部的必经之路, 所需支护面积较大, 要求支架具有较强的支护能力和较高的可靠性, 当沿空掘巷时, 支架的支护能力应进一步加强;

(2) 工作面两端部设备多、体积大、空间紧张, 要求尽量压缩支架立柱及稳定机构等占用空间, 加大前、后输送机机头 (尾) 安装及工作空间;

(3) 放顶煤过渡支架工作时, 一般尾梁处在较高位置 (与水平线夹角较小), 垮落的顶煤作用在尾梁上, 对支架形成了较大的附加外载, 并增大了移架阻力, 因此在确定支架工作阻力及移架力时应充分考虑尾梁附加外载的影响;

(4) 由于前、后输送机机头(尾)较重,受结构限制支架顶梁较长,底座较短,造成底座前端的底板比压较大,因此要求支架具有可靠的推移机构及足够的推移力;

(5) 通常放顶煤过渡支架处的工作顺序为先推溜,后移架(即滞后支护)。

二、放顶煤过渡支架的设计要求

(1) 为可靠提供安全空间,支架应具有较强的支护能力及较高的可靠性;

(2) 要有足够的前、后输送机机头(尾)安装及工作空间,并保证足够的过煤高度,水平方向极限位置最小安全空间应大于 50 mm,支架在工作高度时,垂直方向净空间应大于电机直径;

(3) 应留有必要的行人空间;

(4) 尽量压缩顶梁长度,减少控顶面积并增大顶梁前端承载能力;

(5) 要有可靠的推移机构及足够的推移力;

(6) 应能与工作面放顶煤支架平稳过渡,避免或减少侧向窜行;

(7) 不配用端头支架时,应有利于转载机机尾工作空间的维护;

(8) 配用端头支架时应协调好与端头支架的相应关系;

(9) 通常应带有防倒、防滑装置;

(10) 一般应具有高效可靠的放煤机构(由于配套和工艺要求不放煤时,也可不释放煤机构);

(11) 过渡支架处通常为不及时支护,因此,过渡支架的顶梁(或前梁)宜带伸缩梁;

(12) 一般放煤过渡支架的稳定机构为窄形结构,该稳定机构应采取必要的加强措施;

(13) 所用的架型、立柱千斤顶和液压元件等应尽量与基本支架采用的相同。

三、放顶煤过渡支架架型及放煤机构

依据支架稳定机构形式,可将放顶煤过渡支架分为反四连杆式及单摆杆式两种。依据尾梁支撑形式,可将放顶煤过渡支架分为悬伸尾梁式、两级悬伸尾梁式、托梁式及辅助支撑式 4 种。依据支架放煤口及放煤机构形式,可将放顶煤过渡支架分为天窗式和插板式两种。组合后,使用较多的有以下几种架型:

(1) 反四连杆辅助支撑天窗式;

(2) 反四连杆托梁天窗式;

(3) 反四连杆悬伸尾梁插板式;

(4) 反四连杆两级悬伸尾梁插板式;

(5) 单摆杆悬伸尾梁插板式。

应根据工作面支架结构型式、工作阻力、调高范围、顶煤破碎程度及压力大小等条件选择放顶煤过渡支架架型。通常为便于设备配套及生产管理,放顶煤过渡支架架型及放煤机构应尽量与工作面支架架型及放煤机构相类似。

当与中位放顶煤支架配套、顶煤破碎、且顶板(煤)压力不大时,可选用反四连杆辅助支撑天窗式放顶煤过渡支架;当顶板(煤)压力较大时,可选用反四连杆托梁天窗式放顶煤过渡支架;当与低位放顶煤支架配套时,可选用反四连杆辅助支撑天窗式或反四连杆托梁天窗式放顶煤过渡支架;当与单摆杆放顶煤支架配套、顶板(煤)压力不大、要求调高范围较小时,可选用单摆杆悬伸尾梁插板式放顶煤过渡支架。

四、放顶煤过渡支架的主要技术参数

1. 工作阻力

放顶煤过渡支架工作阻力的大小,可依据与之配套的工作面支架的工作阻力及端头支护方式来确定。

在不配用端头支架的放顶煤工作面，过渡支架作为整个工作面的排头支架，对整个工作面起锚固作用，支架工作状况恶劣，受力复杂，此时放顶煤过渡支架工作阻力应高于工作面支架工作阻力。

在配用端头支架的放顶煤工作面，一般放顶煤过渡支架均可放煤，放煤后支架受力状况与工作面支架基本相同，此时，放顶煤过渡支架工作阻力可与工作面支架工作阻力相同。

2. 调高范围

放顶煤过渡支架最大高度可依据巷道、端头支架、工作面支架的高度确定。由于输送机过渡段设备升高，一般放顶煤过渡支架最大高度不小于工作面支架高度，但也不大于端头支架高度。

放顶煤过渡支架最小高度的确定原则与工作面支架相同，以能方便运输为准。

3. 移架及推拉溜力

一般放顶煤过渡支架架体都大于工作面支架，底座前端比压也比工作面支架要大，移架时阻力较大，需较大移架力。另外，输送机机头（尾）的重量也较大，需较大推（拉）溜力。一般应采用正推式推移机构，移架力应大于3倍的支架重量，推溜力应大于1.5倍移架力。拉后溜力也应大于中部架拉后溜力。

五、几种主要架型结构特点

1. 反四连杆辅助支撑天窗式放顶煤过渡支架（图 11-29）

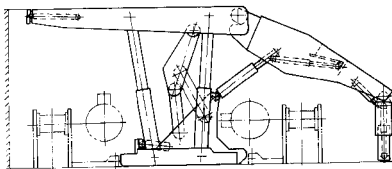


图 11-29 反四连杆辅助支撑天窗式放顶煤过渡支架

如图 11-29 所示，该种过渡支架的结构特点是：

- (1) 该类型支架 4 根立柱支撑顶梁，支架支撑能力强；
- (2) 为增大支架尾部空间，尽量压缩立柱及稳定机构所占空间，采用窄形反四连杆结构；
- (3) 采用两个尾梁千斤顶支撑尾梁。为提高尾部空间维护能力，支架后部采用伸缩式后梁辅助支撑，此种结构对底板不适应性较强，并可根据需要调整尾梁角度，但尾梁承载能力相对较弱，后部压力大时易被压死，伸缩式后梁易钻底，增加了移架难度；
- (4) 用两个斜拉千斤顶控制伸缩后梁位置，斜拉千斤顶占用了部分尾部空间，并且伸缩后梁位置控制较困难；
- (5) 后输送机可直接布置在底板上，减少了相互蹩、卡现象；
- (6) 该类型支架结构较为复杂，增加了操作难度和故障率；
- (7) 由于采用天窗放煤方式，放煤口小，遇到大块煤时，易堵死放煤口，并且脊背及步距损失较大；
- (8) 该类型支架体积较大，整体运输困难。

2. 反四连杆托梁天窗式放顶煤过渡支架（图 11-30）

如图 11-30 所示，该种过渡支架的结构特点是：

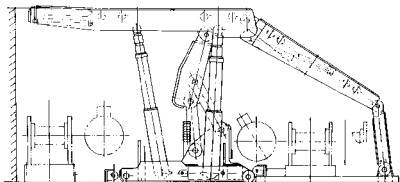


图 11-30 反四连杆托梁天窗式放顶煤过渡支架

- (1) 该类型支架立柱布置方式及稳定机构型式与反四连杆辅助支撑天窗式放顶煤过渡支架基本相同；
- (2) 直接利用铰接后梁支撑尾梁，底托梁与后梁及底座分别铰接，此种结构提高了支架整体稳定性。由于没有尾梁千斤顶及斜拉千斤顶，使得支架尾部空间相对较大。后梁直接支撑尾梁，提高了尾梁承载能力，尾部空间稳定可靠；
- (3) 由于使用托梁结构，支架对底板不适应性相对较差，并需要较大的移架力；
- (4) 后输送机需布置在底托梁上，平整的底托梁可减小后刮板输送机移动阻力；
- (5) 底托梁的使用，不利于支架向后排煤（矸），煤（矸）堆积后影响支架移动；
- (6) 由于后输送机需放在托梁上，增加了工作面配套难度；
- (7) 该类型支架结构简单，稳定可靠，操作方便；
- (8) 由于采用天窗放煤方式，同样存在放煤口小，大块煤易堵死放煤口，脊背及步距损失较大的问题；
- (9) 同样存在体积大，整体运输困难的问题。
3. 反四连杆悬伸尾梁插板式放顶煤过渡支架

该类型支架立柱布置方式及稳定机构型式与反四连杆辅助支撑天窗式放顶煤过渡支架基本相同，如图 11-31 所示。

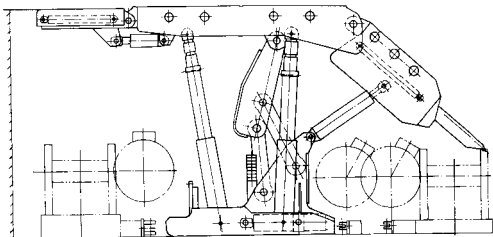


图 11-31 反四连杆悬伸尾梁插板式放顶煤过渡支架

该种过渡支架的结构特点是：

- (1) 尾梁用两根大缸径千斤顶支撑，尾梁摆动灵活，位置调节性好，具有较好的二次破煤能力，能有效提高放煤效率；

(2) 采用插板式放煤机构，放煤口大、连续，放煤口不易堵死，不存在脊背损失，步距损失较小，工作面采出率高；

(3) 由于没有托梁及后梁，移架阻力小，后部不卡煤；

(4) 后输送机可直接布置在底座上，配套简单，与支架不存在蹩卡问题；

(5) 工作面不配用端头支架时，尾梁及插板可基本找平，有利于转载机机尾工作空间的维护；

(6) 支架运输长度相对较小；

(7) 受结构限制，插板伸出后，承载能力略小；

(8) 后输送机机头（尾）采空区侧设有掩护装置，检修、更换困难；

(9) 结构简单，操作方便，适合与低位插板式放顶煤支架配套。

4. 反四连杆两级悬伸尾梁插板式放顶煤过渡支架

该类型支架结构形式与反四连杆悬伸尾梁插板式基本相同，只是将整体尾梁改为由两个千斤顶控制的大小两级铰接尾梁，如图 11-32 所示。

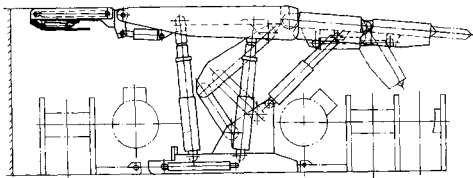


图 11-32 反四连杆两级悬伸尾梁插板式放顶煤过渡支架

该种过渡支架的结构特点是：

(1) 由于小尾梁摆动范围较大，放煤方式更为灵活，放煤口位置可调范围更大。小尾梁有较强的摆动能力，能有效提高放煤速度；

(2) 当支架后部压力大时，小尾梁可向下作较大范围摆动，使压力迅速释放。大尾梁支撑能力强，能可靠地维护支架后部空间；

(3) 结构复杂，适合与低位插板式放顶煤支架配套。

5. 单摆杆悬伸尾梁插板式放顶煤过渡支架（图 11-33）

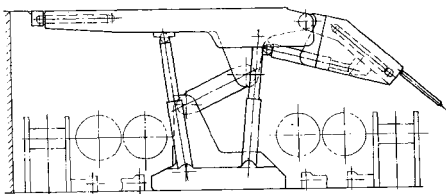


图 11-33 单摆杆悬伸尾梁插板式放顶煤过渡支架

如图 11-33 所示, 该种过渡支架的结构特点是:

- (1) 与反四连杆悬伸尾梁插板式放顶煤过渡支架相比, 该类型支架结构简单、重量轻、易生产、运输、安装方便;
- (2) 受单摆杆限制, 支架调高范围较小, 并且工作阻力不宜太大;
- (3) 适合与轻型单摆杆放顶煤支架配套。

六、几种放顶煤过渡支架主要技术参数 (表 11-12)

表 11-12 几种放顶煤过渡支架主要技术参数

项目	ZFSG 4000/17/28A	ZFSG 4300/17/30	ZFSG 4000/17/28	ZFSG 4000/16/30	ZFSG 4900/17/30	ZFSG 4200/17/25
型式	反四连杆辅助支撑天窗	反四连杆托梁天窗	反四连杆悬伸尾梁插板	反四连杆悬伸尾梁插板	反四连杆悬伸尾梁插板	单摆杆悬伸尾梁插板
高度 (mm)	1 700~2 800	1 700~3 000	1 700~2 800	1 600~3 000	1 740~3 000	1 700~2 500
宽度 (mm)	1 388~1 558	1 430~1 600	1 430~1 600	1 430~1 600	1 430~1 600	1 430~1 600
中心距 (mm)	1 500	1 500	1 500	1 500	1 500	1 500
初撑力 (kN)	2 897~2 916	3 983~4 125	3 045~3 058	3 200	3 981~4 156	3 570~3 786
工作阻力 (kN)	3 900~3 926	4 196~4 346	3 900~3 926	4 000	4 749~4 957	3 956~4 200
支护强度 (MPa)	0.62~0.64	0.68~0.70	0.62~0.64	0.50~0.59	0.71~0.73	0.62~0.71
底板比压 (MPa)	1.9~2.3	0.76~1.74	1.9~2.3	0.96	2.26~2.36	2.3~2.5
适应倾角	≤25°	≤25°	≤25°	25°	25°	25°
供液压力 (MPa)	26	28	28	31.5	28	31.5
柱径 (mm)	200	前 200 后 230	200	180	前 200 后 230	160
移架力 (kN)	400	534	431	455	404.1	455
前溜推力 (kN)	253	713	272	179	563	179
后溜拉力 (kN)	104	236	112	126	184.7	126
推移步距 (mm)	600	600	600	800	600	600
质量 (kg)	14 500	17 700	12 980	16 000	17 000	12 300
使用地点	徐州矿务局	徐州矿务局	韩城矿务局	砚北煤矿	运河煤矿	华亭煤矿

第十二章 铺网液压支架和大倾角液压支架

第一节 铺网液压支架

一、铺网液压支架的特点和技术要求

液压支架中带有铺网机构的支架称为铺网液压支架,简称为铺网支架。铺网支架是在厚煤层分层开采时使用,是在普通的支撑掩护式或掩护式液压支架基础上发展起来的,因此在支架的结构上与普通的支架有很多相同之处。铺网支架与普通支架的区别主要在支架的后部,铺网支架后部带有尾梁、摆杆、铺网机构等,在支架的后部要提供铺联网作业的空间。

(一) 铺网支架的特点

铺网支架与普通支架相比具有如下特点:

1. 支架的高度

普通支架的高度是根据煤层的厚度来确定的,铺网支架高度的确定主要考虑3个因素。

(1) 煤层的厚度。在支架的选型和设计时,要使支架的采高与煤层的厚度相匹配,支架的采高应与煤层的总厚度成整数倍关系,再考虑200 mm的富裕量即为支架的最大高度。

(2) 要使工作面易于管理。一般铺网支架的采高多为3.3 m左右,在这种高度下,工作面容易管理,提高产量。支架的最大高度为3.5 m。

(3) 要考虑支架的整体运输。使支架在井下能够整体运输,搬家方便。我国目前井下巷道的架线高度一般为2.7 m左右,加上运输平板车的高度0.4 m,铺网支架的最低高度一般不超过2.0 m。表12-1为我国目前铺网支架高度参数统计结果。

表 12-1 铺网支架统计

支架高度 (m)	支 架 型 号	数 量
1.4-3.0	ZYP4000/14/30	1
1.45-3.2	ZYP3200/14.5/32	1
1.7-3.2	ZYP4400/17/32	1
1.7-3.5	ZYP4000/17/35、ZYP4000/17/35、ZYP3200/17/35 ZYP4400/17/35、ZYP5400/17/35、ZYP4000/17/35	2
1.7-3.7	ZYP4800/17/35、ZYP3200/17/37	
1.85-4.2	ZYP5500/18.5/42	

2. 支架的后部要有足够的安全空间

由于工人铺联网作业是在支架的后部进行,因此要求支架的后部提供足够的安全空间。后部空间是由掩护梁和尾梁形成和维护的,如图12-1所示,一般要求后部的空间,高度不小于1.1 m,宽度不小于1.0 m,以便工人进行铺联网作业。

铺网支架尾梁的控制方式有两种:第一种采用一组千斤顶来控制尾梁,如图12-2所示,和放顶煤支架控制尾梁类似,其优点是操作尾梁方便灵活,缺点是安全性较差,容易产生误动作伤人;第二种是由一组四连杆来控制尾梁,如图12-1所示,四连杆由掩护梁、后连杆、尾梁的一部分和摆杆组成,其优点是安全可靠,不会产生误动作,缺点是尾梁不能任意操作,只能随支架的升、降而动作。

3. 架间要有足够的行人运网空间

由于运送金属网和行人都要从相邻两架间通过,因此要求相邻两架之间要有足够的行人空间,一般相邻两架间的距离要大于400 mm。为了增加架间的空间,可以采取减少底座的宽度,后连杆采用单连杆,前连杆采用“Y”形连杆等措施。

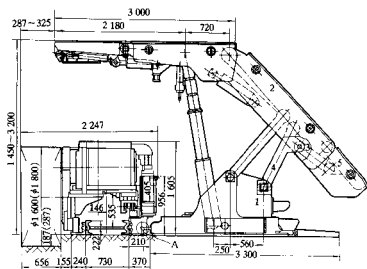


图 12-1 铺网空间

1—底座；2—掩护梁；3—尾梁；4—后连杆；5—摆杆

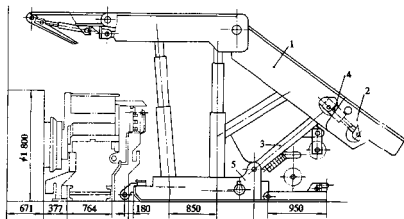


图 12-2 千斤顶控制尾梁

1—掩护梁；2—尾梁；3—后连杆；4—千斤顶；5—底座

4. 保证架间距不变

保证架间距不变的作用有两个：一是保证网槽和网卷不与相邻支架底座干涉，碰坏网槽或网卷；二是保证金属网有足够的搭接量，以保证铺网的质量。

(二) 铺网支架的技术要求

铺网支架除了应满足 MT 312 液压支架的通用技术条件外，还应满足以下特殊要求。

- (1) 支架各运动部件应操作方便，动作准确、灵活、无滞涩、蹇卡、干涉等现象。
- (2) 在支架的额定供液压力与流量下，支架完成动作循环时间应满足设计规定指标。
- (3) 支架在最小高度与最大高度时，高度偏差不大于 ± 50 mm，带有底调机构的底座的最小宽度与最大宽度偏差不大于 ± 10 mm。
- (4) 相邻两架间金属网的搭接宽度不小于 150 mm，放网时动作灵活准确、无蹇卡，具有方便的联网空间，移架时相邻支架的网槽不得相碰。
- (5) 支架在检测中心做试验时，将两个支架（或一组支架）相继移动 3 个步距。在此过程中，按设

计要求进行铺联网以及画架，应符合上-一条的要求。

二、铺网机构

铺网机构是能安放网卷并随支架的前移能实现自动铺网的机构。目前国内铺网支架的铺网机构有以下3种。

(1) 如图 12-3 所示，这种铺网机构是在安放网卷之前，把一轴穿入网卷中心，然后把轴安放在固定座上。随着支架的前移，网卷绕轴转动并展开，实现自动铺网。

这种铺网机构的优点是：网卷绕轴转动，转动灵活，网卷不易脱落；缺点是安放网卷前需要穿轴，操作麻烦。

(2) 如图 12-4 所示，铺网机构主要由一网槽组成，网槽固定在底座或后连杆上，网卷放入网槽内，一端从槽内引出，随着支架的前移，实现自动铺网。此种铺网机构网卷不需穿轴，放网方便。缺点是网卷转动不太灵活，有时网会从网槽中脱出。

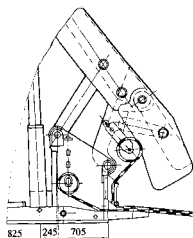


图 12-3 铺网机构

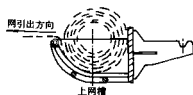
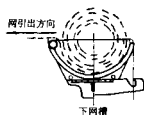


图 12-4 网槽式铺网机构

(3) 第3种为柔性铺网机构，网卷用一根钢丝绳穿过，钢丝绳的两端固定在相邻两架的支架上。此种铺网机构主要用于架间网的铺设，由于钢丝绳是柔性的，故能随支架的前移作正常的扭斜。

三、铺联网工艺和网卷参数

(一) 铺联网工艺

1. 初次铺网

金属网初次铺设是在开切眼内支架摆好后进行，开切眼的宽度根据支架外形尺寸来确定，一般不小于6 m，初次铺网要注意以下事项。

(1) 支架要摆正、摆齐，调节好中心距，为铺网打好基础。

(2) 初次挂的网卷，其展开长度不应采用统一的长度，可以使用特殊的网卷，一般采用3种规格，各占1/3，交替使用，这样可以增加网片的整体强度。

(3) 初次铺网时，首先把网卷展开，把网的一端缠在圆木或方木上，打孔下地锚，使圆木牢牢固定在地板上。

2. 联网工艺

铺网工艺是由铺网支架的推移自动完成的。联网工艺有两种型式。

1) 机械化自动联网。

联网工艺是由机械装置自动完成的，目前国内有两种结构型式：

(1) 如图 12-5 所示，每个支架一片菱形网，网的宽度一般为 1 670~1 700 mm，网边两侧带有网钩。安放网卷时，上网卷的网钩向下，下网卷的网钩向上，通过推移千斤顶的推移使上、下网通过导向轮送到上、下网压板上搭接，支架前移时，由压网千斤顶压网，实现自动联网。

(2) 如图 12-6 所示，这种自动联网机构类似于订书机，它由两个千斤顶通过连杆机构带动联网器上的压块，使联网卡穿过两片网的搭接部分，从而使两片网成为一体，完成联网。

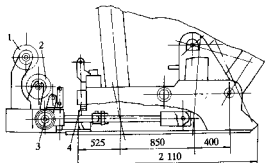


图 12-5 自动联网机构 (一)

1—上网卷；2—下网卷；3—导向轮；4—下网千斤顶

2) 手工联网。

在铺网支架自动完成铺网之后，联网工作是由手工完成的称为手工联网。手工联网有两种方式：第一种为穿条法，如图 12-7 所示；第二种为螺旋法，如图 12-8 所示。

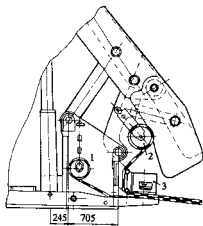


图 12-6 自动联网机构 (二)

1—下网卷；2—上网卷；3—联网器

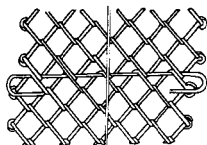


图 12-7 穿条法联网

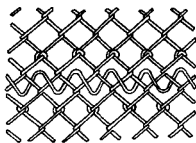


图 12-8 螺旋法联网

机械化自动联网与手工联网相比，联网的速度快，减少了工人的劳动强度，但联网的质量远远低于手工联网。目前我国的机械化自动联网使用的效果均不太理想，大部分仍为手工联网。

(二) 金属网的型式及规格

1. 金属网的型式

金属网的型式有经纬网和菱形网两种。菱形网，网丝间互相咬合，整体性好、强度高，承载能力比经纬网高 31%，而双层经纬网承载能力只提高 27%，即一层菱形网承载能力超过两层经纬网。菱形网的变形量大于经纬网，易产生网兜。

2. 网卷的规格

网卷的展开长度一般为 4~10 m，但网卷的直径不应超过 400 mm，以利运输方便。网卷的宽度有两种规格：①宽网，网宽为 1 660~1 700 mm，每个支架一片网；②窄网，网宽为 935~965 mm，每个支架两片网，即架间网和间中网。经纬网的网目一般为 40 mm×40 mm，菱形网的网目为 58 mm×29 mm。

3. 网丝的规格

网丝的材料均为镀锌铁丝，网丝直径的大小可根据地质条件进行选择，见表 12-2。

表 12-2 网丝选择和搭配

序号	1	2	3	4	5	6
经 丝	8号	8号	10号	10号	12号	12号
纬 丝	8号	10号	10号	12号	12号	14号
适应条件	顶板坚硬，块大，腐蚀性大	块度较大，腐蚀性较大	块度和腐蚀性一般	块度一般，腐蚀性较小	顶板较软，腐蚀性小	顶板可再生，腐蚀性很小

四、典型铺网支架

(一) ZZP6000/19.5/31 型铺网支架

1. 支架的主要技术特征

如图 12-9 所示，ZZP6000/19.5/31 型铺网支架的铺网机构位于支架底座的前部，因此也称为前铺网支架。ZZP6000/19.5/31 型铺网支架的主要技术特征见表 12-3。

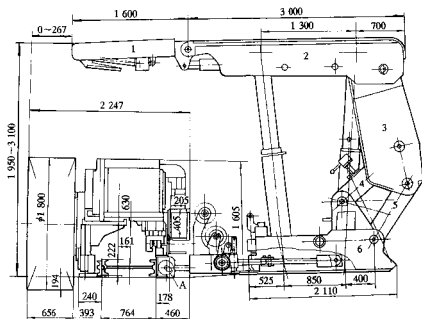


图 12-9 ZZP6000/19.5/31 铺网支架

1—前梁；2—顶梁；3—掩护梁；4—前连杆；5—后连杆；6—底座

表 12-3 几种铺网支架的主要技术特征

项 目	ZZP6000/19.5/31	ZZP4000/17/35	ZYP3200/17/35	ZZP5400/17/35
型式	支撑掩护式、前铺网	支撑掩护式、后铺网	掩护式、后铺网	支架掩护式、后铺网
高度 (m)	1.95~3.10	1.7~3.5	1.72~3.65	1.7~3.5
宽度 (m)	1.420~1.590	1.430~1.600	1.420~1.590	1.420~1.590
中心距 (m)	1.5	1.5	1.5	1.5
初撑力 (kN)	5 210	3 080	3 031	3 847~4 226
工作阻力 (kN)	5 380	4 000	3 200	5 200~5 600
支护强度 (MPa)	0.86	0.66	0.65	0.60~0.86
对底板比压 (MPa)	1.38	1.57	1.86	2
降→移→升循环时间 (s)	32	26.5	20	15
适应煤层倾角 (°)	≤25	≤25	≤30	≤20

2. ZZP6000/19.5/31 型铺网支架的特点

- (1) 支架的工作阻力大，支护强度高，切顶能力强。
- (2) 支架的掩护梁非常陡，可以防止被大块矸石砸坏，因此该支架适合于坚硬顶板地质条件。
- (3) 支架的前连杆采用单连杆，以减少支架的纵向尺寸。
- (4) 铺网机构位于支架底座前部，金属网要通过支架的底座，容易损坏。
- (5) 铺联网是机械化自动完成，减少了工人的劳动量。

(二) ZZP 4000/17/35 型铺网液压支架

1. 支架的主要技术特征

如图 12-10 所示，铺网机构位于支架的后部，因此也称为后铺网支架，其主要技术特征见表 12-3 所示。

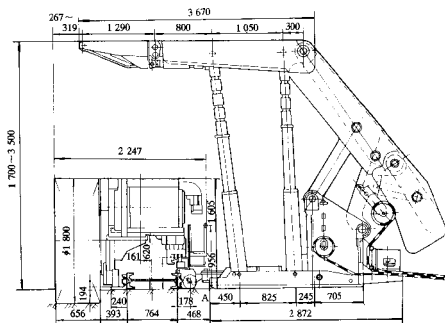


图 12-10 ZZP4000/17/35 型铺网支架

2. 支架的特点

- (1) ZZP 4000/17/35 型铺网支架结构与原 ZY35 型支架类似，是 ZY35 型支架的衍生品。
 - (2) 每个支架带有两片网，即架中网和架间网，搭接量为 200 mm。
 - (3) 架间网采用柔性连接，能随支架的移动作正常的扭斜。
 - (4) 具有自动联网机构，可以实现自动联网。
 - (5) 铺联网是在支架的后部进行，可以与前面采煤同步进行，提高了生产效率。
 - (6) 铺完网后，金属网不经过支架底座，铺网质量比前铺网要好。
- ### (三) ZYP 3200/17/35 型铺网支架

1. 支架主要技术特征

如图 12-11 所示，ZYP 3200/17/35 型铺网支架为两柱掩护式铺网支架，其主要技术特征见表 12-3。

2. 支架的主要特点

- (1) 铺网机构采用宽网结构，相邻两架网槽采用上下错列布置，每个支架一片网，联网工作量比一般铺网支架减少一半。网卷的搭接量仅为 182 mm，搭接损耗仅为 $182/1500 = 12.1\%$ ，比一般支架减少 26.6%。

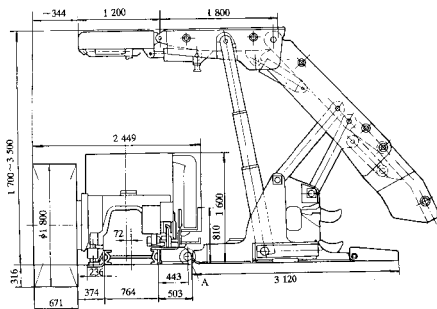


图 12-11 ZY3200/17/35 型铺网支架

- (2) 铺网工艺简单, 只要网卷放入网槽内将网端从网槽引出便可以联网。
- (3) 为了在支架后部安设网槽, 提高后部铺网空间, 该支架采用高架式底座, 底座的后铰点的高度达 1 100 mm, 缩短了掩护梁和连杆的长度, 提高了支架的整体刚度。
- (4) 该支架的尾梁由一组四连杆控制, 如图 12-11 所示, 四连杆由掩护梁、尾梁和后连杆的一部分及摆杆组成。当支架升架时, 尾梁向采空区方向摆动, 当降架时, 尾梁向采煤工作面方面摆动。简化了支架的结构, 提高了可靠性。
- (5) 为了防止由于支架后端压力过大造成顶梁和掩护梁间夹角过大, 损坏平衡千斤顶, 在支架的顶梁和掩护梁之间安设机械限位装置, 当掩护梁和顶梁间夹角达 170° 时, 机械限位起作用以保护平衡千斤顶。
- (6) 采用两柱掩护式为基本架型, 支架的控顶距离比四柱支撑掩护式铺网支架明显缩短, 比较适合于中等或不稳定顶板, 支架的重量比四柱铺网支架减少 20%。
- (7) 采用快速移架系统, 所有和支架移架速度有关的液压元件都加大了通道, 减少了回液阻力, 使支架降→升一个循环在 12 s 内即可完成。

第二节 大倾角液压支架

支架最大高度不大于 3.2 m、使用倾角为 $35^\circ \sim 55^\circ$ 、或最大高度 3.2 m 以上 4.5 m 以下、使用倾角 $20^\circ \sim 40^\circ$ 的液压支架, 称为大倾角液压支架。

一、大倾角液压支架的特点和技术要求

(一) 大倾角液压支架的特点

大倾角支架是在倾角为 $20^\circ \sim 55^\circ$ 的条件下使用, 作业环境比普通支架要恶劣, 因此大倾角支架与普通支架相比有以下特点:

1. 受力状态复杂

当采高为 3 m, 倾角为 30° 时, 顶板对支架的合力作用点已经位于底座的外边, 此时支架的掩护梁

受侧向力非常大。因此大倾角支架在设计 and 制造过程中要保证支架有足够的强度，尤其是掩护梁要有较大的安全系数。

2. 支架自由状态失稳

支架安装在倾角大于 20° 的工作面时，在非支撑状态或自由状态时，自身失去稳定性。为了防止支架倒架和下滑，要求支架配备防倒、防滑机构，因此支架的结构比较复杂。

3. 作业环境恶化

支架在倾角 $20\sim 55^\circ$ 条件下工作时，顶板冒落碎石或片帮煤块在重力作用下产生很大的加速度，将威胁工人安全。工人在倾斜的支架通道内行走和作业，应有完善的防护装置。为了增加支架的稳定性，在支架设计时，应尽量增加支架的底座宽度，降低支架本身的重心。

(二) 大倾角液压支架的技术要求

大倾角支架除了应满足普通支架的技术要求之外，还应满足以下特殊要求。

(1) 为了防止升、降架时矸石伤人，液压系统应采用邻架控制。

(2) 严格控制四连杆机构销孔的间隙，四连杆机构销孔与销轴的间隙应小于 1.6 mm ，连接耳座轴间最大配合间隙应小于 12 mm 。

(3) 支架应有足够的初撑力，初撑力与工作阻力之比不小于 83% ，并应配备初撑力保持阀，使支架保证达到初撑力。

(4) 移架机构在收回位置时，推移机构与底座前端单边侧向间隙不应小于 30 mm 。

(5) 在支架设计最大使用角度时，应保证支架的一侧活动侧护板推出和收回后，支架最大和最小总体宽度满足工作面最大伪斜角对宽度的要求。

(6) 支架的活动侧护板应为双侧活动侧护板。侧护板应满足相邻两支架前、后错动一个步距时，保证移架方向不小于 200 mm 的重合量；相邻两架高差 200 mm 时，保证顶梁侧护板在高度方向上不小于 200 mm 的重合量。

(7) 当工作面倾角大于 35° 时，支架的人行道处应设有可靠的人行梯子和扶手。

(8) 当工作面倾角大于 35° 时，在采煤机机道与人行作业空间之间，支架上应有隔离装置，以防止煤块或矸石伤人。

(9) 支架的纵向设有可安装防护板的吊钩。

(10) 在工作面的下端口应布置有特殊支架构成的下排头支架组，并按有关试验条款进行防倒、防滑、移架、调架等性能试验，要求支架操作方便，动作灵活，无卡顿。

二、大倾角支架的试验方法

大倾角支架除了要按试验规范进行试验外，还要进行以下的特殊试验。

(一) 性能试验

(1) 将支架放在水平状态的试验台面上，收回推移装置，测量推移杆与底座前端的侧向间隙，测量的结果应满足特殊要求中的第4条规定。

(2) 将支架放置在水平状态的试验台上，分别测量掩护梁、后连杆的活动侧护板在移架方向的宽度，以及顶梁活动侧护板在垂直方向上的宽度，其结果应符合特殊要求中第6条的规定。

(3) 防倒、防滑、调架性能试验。将下排头支架组置于大倾角试验台的中央，把支架中心距调至设计要求的位置，支架升到最大高度的 $4/5$ ，并供额定供液压力，支架为初撑状态。各支架的推移机构伸出到推出输送机后的位置，并将与输送机相连的连接头铰接固定在试验台上。把试验台转至支架的最大使用角度，模拟工作面的工况，对下排头支架组进行移架、向倾斜上方横向往移、调架、防倒、防滑试验，以上全过程应符合特殊要求中第10条的规定。所有支架处于初撑状态，分别推出和收回前梁千斤顶、伸缩梁千斤顶、护帮千斤顶和隔离千斤顶到极限位置，应符合技术要求中第10条的规定。

(二) 强度试验

1. 支架防倒机构强度试验

1) 水平加载。

将支架按图 12-12 所示方法初撑于试验台中, 将防倒千斤顶一端和固定在试验台上的铰座铰接, 向防倒千斤顶供 1.5 倍的额定压力进行水平推拉加载, 共做 3 次, 不得有损坏和残余变形。

2) 斜向加载。

如图 12-13 所示, 防倒链一端铰接在支架的防倒座上, 另一端与试验台面铰接, 向防倒千斤顶活塞杆提供 1.5 倍的额定压力加载 3 次, 不得有损坏和残余变形。

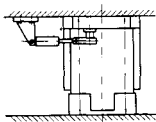


图 12-12 防倒机构水平加载

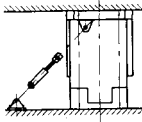


图 12-13 防倒机构斜向加载

2. 调架机构水平加载试验

如图 12-14 所示, 将支架按图示方法初撑于试验台中, 调架千斤顶一端铰接在试验台面上, 另一端固定在支架的调架座上, 对调架千斤顶供 1.5 倍额定供液压力, 水平推拉 3 次, 不得有损坏和残余变形。

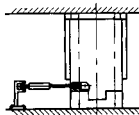


图 12-14 调架机构水平加载

3. 顶梁、掩护梁侧护板强度试验

如图 12-15 所示, 移支架置入试验台, 在顶梁及掩护梁活动侧护板的侧推千斤顶中心线以下 150 mm 处, 加一条形垫块, 然后以额定供液压力将顶梁、掩护梁的侧推千斤顶同时推出, 对相应的侧护板共加载 3 次, 主要受力部件不得损坏, 焊缝不得开裂, 活动侧护板的最大残余变形不超过 15 mm。

三、大倾角液压支架的防护装置及液压系统

(一) 防护装置

1. 活动侧护板

1) 活动侧护板的作用。

活动侧护板的作用有 3 个: ①起挡研密封作用; ②在支架前移时起导向作用; ③起防倒、调架作用。

2) 活动侧护板的安装方向。

大倾角液压支架活动侧护板必须是双侧活动侧护板, 以便根据工作面倾角的方向来调整活动侧护板的方向。活动侧护板的活动侧应向上, 以及支架在移动过程中, 与其相邻下一支架的活动侧板可以扶持上一架支架, 同时活动侧板在弹簧的作用下起到密封作用。

3) 活动侧护板的结构型式及特点。

图 12-16 为一典型的活动侧护板, 其特点是密封性能好, 接触面积大, 导向性好; 可以调架, 有利于支架的稳定。

2. 排头支架的防倒、防滑装置

对于大倾角支架, 必须配备排头支架, 排头支架由 3~5 架组成。排头支架是整个工作面的基础, 只要解决了排头支架的防倒、防滑问题, 其余支架以此为基准, 整个工作面支架的防倒、防滑问题就可以基本解决。

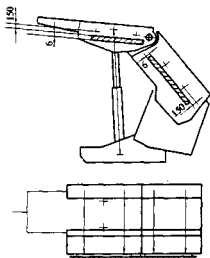


图 12-15 鹤护板加载试验

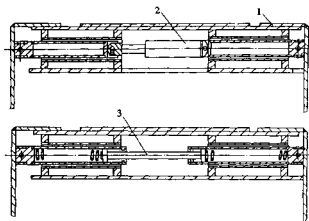


图 12-16 直角式侧护板

1—活动侧护板；2—侧推千斤顶；3—弹簧组件

1) 排头支架的防滑装置。

防滑装置的作用是：防止支架下滑，调节架间距，当支架下滑时，使支架复位。其主要结构型式有以下 4 种。

调架梁。如图 12-17 所示，调架梁安装于底座的侧面，长度比支架底座的长度稍短些。当支架下滑时，操纵调架梁的千斤顶把上一架支架扶位。调架梁的另一个作用是，在支架移架过程中，起到导向作用，防止支架底座下滑。

调架杆。如图 12-18 所示，调架杆由一组连杆和调架千斤顶组成。杆件 1 与底座铰接，铰接孔

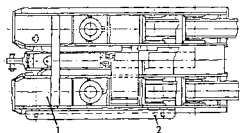


图 12-17 调架梁

1—底座；2—调架梁

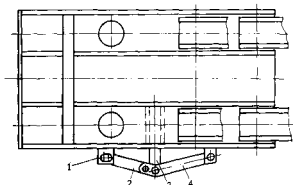


图 12-18 调架杆

1—滑座；2—连杆；3—千斤顶；4—撑杆

是长孔，底座上调架千斤顶的孔也是长孔，通过调架千斤顶的推拉实现调架，同时也具有导向作用。这种结构的特点是简单可靠。我国使用的较少，波兰等国家使用的较多。

平拉式。如图 12-19 所示，调架千斤顶的两端有连接头，连接头与支架的底座相连，通过调架千斤顶的推拉来实现调架。这种结构的特点是，调架比较容易，但没有导向功能，占的空间较大。在设计上应考虑前后一个步距，上下落差 150 mm，千斤顶不能与底座干涉。

兜角式。如图 12-19 所示，调架千斤顶安装在排头支架的第一架底座的下侧，通过圆环链与第三架底座相连，当第一架降架后，收调架千斤顶可实现调架。

2) 排头支架防倒装置。

防倒装置的作用是防止支架歪倒，如果出现倒架时，能把支架扶正。其结构型式主要有两种。

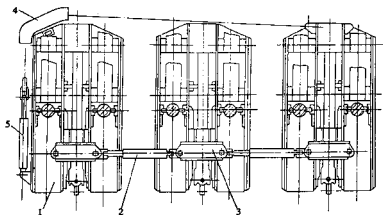


图 12-19 平拉式防滑机构

1—底座；2—底调千斤顶；3—调架座；4—导向筒；5—兜角千斤顶

斜拉式。如图 12-20 所示，防倒装置主要由防倒千斤顶和圆环链组成。千斤顶的一端与排头支架第一架的顶梁相连，另一端与第三架底座相连，通过防倒千斤顶的拉力来实现防倒。这种结构型式的优点是采用圆环链软连接，适应性较好，不易损坏，常用于倾角较大的工作面。缺点是拉力的利用率较差，斜拉装置占用较多的人行空间。

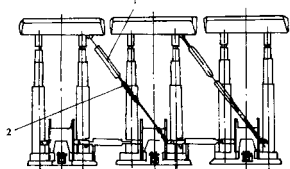


图 12-20 斜拉式防倒装置

1—调架千斤顶；2—圆环链

平拉式。如图 12-21 所示，防倒千斤顶两端通过连接头与相邻两架的顶梁相连，通过防倒千斤顶的推拉来实现防倒和调架。这种结构的优点是千斤顶的力量能够充分发挥，调架的力量较大。缺点是连接头

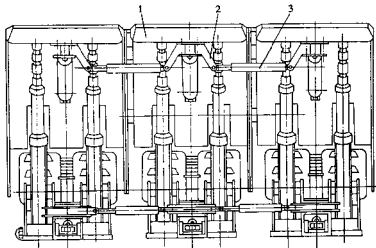


图 12-21 平拉式防倒装置

1—支架；2—双向铰接耳座；3—防倒千斤顶

和千斤顶容易损坏，在降、移架时千斤顶容易和顶梁干涉。

3. 工作面支架的防倒、防滑

由于有排头支架为基础，一般情况下，工作面中部支架只是留有安装防倒装置的位置，如防倒等，平时防倒装置不安装，必要时再安装。但防滑装置，每个支架都要配备，以备随时进行调架，其结

构型式可以与排头支架的防滑装置一样。

4. 输送机的防滑

由于输送机的防滑能力比较差，当工作面倾角较大时，输送机的防滑需要由支架来解决，解决的措施有3种。第1种是靠支架的推移机构限位。推移机构采用宽推杆，与底座的间隙很小，限制输送机下滑，只适用于倾角不太大的工作面。第2种是采用输送机防滑装置，如图12-22所示，由千斤顶和圆环链组成，一端与运输机挡板上的耳座相连，另一端与其上邻3~5架底座相连，靠千斤顶的闭锁力量阻止输送机下滑。当输送机出现下滑时，靠防滑千斤顶的拉力向上提拉复位。防滑千斤顶的数量根据工作面的倾角来确定，一般每隔5~8架设一组。第3种是在采煤工艺上采取措施，工作面采用伪斜方式开采。当输送机出现下滑时，先推输送机头，使输送机向上窜动。该方法只用于工作面高度小、倾角不大的情况，否则不安全。

5. 防护挡板

当工作面倾角大于 35° 时，液压支架必须配有防护挡板，如图12-23所示。防护挡板1由千斤顶控

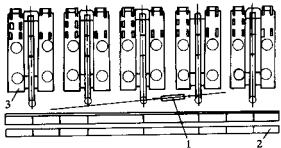


图 12-22 输送机防滑装置

1—斜拉千斤顶；2—输送机；3—支架

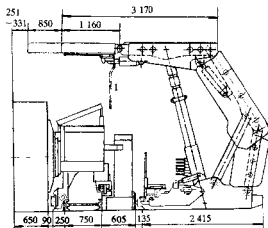


图 12-23 防护挡板

制，其作用是使采煤机机道与人行空间隔离，避免工作面上部的矸石或块煤下落时伤人。

(二) 大倾角液压支架的液压系统

图12-24为一典型的大倾角液压系统，与普通液压支架液压系统相比，有以下特点。

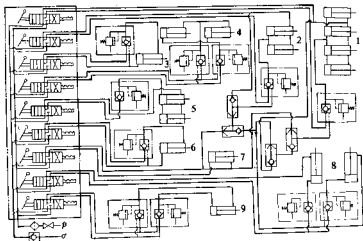


图 12-24 ZYJ3200/14/32 型支架的液压系统

1—侧推千斤顶；2—底调千斤顶；3—伸缩架千斤顶；4—保护千斤顶；5—前梁千斤顶；
6—推板千斤顶；7—推移千斤顶；8—立柱；9—平衡千斤顶

(1) 大倾角液压支架的液压系统必须采用邻架控制，上一架控制下一架，防止在降移架时矸石伤人。

(2) 侧护板千斤顶带有限压阀，以保证侧护板与邻架侧护板紧密贴在一起，防止漏矸伤人。

(3) 大倾角支架的液压系统比普通支架的液压系统复杂，千斤顶、控制阀多。

(4) 必须保证支架的初撑力。一是要保证泵站的压力；二是要配备初撑力保证阀。

(5) 移架、降柱时，防滑装置打开液压锁。

四、典型大倾角液压支架

(一) ZYD3400/34/45 型大倾角液压支架

1. 支架的主要技术参数（见表 12-4）。

表 12-4 大倾角支架的主要技术参数

项 目		ZYS9600/14/32	ZYJ3200/14/32G	ZYD3400/23/45
支 架	型 式	两柱掩护式	两柱掩护式	两柱掩护式
	最大高度 (m)	3.2	3.2	4.5
	最小高度 (m)	1.4	1.4	2.3
	宽度 (m)	1.43	1.384-1.584	1.43-1.6
	中心距 (m)	1.5	1.5	1.5
	初撑力 (kN)	2 140-2 230	2 480-2 506	2 583-2 601
	工作阻力 (kN)	2 870-3 200	2 480-3 210	3 104-3 541
	支护强度 (MPa)	0.54-0.63	0.54-0.60	0.59-0.68
	对底板比压 (MPa)	1.4-2.7	1.06-1.55	1.23-1.76
	活动侧护板	双侧直角	双侧直角	双侧直角
	控制方式	邻架控制	邻架控制	邻架控制
移架步距 (m)	0.60	0.6	0.6	
泵站压力 (MPa)	31.4	31.4	31.4	
质量 (t)	10.5	12.16	19.8	
立 柱	型 式	单伸缩机械加长段	单伸缩机械加长段	双伸缩
	缸径 (mm)	230	230	230
	柱径 (大/小) (mm)	210/179	210/179	220/160
	初撑力 (kN)	1 200	1 309	1 304
工作阻力 (kN)	1 600	1 617	1 667	
推 移 千 斤 顶	型 式	浮动活塞	浮动活塞	浮动活塞
	缸径 (mm)	125	160	160
	杆径 (mm)	70	85	85
	行程 (mm)	650	700	750
	推力 (kN)	120.7	179	179
	推力 (kN)	246	453	453
适 应 条 件	直接顶 (类)	I, II	I, II	II
	老顶 (级)	≤55	≤55	≤35
配 套	采 煤 机	MC200-QW	MC200-QW	MXA-300/4.5W
	输 送 机	SGBQ-764/160W	SGBQ-764/160W	SGZC-730/320S

2. ZYD3400/23/45 大倾角液压支架的特点

图 12-25 为 ZYD3400/23/45 大倾角支架，其主要特点如下：

(1) ZYD3400/23/45 型支架是国内大倾角支架中最高的支架，目前国内大倾角支架最大高度一般在 3.5 m 以下，ZYD3400/23/45 型支架最大高度达到 4.5 m。

(2) 严格控制四连杆轴与孔的配合间隙，使支架初撑时不会造成较大的横向偏斜，改善支架的受力

状况。

(3) 顶梁有伸缩梁、前梁、向上翻转的护帮板，可适应对不平顶板的支护，也给处理顶板事故带来方便。

(4) 设有二级护帮装置，加大了维护煤壁的面积，可有效地防止煤壁片帮和顶板抽顶冒空。

(5) 采用大缸径的平衡千斤顶，两个平衡千斤顶的推拉力分别为 904 kN 和 1 260 kN，提高了平衡千斤顶对支架的调节能力。

(6) 在支架的顶梁和掩护梁间设有机械限位装置，当顶梁和掩护梁间的夹角达到 170° 时，机械限位起作用，保护平衡千斤顶。

(7) 在工作面下端配有 3 架一组的排头支架，这 3 架支架顶梁用防倒千斤顶相连，限止支架歪倒，并配有兜角式防滑机构（图 12-19）。

(8) 工作面中部支架也设有防倒、防滑机构，支架的顶梁上配有防倒千斤顶，底座上设有导向梁。

(二) ZYS9600/14/32 型大倾角液压支架

如图 12-26 所示，ZYS9600/14/32 型大倾角支架是借鉴国外大倾角支架的经验由我国自行研制的。采用移步横梁，将 3 个支架组成一组，支架与输送机不相连，支架与输送机的下滑互不影响。ZYS9600/14/32 型支架的主要技术参数见表 12-4，支架的主要特点如下。

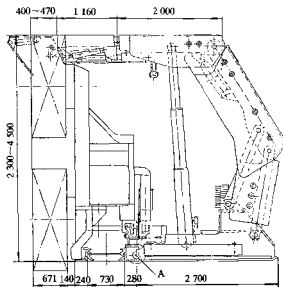


图 12-25 ZYD3400/23/45 支架

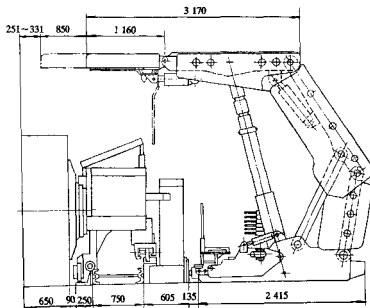


图 12-26 ZYS9600/14/32 型大倾角支架

(1) 中间架底座前端与移步横梁相连，上下两架通过推移杆与移步横梁相连。移架时先降中间架，上下两架通过推移杆将移步横梁和中间架一起前移；中间架移过撑紧顶板后，用压紧千斤顶将移步横梁锚固，再依次移上下支架。移步横梁增加了支架横向稳定性，并可利用调节千斤顶调节横向位置，防止支架下滑。

(2) 设有安全防护装置, 在前梁的后部设有防护板, 与输送机挡板构成隔离人行道和采煤机道的防护墙, 防止前方矸石和煤块窜入人行道伤人。

(3) 支架除了顶梁和掩护梁带有活动侧护板外, 后连杆也设有活动侧护板, 支架的密封性和导向性能较好。

(4) 采用斜拉式防倒装置, 防倒千斤顶的两端通过圆环链一端与下一架的顶梁相连, 另一端与移步横梁相连, 防止支架歪倒。该支架在国家检测中心做性能测验时, 试验的倾角达到 55° , 支架的降→移→升整个过程运转正常, 没有出现倒架现象。

(5) 防滑装置为兜角式, 防滑千斤顶安装在下架底座的下侧, 通过圆环链与上第 3 架底座的后部相连。下架移架时, 收防滑千斤顶可防止下架支架下滑。

(6) 移步横梁可兼作行人梯子, 其上安有牢固的扶手。

(三) ZYJ3200/14/32 型大倾角液压支架

如图 12-24 所示, ZYJ3200/14/32 型支架是北京开采研究所为沈阳红菱矿大倾角工作面设计的, 工作面的倾角达到 43° , 通过一年多的使用, 支架没有出现歪倒现象, 使用效果较好。

ZYJ3200/14/32 型支架的主要技术参数, 见表 12-4 所示, 其主要特点如下:

- (1) 支架可在俯斜(工作面上部超前)工作面中使用, 最大俯斜角度为 8° 。
- (2) 配有输送机防滑装置, 当输送机出现下滑时, 所有工作面防滑千斤顶同时向上斜拉。
- (3) 配备有较完善的安全防护装置, 使支架能适应 $35^\circ\sim 55^\circ$ 的倾角。
- (4) 支架带有二级护帮, 防护煤壁的高度可达 2.1 m, 可有效地防止煤壁片帮。
- (5) 为了增加支架的稳定性, 立柱采用八字形布置。
- (6) 前梁带有伸缩梁, 采煤机过后, 伸出伸缩梁及时维护顶板。
- (7) 支架的底座一侧安设有导向梁, 支架前移时可以起导向作用, 同时还可以调架。

五、使用大倾角液压支架注意事项

由于大倾角工作面条件比较复杂, 给工作面支架管理和使用带来了许多困难, 在使用中应注意以下事项:

- (1) 严格控制工作面的采高, 如果出现采煤机制煤高度超过支架最大高度时, 支架顶空, 极易发生倒架。
- (2) 保证支架有足够的初撑力, 大倾角支架的初撑力对管理顶板和防止支架倾倒尤为重要, 足够的初撑力可以防止支架歪倒和下滑, 同时对顶板管理也有好处。
- (3) 采煤机要割平顶、底板, 使支架的顶梁和底座能很好地与顶、底板接触。
- (4) 及时移架维护顶板, 防止工作面出现片帮冒顶现象。如果出现冒顶现象, 应及时处理顶板, 加快推进速度。
- (5) 如果支架有歪倒倾向时, 要及时调整, 防止支架进一步歪倒。
- (6) 操作人员应注意观察顶板和煤壁的情况, 注意安全, 发现问题应及时处理, 以免伤人。

第十三章 端头液压支架

第一节 综采工作面端头支护要求和端头液压支架的作用

综采工作面端头是指工作面与回采巷道的交汇处，根据回采巷道的不同，又有上端头、下端头之分。端头区是采运设备的交接点，设备布置密集，而且是行人、通风、运料及输煤的咽喉，端头管理和支护的好坏，是决定工作面能否正常运转、工作面安全程度的关键。据不完全统计，在使用木支护、摩擦式金属支柱或单体液压支柱维护端头时，因支护状况不佳而在综采工作面端头出现的人身伤亡事故占综采事故的53%。近年来，我国综采工作面端头顶板事故数量虽逐年减少，但事故率仍居高不下。因而，改善综采工作面端头的支护状况，实现综采工作面端头作业的机械化和自动化，是提高综采工作面安全程度的重要途径。

随着综采技术的发展，对综采工作面的单产要求也越来越高。根据国内外的统计资料，提高设备开机率、加快推进速度、提高工人的工作效率，是提高单产的有效途径。但是，要保证综采工作面高推进速度，如果端头支护状态不佳，多台设备得不到维护，多项工序不能正常进行，那么提高工作面单产是不可能的。而且，综采工作面端头作业劳动量相当大，据有关资料介绍，德国的综采工作面端头劳动消耗占工作面用工总数的25%，我国一些使用较好的局、矿端头劳动消耗也在30%以上，个别达40%，因而，实现端头作业的机械化，是减少工人笨重的体力劳动、降低事故率、提高工作面的推进速度、实现高产高效的关键因素。

综采工作面端头虽然占用面积不大，但端头区是巷道和综采工作面的交汇处，围岩在多种支承压力作用下，受采动影响最大，矿压显现复杂，无立柱支护空间大，所以端头既是顶板维护的重点，又是顶板管理的难点。

一、工作面上端头支护要求

工作面上端头是指综采工作面与工作面回风巷的交汇处，具有以下几个特点：

- (1) 综采工作面上端头布置有刮板输送机机尾以及其它一些附属设备，端头支护必须有利于这些设备的安全运行以及综采工作面的正常推进。
- (2) 综采工作面上端头一般是工作面通风的回风口，为保证工作面的安全生产，端头支护必须有足够的通风断面。
- (3) 综采工作面上端头是工作面工作人员的进出通道，又是事故多发地段，端头支护必须牢固可靠，以保证行人的绝对安全。
- (4) 综采工作面上端头是采煤机进刀打回头的地点，为减轻工人的劳动强度，提高劳动生产率，端头支护必须有利于采煤机自开切口。
- (5) 端头处在综采工作面边缘，由于顶板一侧煤柱支撑，有利于采空区呈三角形悬顶，面积较大，因此，在不采用沿空留巷时，端头支架应有较大的切顶能力。

二、工作面下端头支护要求

综采工作面下端头是指工作面与工作面运输巷的交汇处。和上端头相比，区内布置设备更多，包括

刮板输送机机头、转载机机尾等，因此，下端头支护除应满足上端头支护要求外，还有以下几个特点：

(1) 综采工作面下端头设备复杂，体积庞大，要求端头支架不但要保证各种机电设备得到正常维护，而且要有较大的无立柱空间，以保证此处设备的正常运转及顺利前移。

(2) 端头支架不但要保证刮板输送机机头及自身的顺利前移，而且要保证转载机及破碎机前移，因而对端头支架的推移力及拉架力有更高的要求。

总之，端头支架必须满足与综采工作面回采巷道机电设备的配套性，支护面积大，无立柱空间大，有护巷及护帮能力，利于拆棚和替棚，系统运动灵活，推拉力满足要求，保证设备的正常运转及工作面的推进要求。

三、端头支架的作用

自 80 年代初，我国已研制了多种综采工作面端头支架，并且已在铁法、平顶山、潞安、西山等十几个矿务局推广使用。据统计，全国综采工作面有 15% 以上使用各种型式的综采端头支架。随着综采技术的发展和工作面推进速度的加快，端头支架的普及率也会越来越广，端头支架的作用也越来越大。端头支架的作用主要表现在以下几个方面：

(1) 维护巷道与工作面交叉口的顶板，保证足够的工作空间，保证工人生产安全及人行道的顺利畅通。

(2) 为端头区刮板输送机和转载机的连接提供条件，保证运输设备的正常运转。

(3) 可以自身移动，并为刮板输送机的机头、机尾及转载机的前移提供动力，保证综采工作面正常推进。

(4) 对于大倾角综采工作面，端头支架与工作面支架紧靠，能防止工作面支架的倾倒。

(5) 综采工作面上下端头均是采煤机进刀打回头的地方，端头支架为采煤机自开切口创造有利条件。

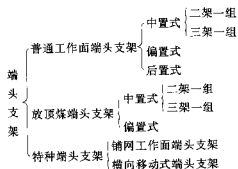
(6) 随着综采工作面的推进，工作面回风巷和运输巷的棚梁及棚腿要不断回收利用，采用端头支架为棚梁和棚腿的回收创造有利条件。

(7) 使用端头支架提高了工作面端头区的安全程度，减轻工人的劳动强度，提高劳动效率，为工人提供良好的工作环境。

第二节 端头支架的分类和技术要求

一、端头支架的分类和特点

我国使用端头支架已有近 20 年的历史，开始使用的端头支架主要依靠引进，例如，前苏联 OKII 综采端头支架。我国自行研制和使用端头支架是从 80 年代开始，经过 10 多年的探索，已研制成功几十种端头支架，分类如下：



1. 普通工作面端头支架

普通工作面端头支架是指和普通掩护式或支撑掩护式支架配套使用的端头支架，按端头支架与转载机的配套关系又可分为偏置式、中置式和后置式端头支架。

偏置式普通工作面端头支架的特点是整个端头支架由主、副架组成，主架宽，左右布置两排立柱；副架窄，布置一排立柱，转载机中心线与主架中心线重合，布置在工作面运输巷的一侧，这样可充分利用回采巷道空间。

中置式普通工作面端头支架的特点是转载机放在端头支架的中部，当为二架一组时，左右架对称布置，除左右架底座对称布置外，其余结构件均相同，当为三架一组时，中间为主架，两侧副架对称布置，转载机放在主架中部。此种类型端头支架适用于大断面回采巷道，结构简单，稳定性好。

后置式普通工作面端头支架的特点是端头支架的结构在工作面支架基础上通过加长顶梁或前梁而得，结构简单，端头支架布置在转载机之后，此种端头支架一般适用于刮板输送机与转载机整体交叉侧卸的工作面。

2. 放顶煤端头支架

放顶煤端头支架指和放顶煤液压支架配套使用的端头支架。放顶煤端头支架架型较长，前、后设置两个纵向空间以放置前、后刮板输送机机头，顶梁和底座一般都由多节组成。根据转载机和端头支架的配套关系，放顶煤端头支架又可分为偏置式和中置式端头支架。

此外，还有应用于铺网分层开采工作面的铺网端头支架，应用于拱形巷道或大倾角工作面的横向移动式端头支架等，所有这些端头支架都有其特定的应用范围和适用条件，在实际应用中都取得了一定的经济效益。但毕竟国内起步较晚，在端头支架的设计和使用中还有许多缺点和不足之处，有待进一步的研究和开发。

二、端头支架的主要技术要求

端头支架应具备适应所用综采工作面地质条件、巷道尺寸、配套设备及方便使用的性能，主要技术要求包括以下几个方面：

1. 配套性

端头支架与刮板输送机机头的搭接关系如图 13-1 所示，纵向空间距离 L_A 应满足下式要求，即

$$L_A \geq W_h + S_d + 200 \quad (\text{mm})$$

式中 W_h ——刮板输送机机头最大宽度 (mm)；

S_d ——移架步距 (mm)。

工作面刮板输送机中心线与端头支架中心线垂直布置，机头在端头支架的纵向空间内纵向移动，刮板输送机机头向前移动是依靠过渡支架，端头支架放置机头的纵向空间应大于机头横向最大尺寸与步距之和。对于双输送机放顶煤端头支架，放置机头的两个纵向空间不但应满足此项要求，而且还必须满足前、后输送机中心线距离要求。

2. 行人要求

工作面端头区是工作人员的交通要道，又是事故多发地段，因此，端头支架必须有足够的行人空间，保证人员安全顺利通过，按《端头液压支架技术条件》要求，端头支架内最小通道宽度应大于 500 mm。

3. 对巷道的适应能力

对于两架或三架一组的中置式或偏置式端头支架，整架均放置在巷道内，架体应有适应巷道尺寸变化的能力，才能充分发挥端头支架的作用。由于端头支架纵向长度较长，在拉架过程中很容易造成歪

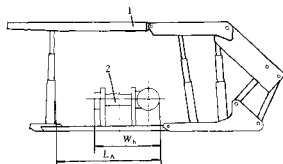


图 13-1 端头支架与刮板输送机的配套关系

1—端头支架；2—输送机机头

斜,使移架困难,为此,顶梁应设置数组调架装置,包括接头、调架千斤顶等,必要时,底座上也应设置调架千斤顶。

4. 端头支架与转载机的配套性

对于中置式或偏置式端头支架,转载机均放置在架体内,架体内放置转载机的槽宽应能适应所选型号的转载机宽度要求,连接转载机与端头支架的推移梁也应与所选型号的转载机配套。转载机是依靠端头支架所有推移千斤顶共同作用向前推进的,而端头支架的移动则是其中一架以另一架或另两架和转载机为支点向前移动,因此,对端头支架的推移机构,应能实现同步推进,交替拉架。图 13-2 为一典型的偏置式推移梁结构。

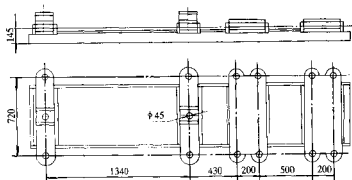


图 13-2 偏置式端头支架推移梁结构

5. 拉架力要求

端头支架的拉架力应在各种条件下顺利拉架,特别是当综采工作面出现问题不能进行正规循环时,采煤机的冷却水、降尘水以及采空区的大量淋水都会积存在下端头处,加上老顶来压,端头支架会陷在煤泥中,工作条件逐渐恶化,拉架阻力会急剧增加,此时则需要较大的拉架力。推移千斤顶拉架力设计应按最恶劣条件考虑,一般不应小于端头支架架体总重的 3 倍。

6. 推力要求

转载机的前移是依靠端头支架的推移千斤顶通过推移梁传递推动力的。端头支架推移千斤顶所克服的阻力包括转载机与端头支架以及与可伸缩皮带输送机之间的摩擦力,推移梁受巷道地板的阻力以及其他一些附加力。一般情况下,端头支架推移机构的推力应大于 1.3 倍拉架力。

7. 空间要求

双输送机放顶煤端头支架应设计两个纵向空间,以保证前、后输送机与转载机的搭接并保护输送机机头。

8. 铺网端头支架要求

铺网端头支架既可设置铺网机构,也可不设置铺网机构。设置铺网机构的端头支架应满足与相邻支架网的搭接宽度不小于 150 mm,具有方便的连网空间,移架时与相邻支架网槽中的网左右、上下不能相碰。

9. 液压系统要求

为避免管路系统损坏和保护行人安全,端头支架管路系统要布置整齐、美观,胶管长、短合适,特别是在放置刮板输送机、行人的地方,不使胶管挤压、堆积在一起。操纵阀的位置应能方便操作,方便观察回采工作面刮板输送机、转载机及前方巷道的状况。

上述 9 条是端头支架应具备的基本性能,如生产实际需要,还应增设其它装置和功能。

三、端头支架的设计

端头支架的构件强度取决于端头支架的工作阻力。我们知道,工作面液压支架的工作阻力是根据

工作面矿压显现规律来决定的,同样,端头支架的工作阻力也必须根据端头区矿压显现规律来确定。观测资料表明,端头区的顶板来压强度与中段顶板来压强度有密切的内在联系。

1. 综采工作面端头区矿压显现规律

为了研究综采工作面矿压显现规律,国内不少科研人员对综采工作面的支架工作状态进行了观测,从而得出其沿综采工作面长度方向的分布规律,以及液压支架所需的支护强度。据柴里、邢台、姚桥3矿4个工作面的矿压观测资料统计,沿工作面长度方向上、下30m区段内的支护强度为全工作面平均支护强度的80%,为工作面中段平均支护强度的70%,也就是说,端头支架的实际支护强度比工作面中段在非沿空留巷条件下一般可低约30%。沿空留巷综采工作面端头区不适于使用端头支架。

2. 端头支架合理的支护强度和工作阻力

形成综采工作面端头区支护强度低于中段支护强度的原因主要是端头区一侧顶板有煤柱支撑,条件比中段好,因而作用在端头支架的压力也小。只要工作面端头顶板岩层或煤层具有一定强度和厚度,顶板在煤柱支撑作用下就可能形成“悬板”结构,这种结构的破坏形式与工作面内“悬臂梁”结构的破坏形式不同,“悬臂梁”的破坏一般随工作面的推进呈周期性折断、失稳,而“悬板”结构一般是在工作面后方某一位置的顶板强烈沉降,没有明显的周期来压,因而,端头支架在悬板结构的维护下,支护强度将明显低于中部支架。但是,在特殊地质条件下,端头支架承受的顶板压力也可能出现接近或高于中部支架的情形,主要表现在以下两个方面:

(1) 综采工作面顶板岩层或煤层松软,形不成悬板结构。

(2) 由于原生或采动裂隙影响,支承顶板的煤体、煤柱片帮失稳,或顶板岩层或煤层产生离层,从而引起悬板结构的突然破坏。

从以上分析可以看出,确定端头支架的支护强度要根据具体地质条件而定,表13-1列举了10种北京开采研究所设计的端头支架和与之配套的工作面液压支架的支护强度,从表中可以看出,绝大多数端头支架的支护强度都为与之配套的工作面液压支架支护强度的60%~80%,只有少数端头支架的支护强度接近或大于与之配套的工作面液压支架的支护强度。

端头支架的工作阻力是由端头支架的支护强度 and 支护面积所决定的。

表 13-1 端头支架与工作面支架支护强度对照

端头支架型号	支护强度 (kN)	工作阻力 (kN)	工作面支架型号	支护强度 (MPa)	工作阻力 (kN)	端头支架与工作面支架支护强度之比 (%)
ZTZ12800/16/30	0.66	12 800	ZY6600/13/25	0.84	6 600	78
ZTP7500/18/36	0.37	2 500	ZZP4200/17/35	0.68	4 200	54.4
ZTP7450/18.5/35	0.52	74 500	ZZ4000/18/38	0.70	4 000	74
ZT4420/18.5/35	0.37	4 420	ZY2000/14/31	0.50	2 000	74
ZTZ8000/17/35	0.56	8 000	ZY3200/19/40	0.63	3 200	88
ZTZ14000/25/47	0.59	14 000	ZZ5600/25/47	0.90	5 600	65
ZTP5400/17/35	0.57	5 000	ZZP5400/17/35	0.83	5 400	69
ZTZ19200/19/30	0.76	19 200	ZFY4400/17/28	0.67	4 400	113
ZTF11500/22/32	0.47	11 500	ZF3200/17/28	0.46	3 200	102
ZTZ14000/25/47	0.58	14 000	ZZ6000/25/50	0.89	6 000	65

3. 端头支架主要结构参数的确定

(1) 高度。由于端头支架体积比较大,运输时要解体,因此,对端头支架最低高度要求不严格,仅考虑实际使用高度,即满足控顶、通风、行人及与工作面支架及其巷道的高度等配套关系。所以调高幅度可以在一个较小的范围内变化。

(2) 宽度。主要指顶梁宽度，顶梁宽度应能适应回采巷道宽的需要，在巷道内留有适当间隙（一般为 200 mm 左右）的前提下，尽量增大其支护面积。在设计时，为适应回采巷道宽度的变化，保证端头支架顺利前移，顶梁一般设计成前窄后宽的楔形。

4. 端头支架受力分析

如前所述，端头支架型式各种各样，其受力分析方法也有所不同，我们以二架一组中置式普通工作面端头支架为例进行说明，图 13-3 为该种支架的结构图及尺寸代号。

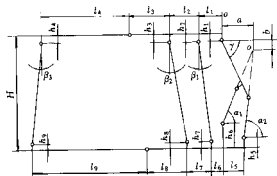


图 13-3 端头支架结构简图及尺寸代号

将前梁、顶梁及掩护梁从支架中分离出来，进行受力分析，如图 13-4 所示。

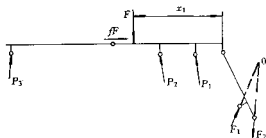


图 13-4 前梁、顶梁及掩护梁受力

令外载合力为 F ，作用点距顶梁和掩护梁铰接点为 x_1 ，对瞬心取矩有

$$P_1 \cos \beta_1 (l_1 + a) + P_2 \cos \beta_2 (l_2 + a) + P_3 \cos \beta_3 (l_3 + l_4 + a) - P_1 \sin \beta_1 (b + h_1 - h_2) - P_2 \sin \beta_2 (b + h_1 - h_3) + P_3 \sin \beta_3 (b + h_1 - h_4) - F(x_1 + a) + fF(b + h_1) = 0 \quad (13-1)$$

再取前梁和顶梁为分离体，如图 13-5 所示，对顶梁及掩护梁铰点取矩有

$$\begin{cases} P_1 \cos \beta_1 l_1 + P_2 \cos \beta_2 l_2 + P_3 \cos \beta_3 (l_3 + l_4) + \\ P_1 \sin \beta_1 (h_2 - h_1) + P_2 \sin \beta_2 (h_3 - h_1) - \\ P_3 \sin \beta_3 (h_4 - h_1) - Fx_1 + fFh_1 = 0 \\ F_{3x} - P_1 \sin \beta_1 - P_2 \sin \beta_2 + P_3 \sin \beta_3 + fF = 0 \\ -F_{3y} + P_1 \cos \beta_1 - P_2 \cos \beta_2 + P_3 \cos \beta_3 - F = 0 \end{cases} \quad (13-2)$$

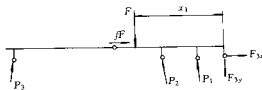


图 13-5 前梁及顶梁受力

解联立方程 (13-1)、(13-2) 可得

$$\begin{cases} F = \frac{Ba - Ab}{a - fb} \\ x_1 = [P_1 \cos \beta_1 l_1 + P_2 \cos \beta_2 l_2 + P_3 \cos \beta_3 (l_3 + l_4) + P_1 \sin \beta_1 (h_2 - h_1) + \\ P_2 \sin \beta_2 (h_3 - h_1) - P_3 \sin \beta_3 (h_4 - h_1)] / F \\ F_{3x} = \frac{A - Bf}{a - bfa} \\ F_{3y} = \frac{A - Bfb}{a - bfb} \end{cases} \quad (13-3)$$

其中 $A = P_1 \sin \beta_1 + P_2 \sin \beta_2 - P_3 \sin \beta_3$; $B = P_1 \cos \beta_1 + P_2 \cos \beta_2 - P_3 \cos \beta_3$

将作用到顶梁及前梁上的合力 F 分为 F_x 和 F_y ，其中 F_x 是作用在顶梁上的合力， F_y 为作用到前梁上的合力，如图 13-6 所示。

根据力平衡原理,有如下方程,即

$$\begin{cases} F_a + F_b = F \\ F_a(x_1 - c) = F_b(l_3 - x_1 + x'_1) \end{cases} \quad (13-4)$$

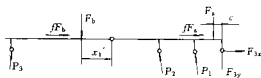


图 13-6 前梁及顶梁受力分解

前梁受力分析如图 13-7 所示,有如下方程,即

图 13-7 前梁受力

$$\begin{cases} P_3 \cos \beta_3 l_4 - P_3 \sin \beta_3 h_4 - F_b x'_1 = 0 \\ fF_b - F_{4x} + P_3 \sin \beta_3 = 0 \\ F_{4y} - F_3 + P_3 \cos \beta_3 = 0 \end{cases} \quad (13-5)$$

解联立方程 (13-4)、(13-5) 可得

$$\begin{cases} x'_1 = \frac{(P_3 \cos \beta_3 l_4 - P_3 \sin \beta_3 h_4)(l_3 - c)}{F(x_1 - c) - P_3 \cos \beta_3 l_4 + P_3 \sin \beta_3 h_4} \\ F_a = \frac{x_1 - c}{l_3 + x'_1 - c} F = \frac{F(x_1 - c) - P_3 \cos \beta_3 l_4 + P_3 \sin \beta_3 h_4}{l_3 - c} \\ F_b = \frac{l_3 - x_1 + x'_1}{l_3 + x'_1 - c} = \frac{F(l_3 - x_1) + P_3 \cos \beta_3 l_4 - P_3 \sin \beta_3 h_4}{l_3 - c} \\ F_{4x} = fF_b + P_3 \sin \beta_3 \\ F_{4y} = F_b - P_3 \cos \beta_3 \end{cases} \quad (13-6)$$

掩护梁受力分析如图 13-8 所示,有如下方程,即

$$\begin{cases} F_{3y} + F_1 \sin \alpha_1 - F_2 \sin \alpha_2 = 0 \\ -F_{3x} + F_1 \cos \alpha_1 - F_2 \cos \alpha_2 = 0 \end{cases} \quad (13-7)$$

得

$$\begin{cases} F_1 = \frac{F_{3y} \sin \alpha_2 + F_{3x} \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 - \alpha_1)} \\ F_2 = \frac{F_{3x} \sin \alpha_1 + F_{3y} \cos \alpha_1}{\sin(\alpha_2 - \alpha_1)} \end{cases} \quad (13-8)$$

由于端头支架所受的外力是平衡的,因此可求得底座合力作用点的位置。

根据力矩平衡原理,有如下方程

$$fFH = Fd \quad (13-9)$$

则 $d = fH$, d 即为底座合力作用点与顶梁合力作用点的水平距离。底座受力如图 13-9 所示。

将作用到底座上的合力 F 分为 F_c 和 F_d , 其中 F_c 为作用到后底座上的合力, F_d 为作用到前底座上的合力,如图 13-10 所示。根据力平衡原理,有如下方程

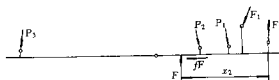


图 13-9 底座及前底板受力

$$\begin{cases} F_c + F_d = F \\ F_c(x_2 + e) = F_d(l_8 - x_2 + x'_2) \end{cases} \quad (13-10)$$

前底座受力分析如图 13-11 所示, 有如下方程

$$\begin{cases} -F_{5x} - fF_d - P_3 \sin \beta_3 = 0 \\ -F_{5y} + F_d - P_3 \cos \beta_3 = 0 \\ P_3 \cos \beta_3 l_9 + P_3 \sin \beta_3 h_9 - F_d x'_2 = 0 \end{cases} \quad (13-11)$$

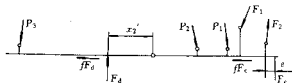


图 13-10 底座及前底板受力分解

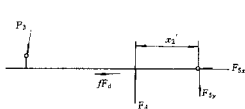


图 13-11 前底座受力

解联立方程组 (13-10)、(13-11) 可得

$$\begin{cases} x'_2 = \frac{(P_3 \cos \beta_3 l_9 + P_3 \sin \beta_3 h_9)(l_8 + e)}{F(x_2 + e) - (P_3 \cos \beta_3 l_9 + P_3 \sin \beta_3 h_9)} \\ F_c = \frac{F(l_8 - x_2) + (P_3 \cos \beta_3 l_9 + P_3 \sin \beta_3 h_9)}{l_8 + e} \\ F_d = \frac{F(x_2 + e) - (P_3 \cos \beta_3 l_9 + P_3 \sin \beta_3 h_9)}{l_8 + e} \\ F_{5x} = -(fF_d + P_3 \sin \beta_3) \\ F_{5y} = F_d - P_3 \cos \beta_3 \end{cases} \quad (13-12)$$

其他类型的端头支架的受力分析可参考上述方法进行。

端头支架强度校核可参考工作面支架结构件强度校核方法进行, 各结构件危险断面的安全系数应满足 MT/T556 液压支架设计规范中的要求。

四、端头支架在使用中应注意的几个问题

由于端头支架架体较大, 再加上工作面端头设备多而集中, 因此使用端头支架时经常会出现一些问题, 主要表现在以下几个方面:

1. 挤死架

挤死架是指端头支架与巷帮或临近支架之间没有活动间隙, 导致端头支架走不动。挤死架是综采工作面大型事故之一, 出现这种问题主要是工作面设备的上、下窜动, 巷道掘得不直和刮板输送机不沿端头支架中心线方向推进等多方面原因造成的。使用中应及时修复巷道, 逐渐调整刮板输送机的位置, 注意端头支架的前移方向, 以避免发生挤死架问题。

2. 压死架

压死架是指支架的实际使用高度接近或达到支架的最低高度, 导致支架无法脱离顶板而前移的现象。压死架也是综采工作面大型事故之一, 处理起来难度较大。引起这种现象的原因有: ①底板上胀; ②顶板下沉量大; ③底板浮煤积压严重; ④支架最低高度确定得不合理。避免出现压死架的方法是选择好端头支架的最低合理高度, 及时修理巷道和清理浮煤。

3. 支架倾倒与歪斜

由于端头支架 (特别是放顶煤端头支架) 架体较长, 在走架过程中常出现拉斜甚至倾倒现象, 一般

情况下,使用调架千斤顶就可解决这些问题,情况严重时,可在降架移架过程中打斜撑柱来调整。

4. 支架走不动

主要是由于巷道底板高低不平、底板遇水软化或支架拉架力小造成的。解决这个问题的办法是设计时加大推移千斤顶缸径;使用中及时修复底板;使底板尽量保持平直。

第三节 普通工作面端头支架

一、偏置式端头支架

目前现场使用的偏置式端头支架种类很多,但在结构上大同小异,现以北京开采研究所设计的SDB型端头支架为例进行说明。

1. 偏置式端头支架的组成和工作原理

图13-12是SDB型端头支架的结构图,可以看出,SDB型偏置式端头支架由以下几部分组成:

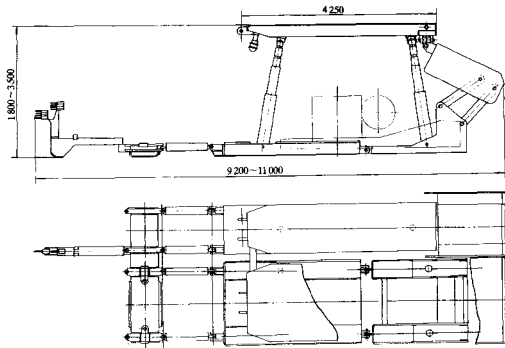


图13-12 SDB型偏置式端头支架

- (1) 结构件: 顶梁、掩护梁、底座、前连杆、后连杆、操纵台、加长腿、推移梁等;
- (2) 液压缸: 立柱、推移千斤顶、调架千斤顶、侧推千斤顶等;
- (3) 液压控制系统: 操纵阀、液控单向阀、安全阀、液控双向锁、截止阀、回油断路阀、过滤器等;
- (4) 管路系统: 各种规格的高、低压软管及管接头、三通等。

SDB端头支架由主、副架组成,在巷道中交替迈步前移,每架有两个推移千斤顶设置在前底座前方,由一个推移梁连在一起,操纵台安设在前方4m以外。转载机在推移梁与底座上方940mm宽的槽内通过两销轴和连板与推移梁连在一起,刮板输送机机头通过机头底座和导轨与转载机相连,推移时,4个推移千斤顶同时动作,将推移梁连同转载机一同推向前方,与此同时,转载机再通过机头底座和导轨将工作面输送机机头带走,然后两架再互为支点,迈步前移。该端头支架配备 $\phi 200$ mm和 $\phi 140$ mm

两种规格的推移千斤顶,以保证在不同泵站压力下有足够的拉架力。

2. 端头支架、输送机、转载机配套原理

三机配套关系如图 13-13 所示,机头底架(图 13-14)上方有两个 $\phi 100$ 的定位销或用键穿进焊在机头架下方的机头底板上,用螺栓把紧,机头底架下方有 $\phi 70$ 的导向轴,安放在导轨(图 13-15)的导向槽中,导轨又通过两个 $\phi 40$ 的销轴与转载机一侧的耳子相连,从而固定了导轨与转载机的相对位置,因此,实际上允许输送机机头相对于转载机有 2 个方向的转动,1 个方向的移动,即左右水平转角可达 $\pm 20^\circ$,上摆角可达 35° 左右,到图 13-13 所示的极限位置时下摆角为 7° ,机头往后拉移时,下摆角可逐渐加大。第 3 个活动量就是沿工作面方向允许 300 mm 的滑动量。因为有上述 3 个自由度,并且输送机机头与端头支架没有耳子直接相连,使输送机在运转过程中,有较大的灵活性和适应性,因而便于配套。

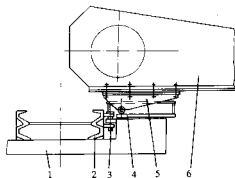


图 13-13 三机配套原理

1—底座; 2—转载机; 3—连接销; 4—导轨; 5—机头底架; 6—工作面输送机机头

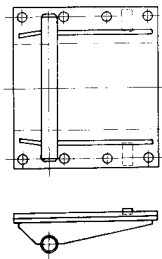


图 13-14 机头底架

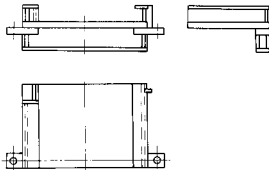


图 13-15 导轨

在布置回采工作面端头支架时,主架应布置在回采巷道外帮一侧,即转载机靠近外帮,工作面刮板输送机穿过端头副架与转载机搭接,回采巷道的另一侧可摆变电列车和泵站等,行人通畅。

3. 典型偏置式端头支架的技术特征

煤炭科学研究总院北京开采研究所根据各矿的地质条件设计了多种偏置式普通工作面端头支架,表 13-2 列举了部分偏置式端头支架的技术特征。

4. 偏置式端头支架的适用性

(1) 对巷道高度的适用性。由于端头支架体积较大,顶梁、底座的长度都在 4~6 m 以上,无法整体输送,所以在一般情况下,端头支架均解体输送,而最后到工作地点再行组装,因此,设计端头支架一般主要考虑使用高度,使之适应巷道高度的要求,而各种煤层的巷道高度又相近,例如:薄煤层工作面虽然煤层可采高度不大,巷道高度一般在 2.2 m 以上;而对于厚煤层工作面,虽然煤层可采高度可达 4~5 m,但巷道高度没有必要掘到这样高,一般在 3 m 左右就能满足通风和输送的要求。因此,高度达到 1.8~3.0 m 左右的端头支架能和不同架型和不同采高的工作面支架相配,端头支架的通用性较好。

(2) 对巷道宽度的适用性。支架宽度可根据巷道宽度要求而定。偏置式端头支架对窄型巷道适用性好,因为将转载机放置巷道一侧,另一侧可行人或放置其它设备,可有效利用空间。

表 13-2 几种偏置式端头支架的技术特征

项 目	ZT4420/18.5/35	ZT7450/18.5/36	ZT7500/18/36	ZT6216/18.5/36	
支 架	高度 (m)	1.84~3.49	1.85~3.6	1.84~3.59	1.85~3.6
	宽度 (m)	2.5	3.29	2.8	2.45~2.79
	中心距 (m)	1.3	1.45~1.65	1.5	1.35
	支初撑力 (kN)	3 420~3 787	5 880~6 015	5 380~6 030	5 795~5 966
	工作阻力 (kN)	4 180~4 420	7 350~7 450	7 230~7 500	6 100~6 270
	支护强度 (MPa)	0.32~0.4	0.48~0.51	0.43~0.55	0.43~0.47
	对底比压 (MPa)	0.41~0.43	0.41	0.72~0.8	0.21~0.3
	活动侧护板	双侧直角式 (付)	双侧直角式	双侧直角式 (付)	双侧直角式
架	控制方式	本架控制	本架控制	本架控制	本架控制
	防倒、防滑装置	可配备	可配备	可配备	可配备
	供液泵站压力 (MPa)	31.4	31.4	31.4	31.4
	重量 (t)	18.8	28	21.5	26.06
	型式	单伸缩加机械加长段	单伸缩加机械加长段	单伸缩加机械加长段	单伸缩加机械加长段
立 柱	缸径 (mm)	160	200	200	200
	柱径 (大/小) (mm)	150/122	172/144	172/144	172/144
	初撑力/工作阻力 (kN)	631/736	989/1225	1005/1250	989/1036
推 移 装 置	型式	千斤顶加推移梁	千斤顶加推移梁	千斤顶加推移梁	千斤顶加推移梁
	缸径/行程 (mm)	140/70	160/85	160/85	160/85
	行程 (mm)	700	700	700	700
	推量力 (kN)	483×4	631×4	631×4	631×4
	拉架力 (kN)	363×2	453×2	453×2	453×2
适 用 条 件	巷道高度 (m)	2.2~3.2	2.2~3.2	2.2~3.4	2.2~3.4
	巷道上宽 (m)	2.9~3.5	2.9~3.5	2.9~3.5	2.9~3.5
	巷道断面积 (m ²)	7~12	7~12	8.4~15.4	8.4~15.4
	巷道顶板倾角	0~25°	0~25°	0~25°	0~25°

(3) 对巷道断面形状的适用性。偏置式端头支架一般适用于梯形巷道。对于拱型巷道, 在综采工作面采到前, 提前将拱型棚架回收, 改换成梯形棚架, 并使梯形断面符合端头支架对巷道断面的要求。因此, 此类端头支架也可用于拱型巷道。不过, 此种端头支架一般不能回收巷道支架, 回收巷道支架一般靠人工。

(4) 对斜梯形巷道的适用性。所谓斜梯形巷道, 是指巷道的顶板与底板有一定夹角的巷道, 这种巷道一般出现在煤层倾角比较大的工作面。为了适应这种巷道, 在设计端头支架时, 一般在顶梁与掩护梁连接处设计几种连接块, 如图 13-16 所示, 若选用 4 个连接块 (I), 则端头支架能适用于近水平煤层或巷道, 适用范围为 $\pm 5^\circ$; 若选用 2 个连接块 (I) 和 2 个连接块 (II) 搭配使用, 则顶梁侧斜 10° 左右, 适用范围 $\pm 5^\circ \sim 15^\circ$; 若选用 2 个连接块 (I) 和 2 个连接块 (III) 搭配使用, 则顶梁可侧斜 20° 左右, 适用范围为 $\pm 15^\circ \sim 25^\circ$ 。以上这些角度是指巷道顶梁的侧斜角度; 对煤层而言, 还可以用在大于 25° 的条件下, 只要工作面支架有齐全的防倒、防滑措施以及相适应的巷道出口, 即可选用该型端头支架。

二、中置式端头支架

无论是两架一组中置式端头支架还是三架一组中置式端头支架, 其结构型式基本类似, 即架体左右对称, 转载机处于端头支架中心线上。以 ZTZ12800/16/30 两架一组中置式端头支架为例进行讨论。

1. 中置式端头支架的结构及作用

图 13-17 是 ZTZ12800/16/30 中置式端头支架的结构简图, 整个端头支架由结构对称的左、右两

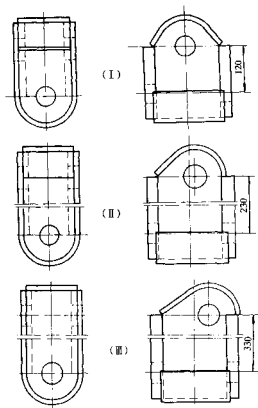


图 13-16 各种型号的连接块

部分组成，每架均由以下几部分组成：

(1) 结构件。顶梁、掩护梁、前连杆、后连杆、前梁、弹簧套筒、底座、前底座等，各个部件依次连接、相互制约；

(2) 液压缸。立柱、推移千斤顶、调架千斤顶、锚固千斤顶、辅助千斤顶、侧推千斤顶等；

(3) 液压控制阀。操纵阀、液控单向阀、安全阀、平面截止阀、液控双向锁等；

(4) 管路系统。各种规格的高、低压软管及其附件等。

ZTZ12800/16/30 中置式端头支架顶梁总长达到 6 520 mm，其中前梁长 4 040 mm，顶梁 2 480 mm，梁体伸进巷道较长，能对巷道煤壁前方的顶板压力有一定的支撑作用，可有效地维护顶板。前梁与顶梁铰接，可以上下摆动，这不但能适应顶板的起伏不平，而且对回收巷道支架有一定的帮助。支架后半部与支撑掩护式普通工作面支架相似，其顶梁是主要承载部件，后端与掩护梁铰接，有一定的切顶作用。掩护梁、底座、前连杆、后连杆组成四连杆机构，使支架在高度变化时顶梁纵向位移变化量较小，而且四连杆机构可使支架承受一定的水平力。掩护梁不但是抗扭的重要部件，而且和掩护梁侧护板一起可有效防止矸石窜入支架内，为行人的安全提供保证。底座的主要

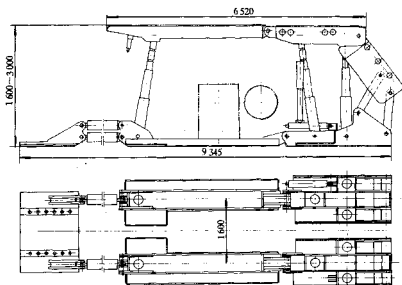


图 13-17 ZTZ12800/16/30 型中置式端头支架

作用是使作用于顶梁上的力传至底板。左、右两架底座及前底座以中心对称呈凹形，中间凹槽放置转载机，凹槽不但为转载机的前移起导向作用，而且增大了转载机和刮板输送机机头的相对高度，左、右两个前底座分别通过两个推移千斤顶与推移梁铰接，推移梁为一整体结构，中间有一宽 1 050 mm 的凹

槽，两侧设有 6 对 $\phi 38$ 的孔，能与各种规格的转载机相连，推移梁不但对转载机起锚固作用，而且为推移转载机和拉架提供可靠的支点。推移梁结构如图 13-18 所示。

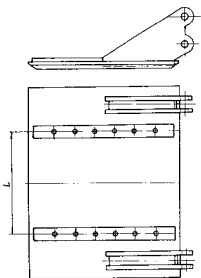


图 13-18 中置式端头支架推移梁结构

立柱是主要的承载部件，ZTZ12800/16/30 型端头支架共设有 8 根立柱，从后至前按二、一、一方式左右对称布置；前排立柱通过前梁支撑顶板，对煤壁前方的动压有一定的支撑作用，后两排立柱支在顶梁上，是主要的承载部件，并使支架具有一定的切顶作用。推移千斤顶采用 $\phi 200$ mm 的双作用液压缸，上、下两排共布置 4 个，行程 900 mm，其作用是推移转载机和拉端头支架。调架装置是由调架千斤顶、十字头、固定轴等组成（如图 13-19 所示），调架千斤

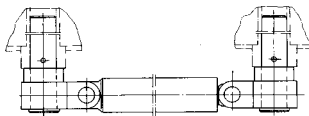


图 13-19 调架装置

顶采用 $\phi 100$ mm 缸径的双作用液压缸，通过十字头和固定轴等将 2 个前梁连在一起，其主要作用是调整两前梁之间的距离以及端头支架在巷道中的位置。锚固千斤顶选用 $\phi 160$ mm 缸径的液压缸，悬挂在顶梁下部，主要作用是固定转载机机尾。辅助千斤顶装在底座上，与工作面刮板输送机相连，采用 $\phi 125$ mm 缸径的双作用液压缸，用以辅助工作面支架推移刮板输送机头。侧推千斤顶是连接顶梁或掩护梁与侧护板的液压缸，用以控制侧护板伸缩，保证端头支架与工作面支架的有效搭接形成一个封闭空间，防止矸石窜入支架内，另外，还有防倒、调架等作用。

液压控制阀及管路系统是使各种液压缸实现各种动作的动力传动路线；高压乳化液从泵站经高压胶管，截止阀进入操纵阀，然后由操纵阀分配到各个液压缸以完成各种动作。

2. 中置式端头支架的工作原理

ZTZ12800/16/30 端头支架在回采工作面正常工作时主要完成以下几个动作：

- (1) 端头支架的升降。高压乳化液在操纵阀的控制下进入立柱上腔或下腔，即可实现立柱即端头支架的升降，可同时操作对应三排立柱的三片阀，实现端头支架的同时升降，也可单独操作前排立柱或后两排立柱以实现前梁的抬头或下摆，适应巷道起伏不平的变化。
- (2) 端头支架自移。端头支架是左右架互为支点交替逐步前移的。先降下其中一架，收该架的推移千斤顶，以另一架和转载机为支点，通过推移梁前移，然后升该架撑住顶板，降下另一架，以同样的方式使该架前移，然后升起该架撑住顶板。
- (3) 推转载机。立柱供液，端头支架处于支撑状态，收回锚固千斤顶，操作操纵阀，乳化液同时进入几个推移千斤顶的下腔，千斤顶活塞杆同时伸出，以端头支架为支点，推动转载机前移。
- (4) 刮板输送机机头前移。回采工作面刮板输送机机头前移是在端头支架底座上的辅助千斤顶和临近的过渡支架以及工作面支架的推移千斤顶共同作用下向前推进。
- (5) 伸出锚固千斤顶。将转载机固定，即完成了端头支架工作的一个循环。

3. 典型中置式端头支架的技术特征

表 13-3 列出了近几年北京开采研究所设计的几种典型中置式普通工作面端头支架的技术特征。

4. 中置式端头支架的适用条件

表 13-3 几种典型中置式端头支架技术特征

项 目		ZTZ9800/17/35	ZTZ12800/16/30	ZTZ8000/17/35	ZTZ14000/25/47
支	高度 (m)	1.7~3.5	1.6~3.0	1.7~3.5	2.5~4.7
	宽度 (m)	2.84~3.19	3.02~3.19	2.84~3.19	3.13~3.3
	中心距 (m)	1.5	1.5	1.5	1.72
	初撑力 (kN)	8 680~8 770	10 424	7 100	13 030
	工作阻力 (kN)	9 710~9 800	12 800	8 000	14 000
	支护强度 (MPa)	0.53~0.56	0.66	0.56	0.58
	对底比压 (MPa)	0.5~0.69	1.2	0.69	1.9
架	侧护板	双侧直角式	双侧直角式	双侧直角式	双侧直角式
	防倒、防滑装置	可配备	可配备	可配备	可配备
	泵站压力 (MPa)	27.9	31.4	27.9	31.4
	重量 (t)	29	40.3	27	51
立柱	型式	单伸缩加机械加长段	单伸缩加机械加长段	单伸缩加机械加长段	单伸缩加机械加长段
	缸径 (大/小) (mm)	200/145	230/180	200/145	230/180
	柱径 (大/小) (mm)	172/144	210/179	172/144	210/179
	初撑力 (kN)	877	1 304	877	1 303
	工作阻力 (kN)	980	1 600	980	1 400
推移装置	型式	千斤顶加推移梁	千斤顶加推移梁	千斤顶加推移梁	千斤顶加推移梁
	缸径 (mm)	200	200	200	200
	杆径 (mm)	105	95	95	95
	行程 (mm)	700	900	730	750
	推量力 (kN)	877×2	986×4	877×2	986×4
	拉梁力 (kN)	635	763×2	679	763×2

(1) 巷道高度。由于不同煤层厚度的综采工作面巷道高度没有太大变化, 中置式端头支架的调高幅度对巷道高度适应性较强, 能和不同高度巷道匹配。

(2) 巷道宽度。由于中置式端头支架将转载机放在架体中间即在巷道中间, 其宽度较大, 对于窄型巷道, 转载机两侧还能有足够的行人及放置设备空间, 因而中置式端头支架适用于窄型巷道。

(3) 巷道断面形状。中置式端头支架一般均适用于梯形巷道, 对于拱型巷道, 可采用与偏置式端头支架相同的方法处理。对于斜梯形巷道, 和偏置式端头支架一样, 在顶梁和掩护梁连接处设计几种规格的连接块, 使顶梁产生一定的横向倾斜角度以适应顶板与底板的夹角 (参考偏置式端头支架)。

三、后置式端头支架

后置式端头支架一般是在工作面支架的基础上通过加长顶梁或前梁而成的, 其结构简单、使用方便, 目前已在不少矿务局推广应用。

1. 后置式端头支架的结构特点

以 ZTH4400/17/35 型端头支架为例来说明其结构 (如图 13-20 所示), ZTH4400/17/35 型后置式端头支架主要有以下几部分组成:

(1) 结构件。主要有前梁、顶梁、掩护梁、侧护板、前连杆、后连杆、底座、推杆等。前梁是区别端头支架和工作面支架的最大特点, 前梁长 3 m, 和 3 m 长的顶梁一起构成一个非常大的维护空间, 前梁可充分伸进巷道内, 不但对工作面前方压力有一定的维护作用, 而且为刮板输送机头和转载机机尾 (连为一体) 提供一个安全的工作环境。由于前梁和顶梁都较长, 单依靠立柱的支撑力不能使前梁前端产生较大的支撑力, 因而在前梁设有两个柱帽, 工作时此巷道内可用单体支柱撑住前梁, 前梁与顶梁用 $\phi 80$ mm 销轴铰接, 通过两个 $\phi 180$ mm 缸径的千斤顶支撑。其余结构件和立柱及各种千斤顶一起构成一个与工作面支架类似的四柱支撑掩护式液压支架, 其各部分作用也相同。

(2) 液压缸。主要包括立柱、前梁千斤顶、侧推千斤顶、推移千斤顶及辅助千斤顶等。辅助千斤顶

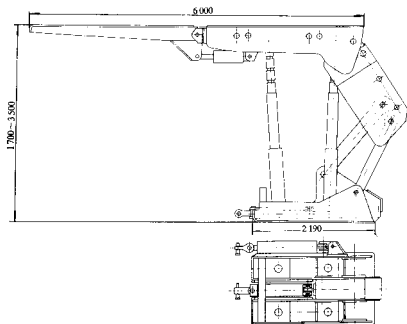


图 13-20 ZTH4400/17/35 型后置式端头支架

是装在底座侧边以辅助推移千斤顶来推转载机的液压缸，其余千斤顶的作用与工作面支架相同。

(3) 管路系统。主要有操纵阀、液控单向阀、截止阀、液控双向锁、安全阀以及各种规格的胶管及其附件等组成。

2. 后置式端头支架的工作原理

由于刮板输送机的电动机及减速器的影响，后置式端头支架在工作面一般采用滞后支护方式，即先推后拉方式，当刮板输送机机头比中部槽滞后较小时，也可采用超前支护。后置式端头支架一个工作循环主要包含以下几个动作（滞后支护）：

(1) 推转载机。由于转载机机尾和刮板输送机机头连在一起，推转载机的同时也要推刮板输送机机头，所需推移力大。推移时，要将端头支架的推移千斤顶和辅助千斤顶以及相邻的过渡支架的推移千斤顶同时供液，才能将转载机推移一个步距。

(2) 降架。立柱上腔供液，立柱回缩，支架脱离顶板，同时将支撑前梁的单体支柱收回。

(3) 拉架。将端头支架推移千斤顶前腔供液，千斤顶回收，同时将支架拉动一个步距，此时，辅助千斤顶不工作。

(4) 升架。立柱下腔供液，立柱升起，将支架撑住顶板并达到初撑力，同时用收回的单体支柱将前梁撑紧，即完成一个工作循环。

3. 典型后置式端头支架的技术特征

表 13-4 列举了近几年北京开采研究所设计的几种典型后置式端头支架的技术特征。

4. 后置式端头支架的适用条件

(1) 对配套设备要求。后置式端头支架一般配备与工作面支架类似的推移机构，要求刮板输送机也配备有可供推移的连接座。当工作面刮板输送机和转载机连为一体时，端头支护一般选用此种型式的端头支架，否则选用此种型式端头支架则在巷道内必须专门配备拉转载机的机构。

(2) 巷道高度。后置式端头支架的调高范围较大，适用于任意高度的巷道，特别适用于巷道高度和采高相同或相近的工作面，端头区管理方便，推溜、移架都比较顺利，因而容易实现高产。

表 13-4 几种典型后置式端头支架技术特征

项 目		ZTH400/17/35	ZTH6400/18.5/38	ZTH5100/15.5/32	ZTH6000/25/50
支	高度 (m)	1.7~3.5	1.85~3.8	1.55~3.2	2.5~5.0
	宽度 (m)	1.43~1.6	1.43~1.6	1.42~1.59	1.68~1.85
	中心距 (m)	1.5	1.5	1.5	1.75
	初撑力 (kN)	3 494~3 881	4 980	3 825~4 079	5 048
	工作阻力 (kN)	4 347~4 514	6 400	5 042~5 377	6 000
	支护强度 (MPa)	0.48~0.50	0.69	0.73	0.60~0.62
架	对底比压 (MPa)	0.88~2.18	2.1	0.5~1.9	1.61~3.80
	侧护板	双侧直角式	双侧直角式	单侧直角式	双侧直角式
	防倒、防滑装置	可配备	可配备	可配备	可配备
	泵站压力 (MPa)	31.4	31.4	31.4	31.4
	重量 (t)	16.5	22.5	16.9	25.3
	型 式	单伸缩加机械加长段	单伸缩加机械加长段	单伸缩加机械加长段	双伸缩
立 柱	缸径 (大/小) (mm)	200/156	230/180	200/156	320/230
	柱径 (大/小) (mm)	185/155	210/179	185/155	290/210
	初撑力 (kN)	991	1 245	986	2 524
	工作阻力 (kN)	1 100	1 600	1 300	3 000
推 移 千斤 顶	缸径 (mm)	180	180	140	180
	杆径 (mm)	90	100	85	100
	行程 (mm)	900	900	700	1 100
	推溜力 (kN)	799	236	287	799
	拉梁力 (kN)	599	528	454	552
辅 千 斤 顶	缸径 (mm)	180	180		160
	杆径 (mm)	90	90	无	85
	行程 (mm)	900	900		1 200
	推溜力 (kN)	799	799		631

(3) 巷道宽度。后置式端头支架对巷道宽度没有特殊要求, 端头支架的数量一般由配套的刮板输送机 and 推溜力决定, 因此, 只要巷道宽度能满足刮板输送机和转载机的配套以及采煤机割透三角煤的要求, 巷道就能适应端头支架的要求。一般情况下, 在端头支架与巷道下帮之间都有一定的空间不能用端头支架维护, 为保证安全, 此处须用单体支柱支护。

(4) 巷道形状。后置式端头支架一般适用正梯形或矩形巷道, 对于拱形巷道一般要进行预处理 (参考偏置式端头支架)。

第四节 放顶煤端头支架

近几年来, 随着放顶煤采煤法的推广应用, 放顶煤液压支架由高位、中位发展为低位放顶煤液压支架, 结构逐渐趋于完善。但是, 放顶煤工作面端头的维护及煤的回收率问题却成了制约放顶煤采煤法发展的主要因素之一。目前, 我国的放顶煤工作面端头大部分采用单体液压支柱维护, 效率较低, 而且在放煤工艺上, 为保证端头的维护, 一般上、下排头架不放煤, 影响了全工作面的煤炭回收率, 特别是对于短工作面, 其损失更明显。设计适合于放顶煤工作面的端头支架就成为解决这些矛盾的重要途径。

煤炭科学研究总院北京开采研究所调查研究和总结多年设计端头支架经验的基础上, 研制开发了多种类型的放顶煤端头支架, 这些端头支架的使用为放顶煤工作面端头的维护和提高回收率均起到了积极的作用。

一、偏置式放顶煤端头支架

ZFT8100/20/28 型放顶煤端头支架为偏置式端头支架的典型实例, 该端头支架为单摆杆稳定机构

(也可设计四连杆机构),转载机布置在巷道的一侧,与主架中心线重合,有效地利用了巷道的空间。

1. ZFT8100/20/28 型放顶煤端头支架的组成

图 13-21 是 ZFT8100/20/28 偏置式放顶煤端头支架的简图,可以看出,支架主要由以下几部分组成:

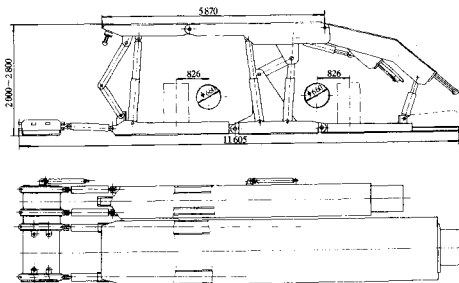


图 13-21 ZFT8100/20/28 型偏置式放顶煤端头支架

(1) 结构件部分。从支架总体结构看,该端头支架主要由主架、副架、推移梁、调架机构等几部分组成,其中主架和副架由各自的顶梁、尾梁、插板、摆杆、底座、上下连杆等组成;

(2) 液压缸部分。立柱、调架千斤顶、副架尾梁千斤顶、主架尾梁千斤顶、插板千斤顶、移机头千斤顶、推移千斤顶等;

(3) 液压控制阀。操纵阀、液控单向阀、安全阀、液控双向锁、平面截止阀等;

(4) 管路系统,各种规格的高、低压软管及其附件等。

2. ZFT8100/20/28 型放顶煤端头支架的结构特点

(1) 该端头支架由主架和副架两部分组成,主架安放转载机,副架辅助支撑;

(2) 采用单摆杆稳定机构,结构紧凑,摆杆设在支架中间,前部维护前刮板输送机机头,后部空间放置后部刮板输送机机头,这种布置方式结构简单、可靠;

(3) 主、副架采用不同的尾梁支撑方式,主架采用底撑式尾梁,尾梁千斤顶支在尾梁和底座上,副架采用顶撑式尾梁,尾梁千斤顶支在尾梁和顶梁上;

(4) 主、副架均采用低位大插板放煤机构,插板设在尾梁的里面,依靠插板千斤顶的伸缩来实现插板的放煤和维护设备;

(5) 为了增强支架的切顶能力和顶梁后部支撑力,同时也为了增强支架对顶板的适应性,支架的后部采用密集支撑法,后部立柱间距小,密集度大。

(6) 为提高支架的横向稳定性,提高支架整体抗扭性能,除支架中部采用单摆杆稳定机构外,支架前端又设置了二连杆机构。

3. ZFT8100/20/28 型放顶煤端头支架的工作原理

ZFT8100/20/28 型放顶煤端头支架一个工作循环由以下几个动作组成:

(1) 刮刮板输送机机头。操作移机头千斤顶,分别使前部输送机机头和后部输送机机头前移一个步距;

(2) 移主架。先降主架立柱，使支架顶梁脱离顶板，操纵主架两个推移千斤顶，将主架拉一个步距；再升主架立柱，使主架撑住顶板；

(3) 主架放煤。操作主架插板千斤顶和尾梁千斤顶，将插板上面的煤放到转载机尾上，放完后立即将插板伸出；

(4) 移副架。先降副架立柱，使支架顶梁脱离顶板，操纵副架两个推移千斤顶，将副架拉一个步距，再升副架立柱，使副架撑住顶板；

(5) 副架放煤。操作副架插板千斤顶和尾梁千斤顶，将副架插板上的煤放到后部刮板输送机槽内，放完后将插板伸出；

(6) 移转载机。同时操作主、副架 4 个推移千斤顶，将推移梁和转载机向前推一个步距，即完成了一个循环。

在上述步骤中，也可先移副架，再移主架。

4. 典型偏置式放顶煤端头支架的技术特征。

表 13-5 列举了北京开采研究所设计的几种典型的偏置式放顶煤端头支架的技术特征。

表 13-5 几种典型的偏置式放顶煤端头支架的技术特征

项 目		ZFT8100/20/28	ZFT11500/22/32	ZFT9350/16/26
支	高度 (m)	2.0~2.8	2.2~3.2	1.6~2.6
	宽度 (m)	2.612	3.7~4.04	3.066~3.236
	中心距 (m)	1.35	1.87	1.6
	初撑力 (kN)	5 679	9 588	6 930
	工作阻力 (kN)	8 100	11 500	9 350
	支护强度 (MPa)	0.55	0.47	0.36
架	对底比压 (MPa)	0.99	0.9	0.47
	侧护板	固定	双侧直角式	单侧直角式
	防倒、防滑装置	可配备	可配备	可配备
	泵站压力 (MPa)	31.4	31.4	31.4
	电量 (t)	38.5	59	40.249
	立	型 式	单伸缩	单伸缩
缸径 (mm)		160	180	160
柱径 (mm)		150	170	150
初撑力 (kN)		631	799	631
柱	工作阻力 (kN)	900	959	850
	型 式	推移千斤顶加推移梁	推移千斤顶加推移梁	推移千斤顶加推移梁
推移装置	缸径 (mm)	180	200	160
	杆径 (mm)	90	95	85
	行程 (mm)	700	900	700
	推溜力 (kN)	798×4	986×4	631×4
	拉架力 (kN)	598×2	764×2	453×2

二、中置式放顶煤端头支架

中置式放顶煤端头支架又可分为二架一组和三架一组两种类型，两架一组式端头支架由结构完全对称的左、右架组成，转载机置于两架中心线上。三架一组式端头支架由一架主架和左、右结构一样的两架副架组成，主架底座上有一放置转载机的槽，转载机中心线与主架中心线重合。从推移方式看，二架一组式端头支架是左、右架互为支点、交替迈步，推移梁受力不对称；而三架一组式端头支架则能克服这个缺点，主架是以左、右两个副架为支点，两个副架又同时以主架为支点，推移梁受力对称，移架顺利。以三架一组的 ZFTZ19200/19/30S 中置式放顶煤端头支架为例来说明。

1. ZFTZ19200/19/30S 型中置式放顶煤端头支架的组成

图 13-22 是 ZFTZ19200/19/30S 中置式放顶煤端头支架的结构简图，支架主要由以下几部分组成：

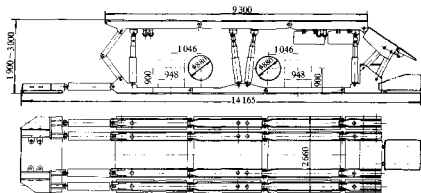


图 13-22 ZFTZ19200/19/30S 型中置式放顶煤端头支架

(1) 结构件。整个支架包括两架副架、一架主架、推移梁、调架机构，其中副架和主架又由各自的顶梁、掩护梁、连杆、底座、上下连杆等几部分组成；

(2) 液压缸。立柱、推移千斤顶、调架千斤顶、后护板千斤顶；

(3) 液压控制阀。三组操纵阀、液控单向阀、液控双向锁、安全阀、平面截止阀；

(4) 管路系统。各种规格的高低压软管、管接头及其附件等。

2. ZFTZ19200/19/30S 型中置式放顶煤端头支架的结构特点：

(1) 该端头支架为三架一组中置式放顶煤端头支架，转载机置于主架底座槽内，在主架底座槽内滑动，工作面两部刮板输送机的机头在前、后两个纵向空间内移动；

(2) 前、后部刮板输送机的机头所在的端头纵向空间较大，可满足一次移两个步距的要求，推移千斤顶行程也较大，一次可推拉两个步距；

(3) 每架副架与主架之间均设置两套调架机构，分别调整前梁和后顶梁，调架千斤顶行程满足主架（或副架）降架 200 mm 并移两个步距的调架要求；

(4) 由于支架顶梁较长，达到 9.3 m，支架的稳定机构设置在两端，后端设置四连杆机构，顶梁前端增设一个二连杆机构，增强了支架的抗扭能力和稳定性；

(5) 为了方便支架的下井运输及安装，支架的顶梁、底座采用分段式箱形断面梁，结构简单可靠；

(6) 在主架掩护梁尾部设置后护板，即可保护转载机机尾，又可将后护板上的煤放到转载机机尾上；

(7) 支架的三组操纵阀即可安装在左副架顶梁上，也可装在右副架顶梁上，可根据使用上的方便调换；

(8) 掩护梁两侧设有固定侧护板，在侧护板边缘设有一排孔，可根据实际需要挂胶带或网以阻止研石内串；

(9) 为防止意外事故发生，在靠下帮的副架顶梁侧面设置两个只能往外翻转的侧挡板。

3. ZFTZ19200/19/30S 端头支架的工作原理

ZFTZ19200/19/30S 型中置式放顶煤端头支架的工作过程主要包括以下几个步骤：

(1) 移机头。利用与端头支架临近的过渡支架推前部输送机机头并拉后部输送机机头；

(2) 移主架。操作主架操纵阀，逐步完成降架、拉架、升架 3 个动作；

(3) 后护板放煤。收后护板千斤顶，将顶煤放到转载机机尾上，放完后及时伸出，护住转载机机尾；

(4) 移副架。操作副架操纵阀，逐步完成降架、拉架、升架 3 个动作。移副架时，即可先移其中一

架,也可两副架同时移动;

(5) 调架。当副架歪扭时,操作调架千斤顶,将副架拉正后再升架;

(6) 推转载机。操作主、副架 4 个推移千斤顶,将推移梁及转载机同时推出。

在上述各步骤中,也可先移副架,再移主架。

4. 典型中置式放顶煤端头支架的技术特征

表 13-6 列举了北京开采研究所近几年研制的几种中置式放顶煤端头支架的技术特征。

表 13-6 几种典型的中置式放顶煤端头支架的技术特征

项 目		ZFTZ6400/17/30	ZFTZ5440/17/27	ZFTZ8000/17/30	ZFTZ19200/19/30S
支	高度 (m)	1.7~3.0	1.69~2.69	1.7~3.0	1.7~3.0
	宽度 (m)	2.4	2.0~2.17	2.6	2.7
	中心距 (m)	1.4	1.2	1.4	1.105×2
	初撑力 (kN)	4 830~5 044	3 654~3 864	6 390	5 783
	工作阻力 (kN)	5 230~6 400	5 380~5 440	8 000	19 200
	支护强度 (MPa)	0.25~0.27	0.25~0.27	0.32	0.76
架	对底比压 (MPa)	0.32~0.38	0.34~0.4	0.43	0.80
	侧护板	限定	单侧直角式	固定	固定
	防倒、防滑装置	可配备	可配备	可配备	可配备
	泵站压力 (MPa)	31.4	31.4	31.4	31.4
	重量 (t)	35.27	23.91	35.615	53.69
	立	型 式	单伸缩加机械加长段	单伸缩	单伸缩加机械加长段
缸径 (大/小) (mm)		180/141	140	180/141	200/156
柱径 (大/小) (mm)		170/140	100	170/140	185/155
初撑力 (kN)		713	483	713	986
工作阻力 (kN)		1 067	680	1 000	1 200
柱		型 式	推移千斤顶加推移梁	推移千斤顶加推移梁	推移千斤顶加推移梁
	缸径 (mm)	230	230	230	230
	杆径 (mm)	100	100	105	105
	行程 (mm)	700	700	700	1 250
	推瘤力 (kN)	1 305×2	1 305×2	1 305×2	1 305×4
	拉梁力 (kN)	1 058	1 058	1 033	1 033, 1 033×2

三、放顶煤端头支架的几个关键机构

1. 稳定机构

放顶煤端头支架的稳定机构有 3 种形式: ①四连杆机构; ②单摆杆机构; ③二连杆机构。

四连杆机构一般设置在支架的后端,也可设在支架的中部采用反向四连杆形式;其调高范围大,抗扭和抗水平推力的能力较强;支架在升降架过程中,顶梁纵向水平位移小,是支架最理想的也是最普通的稳定机构形式。单摆杆机构一般设置在端头支架的中部(参考图 13-20);该机构结构简单,顶梁与底座之间只通过一个二力杆相连;支架调高范围较小,在升、降架过程中,顶梁纵向水平位移较大,单摆杆机构应用于端头支架,不但能满足调高范围、抗扭和抗水平推力的要求,而且能使支架结构紧凑,缩短顶梁长度,减轻支架的重量,也是端头支架一种比较理想的稳定机构。二连杆机构一般设置在顶梁的前端,辅助四连杆或单摆杆机构稳定支架,使端头支架在移架时顶梁不左、右摇摆,因此,在顶梁相对较长的放顶煤端头支架上都设置二连杆机构。

2. 放煤机构

在各种类型的放顶煤端头支架中,有许多没有设置放顶煤机构,究其原因,主要是放顶煤端头支架放煤机构应用的不够理想。因此,设计理想的放煤机构,能主动松动和破碎顶煤,使煤连续冒落和回收,成为今后研制端头支架的主要内容之一。目前国内所使用的放顶煤端头支架的放煤机构主要是摆动尾梁插板式结构(见图 13-20)。从使用情况看,摆动尾梁插板式结构简单、方便,煤的背骨损失

小,回收率高,是目前比较理想的放煤机构。

3. 调架机构

对于普通工作面端头支架,一般在顶梁前端设置一组调架机构。但对于放顶煤端头支架,由于顶梁和底座较长,而且由多节顶梁组成,一般都要设置2~3组调架机构,以防端头支架的歪斜与倾侧。必要时,在端头支架的底座上也应设置数组调架机构,以满足移架时调整底座的需要。

第五节 大倾角端头液压支架

一、技术要求

我国25°以上大倾角煤层占有相当大的比重,且构造复杂、开采难度大、安全性差、经济效益欠佳,是煤炭开采的难点;如果有条件使用综采,局面会有大的改观。随着大倾角综采的发展,与之相配套的大倾角端头支架,亦加快了研试步伐。

大倾角端头支架,必须满足大倾角综采工作面端头(特别是下端头)的支护要求;适应25°以上煤层倾角变化;承受大倾角煤层复杂的顶板压力和动压;适应巷道形式及高低、宽窄变化;有效掩护巷道与工作面过渡区“三角带”顶板;确保工作面下部与巷道中的支架、输送机头和转载机协调动作;地处大倾角综采工作面下方,必须要有可靠和完善的防护设施等。

现在,用于缓倾斜煤层的前进式(纵式)端头支架,很难适应大倾角煤层的倾角变化和复杂的受力状况。采用新型横式端头液压支架,可以有效解决大倾角煤层综采工作面端头支架难题。

二、横式端头支架

1. 新型横式端头支架

根据大倾角煤层地质条件和使用要求,新研试的ZTHJ6800/16/25型横式大倾角端头液压支架(图13-23),能适应25~45°大倾角煤层综采工作面端头的支护。

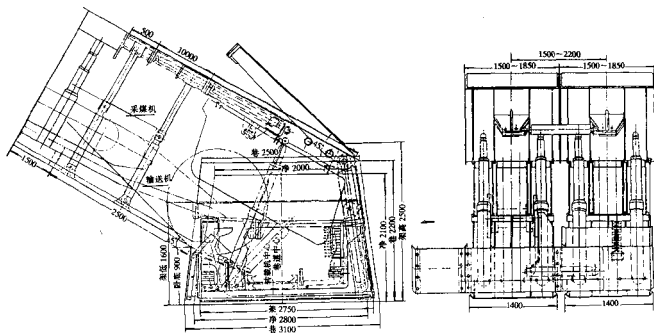


图13-23 ZTHJ6800/16/25型横式大倾角端头支架

该支架由两架组成（亦可2~5架），横式布置和前移，前进方向第一架为主架，第二架为副架。转载机铰固于主架（亦可铰固于副架），工作面输送机上头对准主架内转载机溜槽，铺设推机头座使端头支架推移与工作面同步；顶梁与升降座铰接，立柱斜撑顶梁，升降座千斤顶控制升降座，可以自如地适应大倾角煤层倾角变化和受力状况。

2. 主要技术特征

1) 支架（二柱支撑掩护式，两架一组）。

高度 (m)	(水平位置) 1.6~2.5 m
宽度 (m)	3~3.7
中心距 (m)	1.5~2.2
初撑力 (kN)	4 732
工作阻力 (kN)	6 816 ($P=45.2$ MPa)
支护强度 (MPa)	0.51~0.62
对底板比压 (MPa)	平均 1.1
拉架力 (kN)	528
推移力 (kN)	790
适应倾角 (°)	25~45
操纵方式	主架为邻架、副架为本架控制
泵站工作压力 (MPa)	31.4
重量 (kg)	23 800

2) 立柱、千斤顶。

立柱为 $\phi 180$ 缸径机械加长段单伸缩双作用结构， 2×2 根；升降座千斤顶为 $\phi 125$ 缸径， 2×2 根；推移2根，调架1根，同为 $\phi 125$ 缸径；侧推千斤顶行程350 mm， 2×2 根；伸缩梁千斤顶为 $\phi 80$ 缸径，行程1 000 mm， 2×2 根；伸缩梁和接长梁用 $\phi 125$ 缸径立柱， 1×2 根。

3. 配套设备

主要配套设备：ZYJ2300/13/32型掩护支架，MG-375QW型采煤机、SGZ-730/160W型输送机、SZD-730/90(25)型转载机等，与本型横式端头支架组成新型完整的大倾角综采成套设备。

4. 适应条件

适用于冒落法管理顶板走向长壁工作面；采高1.7~3 m；截深0.6 m；直接底；煤层倾角25~45°；直接做成变梯形巷道。变梯形巷道净高2 m，净顶宽2.1 m，净底宽2.8 m。

生产能力：300~400 t/h，3~5万 t/月，25~50万 t/a。

5. 结构特点

(1) 横向布置和前移。端头支架与工作面支架成90°横向布置，且横向前移，故称为横式端头支架。

(2) 能适应煤层倾角变化。前进式（纵式）端头支架，支撑大倾角顶板会失稳；横式端头支架顶梁可随煤层倾角变化支撑顶板，且立柱行程大于升降座千斤顶行程，可使顶梁向上摆角适应顶板倾角变化。

(3) 能承受大倾角煤层复杂顶板压力和动压。顶梁始终随顶板倾角变化而严实支撑顶板，且立柱随顶梁（亦随煤层顶板）斜撑，支撑状态稳定，有效承受大倾角煤层复杂顶板压力和动压。

(4) 升降座代替四连杆，适应调高、承受侧向力。四连杆要求后部空间大，而横式端头支架受巷道所限后部空间较小，采用升降座代替四连杆承受水平、侧向力；由千斤顶控制升降座，能适应巷道变化和调高要求。

(5) 侧推千斤顶互动，掩护移架大空间。横向前移，侧护板要掩护一个移架步距的空间，一般弹簧满足不了要求，故采用侧推千斤顶互动 2×350 mm，即推前架时同时伸出、拉后架时同时收回侧护板，

且伸、收要保持与推移端头支架的千斤顶同步，才能确保推移架过程中的架间掩护，防止矸石进入架间影响正常移架。

(6) 设伸缩梁和接长梁，解决“三角带”顶板支护。端头支架和工作面支架间的“三角带”，历来是综采工作面的支护难点，且此“三角带”随倾角而变化，安全性差，经常影响正规循环；采用行程为100 mm的伸缩梁和宽500 mm的接长梁，可以有效地支护“三角带”顶板；接长梁下吊设支撑千斤顶、加长杆和托板，能增加伸出后前端的支撑力。

(7) 双推移千斤顶加顶调装置，确保协调前移。横向移动，只能采用左、右双推移千斤顶才能实现；加顶调装置，能使端头支架、转载机和工作面输送机机头同步协调推进。

(8) 特设各式附件，增强端头支架适应性能。包括主架上附设的挡矸溜煤板、挡矸接煤板和推机头底座；副架上的前挡矸板（防止工作面排头第一架下滑的辅助千斤顶座），侧上、下挡矸板；主、副架后大、小挡矸板等，使端头支架的防护性能更好。

(9) 双侧护板和千斤顶外向安装，便于井下安装使用。每架均设双侧护板，两架外侧暂作固定、两架内侧则由千斤顶控制，做相对运动，掩护移架空间；加设导向轴，增强侧护板抗弯变形能力；千斤顶可外向安装，侧护板固定侧和活动侧可互变，便于井下调向安装使用。

(10) 通用性好，可以实现完全互换。基本架不分主、副架，附件可随意安装于主架或副架的相应位置上，基本架安装上所需附件即可作主架或副架，便于井下灵活安装使用。

6. 使用情况

横式大倾角端头支架及其配套设备，已于1987年底，在四川华蓥山矿务局绿水洞煤矿井下安装使用。该煤层倾角35°以上，月产超过3万t，基本适应大倾角煤层综采工作面端头顶板支护要求，经受了复杂顶板压力和动压考验，受到煤矿工人、技术人员和领导干部的好评。

横式端头支架在井下成功使用，填补了我国大倾角煤层综采端头支护的空白，从技术和实践上解决了大倾角综采端头支护难题，为大倾角综采的发展起到较好的促进作用。

在井下使用过程中，亦发现一些需要改进之处，相信随着不断地实践和改进，横式端头支架将更趋完善，大倾角综采的端头支护将得到较好解决，大倾角综采前景将更加广阔。

第六节 气（水）垫式端头支架

一、支架结构特点及技术参数

我国于1991年成功地研制出了具有国际先进水平的薄煤层矿用气垫支架。该类型支架主要部件是由以帘子布为骨架材料的多腔橡胶囊经整体硫化后形成的内部连通柔性密封结构物。气垫支架具有初撑力、末阻力高，伸缩比大等特点；特别是能与顶板柔性接触，可适应顶板任意形状，接触面积大（可达 $1\,400 \times 800\text{ mm}^2$ ），比压低（ $0.5 \sim 0.8\text{ MPa}$ ），支护效果好，安全可靠。

我们在该成果的基础上，对原有气垫支架进行了改进，采用了带法兰盘气垫结构（如图13-24），使之可与支架顶梁可靠的联接，从而能与液压支架配套使用。

在支架的设计中，我们采用了可与带法兰盘气垫配套相连的类似垛式支架组合结构（如图13-25）。

该架型分为前、后两个独立架体，它们之间由两个推移千斤顶相联。前、后架体分别由带法兰盘气垫、顶梁、立

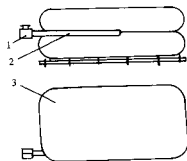


图13-24 带法兰盘两腔气垫
1—截止阀；2—管路；3—带法兰盘两腔气垫体

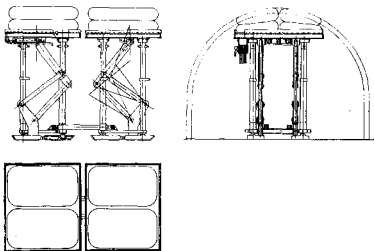


图 13-25 气(水)垫式端头支架结构

柱,左、右侧四连杆,大、小相互交接的底座,连杆、拉杆等零部件组成。

该型支架的技术参数主要由气垫结构以及支架工作条件而确定。该型支架长度为 3 080 mm,宽度为 1 750 mm。支架的工作高度、行走步距等主要由端头工作条件决定。支架的支护强度和额定工作阻力、初撑力主要由气垫结构(通过改变气垫囊壁强度可适应不同支护强度)和端头工作条件共同决定。

二、支架的工作原理及支护工艺

在使用前,将支架安放到位,先分别向 4 个气垫中充水至一定高度(可视顶板状况而定);然后,先操作前架阀组,使前架立柱充液、上升,直至气垫接顶并达到初撑工作状态;然后操作后架阀组,使后架立柱充液、上升,直至后架气垫接顶并达到初撑工作状态。当顶板来压时,气垫受压缩,内压增加,与顶板的接触面积加大,并将载荷通过顶梁传递给 4 根立柱,立柱通过底座传递于底板,整个支护系统达到平衡。当顶板载荷进一步增加,并达到立柱额定支护阻力时,立柱安全阀开启、溢流,立柱下缩。阻力略微下降,安全阀关闭,又达到了新的平衡;周而复始,保证支架在额定工作阻力下工作,并随顶板的下沉而下缩,达到支架恒阻工作。支架额定工作阻力由安全阀调定。

随着工作面的推移,端头支架也随之前移。操作前架操纵阀组使前架立柱下缩,气垫随顶梁脱离顶板;操作推移千斤顶,将前架推移到位;操作立柱使之上升,直至气垫接触顶板并使前架达到初撑工作状态,然后操作后架操纵阀组,使后架立柱下降;操作推移千斤顶,将后架前拉、升立柱,直至气垫接触顶板并使后架达到初撑工作状态。

三、支架的工作特性

本型支架采用了气(水)垫与金属箱体结构组合式顶梁。气垫的工作特性曲线如图 13-26 所示。由气垫工作特性曲线可知,气垫的初始内压(P)越高,其支承力(F)越大, $F=PS$ (S 为与顶板接触面积)。在一定的初始内压条件下,随着顶板下沉量的增加,气垫受压缩,支承高度 h 减小,其内压(P)增加以及与顶板接触面积(S)加大,随之工作阻力 $F=f(h)$ (此时 P 、 S 均随 h 的变化而变化)升高。故气垫支护特性为增阻型,其增阻

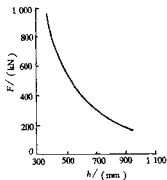


图 13-26 气垫的工作特性曲线
 F —气垫工作阻力; h —气垫工作高度

刚度为

$$k = \frac{dF}{dh}$$

在支架工作时,气垫可视为一个密闭的橡胶囊。当支架(立柱)上升时,气垫首先与顶板接触,然后支架(立柱)进一步升高,气垫在顶梁及顶板的约束作用下,内压增高,上、下表面与顶板箱体顶梁接触面积增加,在其上、下表面形成大小相等的支承力,成为顶梁与顶板之间的传力媒体。支架整个支护系统为底板-底座-立柱-箱体顶梁-气垫-顶板。当支架达到初撑工作状态时,该系统达到力学平衡。此时 $F_{\text{qdc}} = F_{\text{bc}} = F_{\text{jc}} = F_{\text{dc}}$ (F_{qdc} 为 2 台气垫所受压力之和; F_{bc} 为 4 根立柱初撑力之和; F_{jc} 为支架初撑力; F_{dc} 为顶板初始作用力)。

随着顶板下沉量增加,其压力 F_{dc} 增加,气垫受压缩,其内压及与顶板、顶梁接触面积增大,其支承力 F_{qd} 增大,立柱工作阻力 F_x 增加,支架支护阻力 F_j 增加。此时支护系统达到新的平衡: $F_{\text{qd}} = F_x = F_j = F_{\text{Lc}}$ 。

当顶板压力达到支架额定工作阻力时,立柱安全阀开启、溢流,立柱下缩,阻力略微下降,安全阀关闭,又达到新的平衡。周而复始,保证支架在额定工作阻力下工作,并随顶板的下沉而下缩,达到支架恒阻工作阶段。支架额定工作阻力是由安全阀调定的。

由以上分析可知,该型支架的支护工作特性为气垫工作特性与立柱工作特性有条件叠加形成。当支架支护阻力未达到额定工作阻力之前,支架支护特性以气垫支护特性表现为主;当支架达到额定工作阻力后,其支护特性以立柱支护特性表现为主,即达到恒阻状态。该型支架的支护特性曲线如图 13-27 所示。

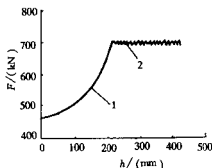


图 13-27 气垫液压支架工作特性曲线
1—气垫工作特性曲线; 2—立柱恒阻工作特性曲线;
F—支架工作阻力; h—支架下沉量

四、适用条件及技术效果

该支架可适用于我国现有各种巷道支护形式的加强支护或超前支护,包括梯形、拱形等;还可用于工作面端头支护,以及断层较多、采高变化较大的工作面支护。

该型支架设计中,进一步改进了原有气垫支架结构,在气垫底部设计了带法兰底盘,使之可与支架顶梁可靠连接,大大提高了液压支架对顶板的适应性。在气垫的使用中,充入适量的水,提高了气垫的支撑刚度,简化了操作工艺。

该型支架的总体结构,在采用了类似垛式支架结构基础上,在两侧立柱之间增加了左、右两侧四连杆结构,保证了支架升、降平稳,操作灵活可靠。支架底座的设计采用了左、右条形箱体结构底座,每根立柱分别与各条形底座采用球面联接;每架(前、后架)同侧条形底座(前、后底座)之间铰接相联;两侧大底座之间由箱体结构可伸缩拉杆相联。该组合底座与底板适应性强,可使支架在落差较大、凹凸不平地板上灵活可靠地支护、行走,提高了支架的适应性能。

经过并下的实际应用,采用气垫与液压支架配套。由于气体的可压缩性较大,在气垫压缩过程中,所抵消的立柱行程相对较长,该种组合较适应顶板不平整相对较大的条件。采用水垫(向气垫中输入一定量的水)与液压支架配套,水垫压缩量较小,所以抵消的立柱行程较少;故在能够满足支护效果的前提下,注入一定量的水,可相应提高支架的支撑刚度。

该型支架支护强度合理,初撑力高;组合式顶梁与顶板适应性好,接触面积大,比压低,控制顶板能力强。同时,采用自移结构,实现了端头区域,特别是超前巷道区域支护的机械化。

第十四章 液压支架检验

第一节 概 述

一、检验目的

为了保证液压支架的质量,从样机加工制造开始就要对结构件、液压元部件进行严格的质量检验,在结构件制造满足要求和液压元部件达到性能、强度和耐久性能等各种要求后,再组装成整机。然后,根据液压支架的工作条件选择较恶劣的工况,对整机的性能、强度和耐久性能进行严格测试。经过实验室的严格检验,如果样机能够满足标准要求,就可以在实际生产中按照样机设计和要求进行生产和检验,从而保证设计和制造质量,在实际使用中避免或减少出现严重问题,减少重大的经济损失。

二、检验分类

按照液压支架的生产顺序,其检验分为结构件检验、液压元部件检验、样机型式检验和出厂检验等几个阶段。液压元部件检验分为加工过程检验、型式检验和出厂检验等3个过程。

结构件检验是为了保证加工质量,在加工生产的全过程中对各零部件的加工尺寸、加工精度和焊接质量等进行的全方位检验。型式检验是全面了解液压支架及其元部件的结构完整性、工作性能和耐久性能的检验,一般应按照主管部门批准的行业标准,在国家正式授权的质量监督检验机构进行。出厂检验指制造厂对经过型式检验合格后投入批量生产的产品,于出厂前为保证产品的主要性能和检验产品的制造质量进行的检验或者用户进行产品验收的检验。本章内容主要以液压支架结构件检验、液压支架及元部件型式检验为主。

按规定,有下列情况之一者,应进行型式检验:

- (1) 试制的新产品或老产品转厂生产的试制定型鉴定;
- (2) 正式生产后,如结构、工艺、材料有较大改变,影响产品性能时;
- (3) 停产时间5年以上的液压支架,停产时间3年以上的液压支架元部件,包括液压支架立柱、千斤顶、阀类、胶管总成和中间接头等产品再次生产时;
- (4) 用户对产品质量有重大异议时;
- (5) 上级质量管理部门提出要求时。

三、检验标准

为了保证检验结果的可比性和检验有章可循,液压支架及其元部件检验应按照有关标准进行。目前煤炭行业有关液压支架及其元部件检验的标准有:

MT/T587-1996	液压支架结构件制造技术条件
MT419-1995	液压支架用阀
MT313-92	液压支架立柱技术条件
MT97-92	液压支架千斤顶技术条件
MT98-84	矿用液压支架胶管总成及中间接头组件型式试验规范

MT312-92	液压支架通用技术条件
MT550-1996	大采高液压支架技术条件
MT551-1996	铺网液压支架技术条件
MT/T552-1996	端头液压支架技术条件
MT555-1996	大倾角液压支架技术条件

检验标准中一般对检验装置、检验条件、检验项目、检验方法（步骤）、检验结果的处理、测试精度等作出了详细而简明的规定。按照标准规定设置检验设备，在规定检验条件下，由专门经过训练的检验人员，按标准要求的检验步骤对液压支架及元部件进行检验，用符合规定精度的测量仪器测定并记录数据，按规定方法处理数据才可能保证检验结果的可比性和真实性。

四、检验一般条件

(1) 检验设备及供液系统应满足产品的设计要求。

(2) 检验用工作液应是被试件工作时使用的工作液，即采用 MT76-83《液压支架用乳化油》中所规定的乳化油与中性水，按 5:95 重量比配置而成的乳化液。

工作液温度控制在 10~50℃ 之间，工作液过滤采用 0.125 mm 精度的过滤器，并设有磁性过滤装置。

(3) 检验用仪器、仪表与计量的精度和量程相适应，并满足国家标准中测量 C 级精度，采用直读式压力表时量程应为试验压力的 140%~200%。

凡按有关标准校验或比较过的任何测量系统，若它们的误差不超过表 14-1 所列极限方可用于检验。

检验用仪器、仪表、测量工具必须周期检定，其检定周期和误差符合有关标准规定。

4. 试件应符合图样和有关技术文件要求。

下面用五节来分别介绍液压支架结构件检验、液压支架立柱和千斤顶检验、液压支架用阀检验、液压支架胶管总成与中间接头组件检验、液压支架整架检验等几部分。

表 14-1 测量系统允许的系统误差

压力等于或超过 2×10^5 Pa, 表压 (%)	± 2.5
流量 (%)	± 2.5
温度 (K)	± 2.0

注：给出的百分数极限范围是属于被测量值的，而不是检验的最大或弱能系统的最大读数。

第二节 液压支架结构件检验

液压支架结构件检验是保证产品质量的重要环节。

一、一般要求

(1) 结构件制造应符合经规定程序批准的产品图样、工艺要求和技术文件的规定。

(2) 用于结构件材料的钢号、规格和尺寸应符合图样要求，若不符合时，应经规定程序批准后方可用符合设计要求的材料代用。

(3) 用于结构件的材料（钢板、型钢等）和焊接材料（焊条、焊丝和焊剂等）进厂时应按照材料标准规定检验合格后方可使用。

(4) 用于检验的仪器仪表应符合第一节、四、第 3 条的要求。

二、下料检验

下料是液压支架结构件加工制造的重要组成部分，下料尺寸误差必须控制在规定的范围内，这样才能保证焊接加工时整体尺寸满足设计要求，从而保证安装尺寸和加工的质量。因此必须对下料尺寸严格检

验, 经检验合格后方可向下一道工序交接。

1. 切割下料检验

下料前应进行除锈及去除氧化皮处理。气割下料需机械加工的表面, 其最大加工余量应符合表 14-2 的要求。切割表面偏斜度 μ 符合表 14-3 的规定。切割表面粗糙度 R_a 的上限值为 $50 \mu\text{m}$ 。 $\sigma_s > 440 \text{ MPa}$ 的高强度钢板焊接坡口应打磨去除氧化皮。

表 14-2 气割下料需机械加工表面的最大加工余量


单位: mm

长宽比 $\frac{L}{b}$	$\frac{L}{b} \leq 10$			$10 < \frac{L}{b} \leq 15$			$\frac{L}{b} > 15$		
	$\delta \leq 20$	$20 < \delta < 50$	$\delta \geq 50$	$\delta \leq 20$	$20 < \delta < 50$	$\delta \geq 50$	$\delta \leq 20$	$20 < \delta < 50$	$\delta \geq 50$
板厚 δ									
刀检	2	3	4	3	4-5		5		
表面粗糙度 R_a 12.5	3	3-4				5			7

注: 孔加工余量直径方向 10-15 mm。

表 14-3 切割表面偏斜度

单位: mm

简图	类别	材料厚度 δ			
		$\delta \leq 25$	$25 < \delta \leq 40$	$40 < \delta \leq 60$	$60 < \delta \leq 100$
	机械切割	0.50	1.00	1.50	2.00
	手工气割	1.00	1.40	1.80	2.20


2. 剪板机切割下料检验

剪切板料的切断面对板料表面垂直度公差 t_1 应符合表 14-4 的要求。剪切板切断面上, 不应有深度大于 1.0 mm 的刻痕和高度超过 0.5 mm 的毛刺。板件中的外露件及曲线部分的表面粗糙度 R_a 的上限值为 $25 \mu\text{m}$ 。检验方法同 1。

表 14-4 剪切板料的切断面对板料

表面垂直度公差

单位: mm

简图	板厚 δ	垂直度公差 t_1
	$\delta \leq 16$	0.40
	$16 < \delta \leq 25$	1.00

三、零件未注尺寸公差、形位公差检验

零件未注尺寸公差、形位公差应符合下面的要求。

1. 未注尺寸顶板公差

顶板、主筋板尺寸公差见表 14-5, 各筋板尺寸公差带为 1.5~2.0 mm, 其余各板件尺寸公差带为 2.0 mm (支架结构组件如图 14-1 所示)。

表 14-5 顶板、主筋板尺寸公差

单位: mm

基本尺寸	尺寸公差
500-1 000	± 2.0
>1 000-2 500	± 2.5
>2 500-4 000	± 3.0
>4 000	± 3.5

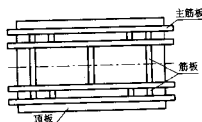


图 14-1 支架结构组件

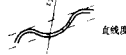

2. 未注形位公差

板材零件表面直线度、平面度公差见表 14-6。板材零件边缘之间的垂直度与平行度公差 (t_4) 不

得大于相应尺寸的公差 (ΔL) 之半 (见图 14-2)。

表 14-6 板材零件表面直线度、平面度公差

单位: mm

板 厚 δ	直线度公差 (t_2)		平面度公差 (t_3)	公差带范围
	被测面长度 (l)			
	≤ 1000	> 1000	任 1000 长度内	
$\delta \leq 12$	1.5	$\frac{1.5l}{1000}$ 但不得大于 5.0	1.5	
$\delta > 12$	1.0	$\frac{l}{1000}$ 但不得大于 5.0	1.0	

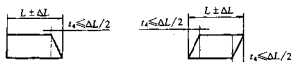


图 14-2 板材零件边缘之间的垂直度与平行度公差

五、拼装检验

拼装时预变形及预留尺寸符合企业工艺部门制定的技术要求, 焊缝根部间隙为 0~3 mm。焊缝长度在 800~1500 mm 范围内允许有一处根部间隙为 4 mm, 且长度不大于 150 mm。焊缝长度大于 1500 mm 时, 允许有两处根部间隙为 4 mm, 且长度不大于 200 mm。定位焊缝焊角高 6~8 mm, 长 20~50 mm, 间隔 200~300 mm。当焊缝长度不足 600 mm 时, 单侧定位焊缝不得小于两处。当定位焊缝出现裂纹时必须消除, 重新焊接定位焊缝。装对焊接零件时, 对接接头的相互位置偏移量 t_5 应符合表 14-7 的要求。

六、焊接检验

焊接的好坏对结构件质量能否满足设计要求至关重要, 焊接结构件的检验应在涂漆前进行。在焊接工艺定型后, 可只做焊缝外观检验。

1. 焊缝外观检验

外观检验在日光或普通灯光下用肉眼或 5 倍放大镜进行。焊缝形状缺陷在全长上应满足以下规定。

(1) 焊缝宽度 B 的偏差见表 14-8。

(2) 焊缝高度。要求焊缝余高 $\leq 1 + 0.1B$ (见图 14-

3)。焊缝凹度, 要求焊平的焊缝可以凹入 0.5 mm (见图 14-4), 其余不允许。

四、压形件与煨形件检验

调质钢热压或热煨成形后必须通过热处理恢复原钢材的性能, 压形件弯曲部分不得出现裂纹, 裂纹可以通过目视法或 5 倍放大镜进行检查。

表 14-7 对接接头的相互

位置偏移量

单位: mm

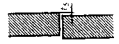

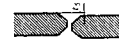
接 头 型 式	偏 移 量 t_5
	< 0.5
	< 1.5
	< 1.5

表 14-8 焊缝宽度 B

的偏差

单位: mm

焊缝宽度 B	$B \leq 20$	$20 < B \leq 30$	$B > 30$
偏差	+1.5	+2.5	+3.0

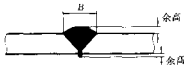


图 14-3 焊缝余高

③角焊缝的偏差 a 值见表 14-9。

焊缝不允许有裂纹、气孔、夹渣、弧坑、间断、未熔合现象。咬边偏差 $e \leq 0.5$ mm，且累计总长度不大于焊缝长度的 10%（见图 14-5）。当发现单个气孔可直接补焊，在 50 mm 长度上发现 3 个以上气孔，应清除原焊缝进行返修。发现夹渣、未熔合时也要清除原焊缝进行返修补焊。其它不符合要求的缺陷应直接补焊。

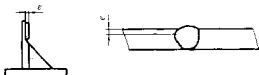


图 14-5 咬边偏差 e

2. 焊接结构件外形尺寸检验

焊接结构件外形不得有尖角。平面未注直线度公差在 1 000 mm 长度内不得大于 2 mm，全部长

度内不得大于全长的 2/1 000，当长度大于 4 000 mm 时，最大不得大于 12 mm。未注平面度公差在任意 1 000 mm 长度范围内不得大于 3 mm。铰接部位四孔同轴度的检测采用芯轴 ϕD_{h10} 进行，例 4- $\phi 82$

$\textcircled{C} \phi_2 A$ ，则芯轴尺寸为 $\phi 80_{-0.12}$ 。尺寸测量采用符合要求的钢卷尺、卡尺等普通量具以及专用测量仪进行。

图 14-4 焊缝凹度

表 14-9 角焊缝的偏差 单位: mm

项目	图 示	a 值		
		$K \leq 12$	$12 < K \leq 14$	$K > 14$
焊缝过高		1.0	1.5~2.0	2.5
焊缝过低		0.3	0.5	0.8
焊缝不正		1.0	2.0	2.5

注: K 为焊缝高度。

第三节 液压支架立柱和千斤顶检验

一、总 则

(1) 液压支架立柱、千斤顶是液压支架的动力部件。采煤工作面顶板压力靠立柱支撑和传递。千斤顶使支架、输送机前移以及完成其它动作。

(2) 液压支架立柱、千斤顶检验分为型式检验和出厂检验，检验条件满足第一节第四条的规定。

(3) 型式检验被检验件数量为 3 件，耐久性性能试验只做其中 1 件，缸体爆破试验做 2 件。若有不合格项目，则加倍复验该项目。复验中全部合格，判定产品该项合格；复验中仍有不合格者，则判定该产品不合格。出厂检验采用抽样方式，每次为批量 3%，但不得少于 3 根。

二、检验回路

1. 立柱型式检验回路

液压支架立柱型式检验回路如图 14-6 所示。按工作液可分为乳化液和矿物油两部分。乳化液系统

可对被试件进行启动、密封、强度以及耐久性（寿命）等试验。矿物油系统进行控制和外加载。

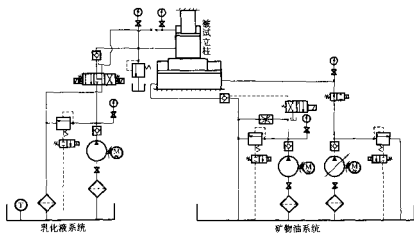


图 14-6 液压支架立柱型式检验回路

2. 千斤顶型式检验回路

液压支架千斤顶型式检验回路如图 14-7 所示。其工作液为乳化液，可对被试件进行启动、往复动作、密封、强度以及耐久性（寿命）等检验。

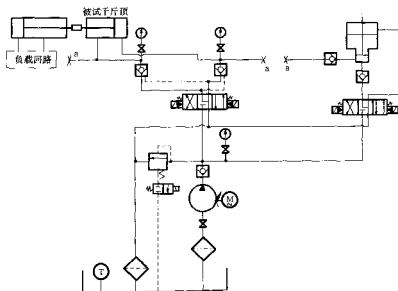


图 14-7 液压支架千斤顶型式检验回路

三、技术要求

产品所用各种原材料必须有合格证明，符合相应标准规定。外协件、外购件必须有合格证书，零部件必须验收合格后方可装配。主要零部件机械性能、加工精度等必须满足图纸要求。装配及外观质量、电镀技术要求、清洁度要求均须符合标准要求。

液压支架立柱及千斤顶整体检验包括空载行程、最低启动压力、活塞腔和活塞杆腔密封性能、耐久性能、强度要求和缸体爆破等 7 项。

四、性能要求与试验方法

1. 立柱型式检验

液压支架立柱型式检验按表 14-10 的规定执行。

表 14-10 液压支架立柱性能要求与试验方法

序号	检验项目	检验方法	性能要求
1	空载行程	立柱在空载工况下, 全行程往复动作 3 次, 其速度不大于 200 mm/min	伸缩长度和伸缩程序应符合设计要求, 不得有滞滞、爬行和外渗漏等现象
2	最低启动压力试验	(1) 立柱在空载工况下, 逐渐升压, 分别测定各级缸活塞腔和活塞杆腔的启动压力 (均在无背压状况下试验) (2) 使小缸内保持额定泵压, 当小缸中部通过大缸缸口导向套时, 测定大缸活塞杆腔的启动压力	活塞腔启动压力不得超过 3.5 MPa (不包括底筒的阻力损失) 活塞杆腔启动压力不得超过 7.5 MPa
3	活塞杆腔密封性能试验	立柱缩至最小高度, 各活塞杆分别在 1 MPa 和 110 % 额定泵压下稳压 5 min, 其中一根稳压 4 h	在同温度下压力不得下降或不得渗漏
4	活塞腔密封性能试验	立柱升至 2/3 全行程, 进行轴向加载, 对大缸活塞腔分别在 1 MPa 和 110 % 额定工作压力下稳压 5 min, 其中一根稳压 4 h	在同温度下压力不得下降或不得渗漏
5	耐久性试验	(1) 底筒试验: 立柱升至底筒开启之前, 以额定工作载荷轴向加载, 使底筒连续开启, 立柱压缩速度应不大于 10 mm/min, 每 5 m 稳压 5 min, 25 m 后立柱在 2/3 行程处稳压 4 h, 稳压压力为额定压力的 90 % (2) 立柱升至最大行程, 在柱头和缸底同侧偏心 20 mm 的位置, 以额定工作载荷进行连续循环轴向加载试验, 加载速度 20 mm/min (3) 立柱活塞腔给以背压, 使大缸活塞杆腔 (与小缸活塞杆腔同时) 加以泵站公称压力进行降柱, 再空载升柱, 全行程往复试验	(1) 累计行程 25 m, 稳压时立柱不得下缩 (2) 累计有效压缩行程 300 m, 加载压力由零至额定工作压力, 然后卸载, 循环次数不得少于 2 000 次, 每隔 50 m 重复 3 和 4 条试验。 (3) 往复次数 2 000 次, 试验后重复 3 和 4 条试验。
6	强度试验	(1) 立柱升至全行程, 以额定工作载荷的 150 % 轴向加载, 持续 5 min (2) 立柱升至全行程, 活塞腔内加压至额定泵压的 125 %, 持续 5 min (3) 立柱升至最大行程, 在柱头和缸底同侧偏心 30 mm 的位置, 以 110 % 额定工作载荷轴向加载, 持续 5 min (4) 立柱升至全行程, 轴向预加额定切撑载荷, 以 15 kN·m 电液冲击柱头 2 次 (5) 立柱升至 2/3 全行程, 以额定工作载荷的 200 % 轴向加载, 持续 5 min (6) 上述试验完成后, 重复 1、4 条试验	(1) 不得产生永久变形和破坏 (2) 导向套与活塞限位机构不得产生永久变形和破坏 (3) 立柱缸体不得产生永久变形和破坏。 (4) 不得产生永久变形和破坏 (5) 活塞和缸体永久变形不得大于 0.5 mm (6) 同 1、4 条
7	缸体爆破试验	将缸体两端封闭, 用加压泵逐渐增压直至缸体破坏	记录破坏压力, 不得破裂成块

注: 双伸缩立柱按表 14-10 规定执行, 单伸缩立柱按表 14-10 中除第 2 项中 (2)、第 5 项中 (1) 以外规定执行。

2. 立柱出厂检验

液压支架立柱出厂检验项目按表 14-11 规定执行, 检验方法与性能要求参见表 14-10。

3. 千斤顶型式检验

表 14-11 液压支架立柱出厂检验项目

序号	检验项目	检验分类	序号	检验项目	检验分类
1	外观质量检验	√	6	最低启动压力试验	√
2	主要零部件技术要求检验	√	7	活塞杆腔密封性能试验	√
3	电镀层质量要求	△	8	活塞腔密封性能试验	√
4	清洁度要求	△	9	强度试验(表 14-10 中 6(1)、(2)、(3)项)	√
5	空载行程试验	√			

注: 表中“√”表示该项目全检, “△”表示该项目抽检; 表中第 7、8 两项检验中 4 h 长时密封为抽检项目。

液压支架千斤顶型式检验按表 14-12 规定执行。

表 14-12 液压支架千斤顶性能要求与试验方法

序号	检验项目	检验方法	性能要求
1	空载行程试验	千斤顶在空载工况下, 全行程往复动作 3 次, 其速度不大于 200 mm/min	活塞杆伸缩长度应符合设计要求。不允许有外部渗漏、爬行涩滞等现象
2	最低启动压力试验	千斤顶在空载工况下, 逐渐升压, 分别测定千斤顶伸缩时活塞腔和活塞杆腔的最低启动压力 (均在无增压下试验)	启动压力不得超过 3.5 MPa
3	密封性能试验	(1) 千斤顶缩至最小长度, 对活塞杆腔进行低压 1 MPa 和高压为 110% 额定泵压的稳压试验。稳压时间为 5 min, 其中一根稳压 4 h (对装有安全阀的千斤顶高压采用安全阀测定压力的 90% 进行试验) (2) 千斤顶伸至最大行程, 对活塞腔进行低压 1 MPa 和高压为 110% 额定泵压的稳压试验。稳压时间为 5 min, 其中一根稳压 4 h (对装有安全阀千斤顶, 高压为安全阀测定压力的 90% 进行试验)	在同温度下压力不得下降或渗漏
4	耐久性试验	千斤顶在配套泵站额定压力和额定流量下, 加以额定工作载荷, 全行程往复动作 (其换向时间可根据设计要求自定)	累计 10 000 次每隔 2 000 次, 重复 3 试验
5	强度试验	(1) 千斤顶伸至最大行程, 轴向加载为额定工作压力的 150%, 持续 5 min (2) 千斤顶处于最大和最小长度, 分别对活塞腔和活塞杆腔加以 125% 额定泵压, 保持 5 min (3) 千斤顶活塞杆固定于 2/3 行程处, 活塞腔加以 200% 额定泵压, 持续 5 min	不得产生永久变形和破坏
6	缸体爆破试验	将缸体两端封闭用加压泵逐渐增压, 直到破坏	记录破坏载荷, 缸体不得破裂成块

4. 千斤顶出厂检验

液压支架千斤顶出厂检验项目按表 14-13 规定执行。性能要求与试验方法参见表 14-12。

表 14-13 液压支架千斤顶出厂检验项目

序号	检验项目	检验分类	序号	检验项目	检验分类
1	外观质量检验	√	5	空载行程试验	√
2	主要零部件技术要求检验	√	6	最低启动压力试验	√
3	电镀层质量要求	△	7	密封性能试验	√
4	清洁度要求	△	8	强度试验 (表 14-12 中 1、2 项)	√

注: 表中“√”表示该项目全检; “△”表示该项目抽检, 表中第 7 项检验中 4 h 长时密封为抽检。

5. 试验过程

液压支架立柱、千斤顶耐久性试验过程曲线如图 14-8 所示。

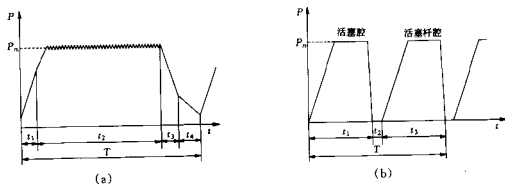


图 14-8 液压支架立柱、千斤顶耐久性检验过程曲线

a—立柱 (P_n —额定工作压力; t_1 —快速加载期; t_2 —工作期; t_3 —卸载期; t_4 —初撑期; T —循环周期);
b—千斤顶 (P_n —额定工作压力; t_1 —活塞腔工作期; t_2 —换向期; t_3 —活塞杆腔工作期)

五、检验装置

液压支架立柱、千斤顶型式检验装置一般为专用设备。目前国家煤矿支护设备质检中心所使用的主要设备有:

1. 液压支柱试验台

该试验台可进行液压支架立柱、千斤顶轴向加载、非轴向加载的强度试验、三点弯曲试验、密封试验和耐久性试验等。

其主要技术参数为

被试支柱高度 (m)	0.7~3
被试支柱最大内径 (mm)	360
最大轴向加载力 (kN)	5 000
最大侧向加载力 (kN)	150
轴向加载速度 (mm/min)	10~300
加载行程 (mm)	
轴向	200
侧向	200
被试立柱轴向最大倾角 (°)	5

2. 快速加载试验台

该试验台具有动、静态试验功能,能实现对载荷、速度等参数的监控、监测,实现一次快速加载和多次应力循环试验。

其主要技术参数

被试件高度 (m)	0.75~3.5
加载能力 (kN)	
静载	±2 500
动载	±2 000
最大加载速度 (m/s)	1.0
加载行程 (mm)	±100
测量范围 (mm)	±80

3. 爆破试验台

该试验台可进行液压支架立柱、千斤顶、胶管总成与中间组件及其它液压件的爆破试验。其最大工作压力为 600 MPa。

第四节 液压支架用阀检验

一、总 则

1. 对检验装置的要求

- (1) 检验所用供液系统及检验设备应符合被试件的检验要求。
- (2) 测压点应靠近被试阀的进、出液口,距离均不大于 $10d$ (d 为进、出液口直径)。
- (3) 取压孔直径应不小于 1 mm,不大于 5 mm;长度不小于 2 倍取压孔直径。取压孔中心和管道中心应垂直,管道内表面孔的交角处应保持锐边,不得有毛刺。取压孔与测量仪表之间连接管道的直径应不小于 3 mm。取压点与测量仪表连接时应排除连接管道中的空气。
- (4) 检验回路应满足第一节第四条的一般要求。

2. 型式检验

型式检验试件数量为5件,特性、密封试验每件必做,强度、寿命试验只对其中3个试件进行。试验中,如果一个试件出现一项不合格项目时,可按照该件已经做过的试验项目加倍检验2件,均合格后按要求的试件数(包括加倍的试件)继续完成其他项目检验,全部合格时仍判定型式检验合格。加倍后出现不合格项目时,判该产品型式检验不合格。

产品存放超过半年以上,允许检验前更换密封件一次。

3. 出厂检验

出厂检验项目分为全检和抽检,抽检数量按每批产量2%,但不得少于5件,产品有一项不合格时,该批产品加倍抽查,若仍不合格时,则对该批产品逐件检验,不合格产品不准出厂。

二、一般技术要求

(1) 液压支架用阀的压力、流量参数、连接型式、尺寸、零件材料均应符合有关标准的要求,在不降低产品质量的前提下,经设计单位同意,零件材料才可以代用。

(2) 标准件、外购件应符合配套要求,必须有合格证书;制造厂应对入厂的外购件、标准件进行质量全检或抽检。

(3) 阀的各连接部位加工光滑、无毛刺,外部表面清洁、无脏物、无磕碰、无锈斑。

(4) 将成品质阀解体清洗各零件的溶液以0.125 mm精度网过滤,网上杂质烘干称重,其重量不得超过10 mg。

三、性能要求、试验方法及试验基本回路

1. 安全阀

安全阀性能要求和试验方法应符合表14-14的规定,试验项目按表14-15规定执行。

2. 液控单向阀

液控单向阀性能要求和检验方法应符合表14-16的规定,检验项目按表14-17规定执行。

3. 换向阀

表 14-14 安全阀性能要求指标及试验方法

试验类别	序号	试验项目	基本试验回路	试验方法	性能要求指标	备注
特 性 试 验	1	小流量后溢阀特性	图 14-9	调节油源,使系统压力高于被试阀公称压力的1.2倍以上,流量为0.04 L/min。测定安全阀的开启压力(公称压力≤40 MPa的阀,开启压力测定值偏差为±1 MPa, >40 MPa的阀,开启压力测定值偏差为公称压力的±2.5%)。试验时使系统压力逐渐升高至被试阀开启,溢流3 min后,切断供液,至压力计值稳定为止为试验全过程。将全过程的压力变化用曲线记录,每个阀进行3次	压力波动值不得超过公称压力的10%,启溢压力的最大值不得超过公称压力的110%,最小值不得低于公称压力的90%,关闭压力值不得低于公称压力的90%	
	2	公称流量后溢阀特性	图 14-9	调节油源,使系统压力高于被试阀公称压力的1.2倍以上,系统流量为被试阀的公称流量。试验时系统压力上升速度为120~160 MPa/s,使阀开启,溢流5~10 s,然后迅速切断供液,至压力计值稳定为止为试验全过程。将全过程的压力变化用曲线记录,每个阀进行3次	①公称流量<16 L/min的阀,启溢压力最大值不得超过公称压力的115%,最小值不得低于公称压力的90% ②16 L/min≤公称流量<32 L/min的阀,启溢压力最大值不得超过公称压力的120%,最小值不得低于公称压力的90% ③32 L/min≤公称流量≤100 L/min的阀,启溢压力最大值不得超过公称压力的125%,最小值不得低于公称压力的90% (4)公称流量>100 L/min的阀按设计要求	

续表

试验类别	序号	试验项目	基本试验回路	试验方法	性能要求指标	备注
寿命试验	3	应力循环寿命	图 14-9	对被试阀加载, 压力由零增压到网的公称压力使阀溢流, 然后卸载, 使压力为零, 为一次应力循环, 共进行 3 000 次	试验完毕后, 密封试验合格	①序号 3、4 两项试验, 也可同时进行 ②如果两项同时进行, 溢流曲线记录, 必须记录 1 以上的变化过程
	4	小流量溢流寿命	图 14-9	以 0.4 L/min 的流量对被试阀加载至溢流, 每次溢流量大于 1 L, 然后卸载, 使累积总流量达 300 L; 每溢流 20 L 必须绘制一条溢流曲线, 其他各次用监测仪表记录	①按序号 1 要求检查溢流曲线及监测仪表记录值, 不合格率不超过 5%。 ②试验完毕后, 密封试验合格	③小于或等于 1 L/min 的安全阀不检验项目
	5	公称流量溢流寿命	图 14-9	以公称流量对被试阀加载至溢流, 每次溢流量为 1~2 L, 共做 100 次, 绘制溢流曲线数量不少于 10 条, 其他各次用监测仪表记录	①按序号 2 要求检查溢流曲线及监测仪表记录值, 不合格率不超过 5% ②试验完毕后, 密封试验合格	
密封试验	6	密封	图 14-9	①高压密封: 向被试阀供液至公称压力的 90%, 切断供液, 待压力计稳定后记录压力值 ②低压密封: 向被试阀供入 2 MPa 压力, 切断供液, 待压力计稳定后记录压力值	①不做寿命试验的阀, 高、低压密封各稳压 2 h, 不得有压降 ②做寿命试验的阀, 寿命试验前各稳压 2 min, 不能有压降, 寿命试验后各稳压 4 h, 不得有压降 ③出厂检验时, 高、低压密封各进行 2 min, 不得有压降	①稳压罐容积不小于 1 L ②排除温度变化对压力的影响
强度试验	7	强度	图 14-9	将被试阀调死, 使之不能溢流, 再以 1.5 倍公称压力对阀加载, 稳压 2 min	无泄漏及零件损坏	

表 14-15 安全阀检验项目

序号	检验项目	检验类别		序号	检验项目	检验类别	
		型式检验	出厂检验			型式检验	出厂检验
1	小流量启溢闭特性	√	√ (不要求每个阀均绘制曲线)	6	密封	√	√
2	公称流量启溢闭特性	√	○	7	强度	√	○
3	应力循环寿命	√	×	8	外观质量	W	○
4	小流量溢流寿命	√	×	9	清洁度	W	○
5	公称流量溢流寿命	√	×				

注: √为全检项目; ○为抽检项目; ×为不检项目; W为有关方面提出要求时。

表 14-16 液控单向阀性能要求指标及试验方法

试验类别	序号	试验项目	基本试验回路	试验方法	性能要求指标	备注
特性试验	1	开启压力的测定	图 14-10	调节油源向被试阀供液, 使压力逐渐升高至被试阀开启, 记录被试阀开启时压力计的最高读数, 每个阀进行 3 次	开启压力值不得大于 1 MPa	
	2	关闭压力的测定	图 14-11	调节油源 1~1 压力为泵的公称压力, 向被试阀供液。当压力计 5~1 稳定后, 迅速停止供液, 网前压力降为零, 记录压力计 5~1 稳定后的压力值。每个阀进行 3 次	立柱用阀的关闭压力不得低于进液压力的 95%, 非立柱用阀按设计要求	稳压罐容积不小于 1 L
	3	控制压力的测定	图 14-11	调节油源 1~2 压力为被试阀公称压力, 向被试阀反向供液, 当压力计 5~1 稳定后切断供液。调节油源 1~1, 压力缓慢上升, 向被试阀液控口供液到被试阀卸载, 记录被试阀卸载时压力计 5~3 数值。每个阀 3 次	①一般情况下控制压力应为泵公称压力的 30%~65%。 ②特殊情况按设计要求	

续表

试验类别	序号	试验项目	基本试验回路	试验方法	性能要求指标	备注
特性试验	4	阻力损失—流量特性	图 14-10	①进液阻力损失的测定: 调节油源向被试阀供液, 使通过被试阀的流量在该阀公称流量范围内变化。利用差压计测得不同流量时所对应的阻力损失, 绘出阻力损失—流量特性曲线 ②回液阻力损失的测定: 向被试阀液口供液, 使阀开启; 调节油源, 向被试阀反向供液, 使通过被试阀的流量在该阀公称流量范围内变化。利用差压计测得不同流量时所对应的阻力损失, 绘出阻力损失—流量特性曲线	①公称流量 ≤ 125 L/min 的阀, 进回液阻力损失不得大于 5 MPa ②125 L/min $<$ 公称流量 ≤ 250 L/min 的阀, 进回液阻力损失不得大于 6 MPa ③公称流量 > 250 L/min 的阀, 进回液阻力损失不得大于 7 MPa	没有条件实现流量变化时, 允许用找点方式绘制曲线或测出公称流量下的阻力损失值
	5	瞬态冲击	图 14-12	调节油源 1-2 压力为被试阀公称压力, 向被试阀供液, 当压力计 4-2 达到规定值并稳定后, 切断供液。然后, 迅速操作换向阀 2, 使该阀卸载, 释放封闭腔的高压液体。用压力传感器、示波器记录液冲击曲线, 每阀试验 3 次	卸载过程最大冲击压力值不得大于公称压力的 115%, 画出液冲击曲线	定量液缸缸内径为 200 mm, 外径为 245 mm, 柱塞外径为 185 mm, 总行程为 800~1 000 mm
寿命试验	6	寿命	图 14-12	调节油源 1-1 压力为泵的公称压力, 流量为被试阀公称流量, 向被试阀供液, 定量液缸柱塞升起, 当通过流量达 3 L 后, 活柱限位, 压力计 4-2 达到压力值并稳定后, 停止供液, 使阀关闭。再由油源 1-2 向被试阀反向供液, 当压力计 4-2 达到阀公称压力后切断供液, 再使被试阀卸载并回液压缸上腔供液, 下腔液体经被试阀反向流出, 其过流量为 3 L。以上过程为一个工作循环, 连续进行 5 000 次	经 5 000 次循环试验后, 密封试验合格	活柱伸出长度为液缸缸总行程的 2/3 被试阀与液缸缸筒采用钢管连接, 管道与连接件的通径应一致, 长度应为 1~2 m
密封试验	7	密封	图 14-11	①高压密封: 调节油源 1-2, 使压力为被试阀公称压力, 向被试阀反向供液, 待压力计 5-1 稳定后切断供液, 记录压力值 ②低压密封: 向被试阀反向供入 2 MPa 压力, 待压力计 5-1 稳定后切断供液, 记录压力值	①不做寿命试验的阀, 高、低压密封各稳压 2 h, 不得有压降 ②做寿命试验的阀, 寿命试验前, 各稳压 2 min, 不能有压降, 寿命试验后稳压 4 h, 不得有压降 ③出厂检验时, 高、低压密封各进行 2 min, 不得有压降	①密封容积不小于 1 L ②橡胶温度变化对压力的影响
强度试验	8	强度	图 14-11	以被试阀公称压力的 1.5 倍对阀加载, 稳压 2 min	无液流及零件损坏	

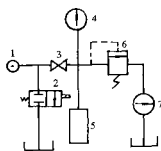


图 14-9 安全阀基本试验回路

1—油源; 2—换向阀; 3—截止阀; 4—压力计
(压力传感器); 5—换液阀; 6—被试阀;
7—流量计(流量传感器)

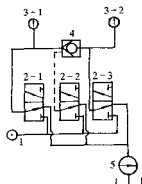


图 14-10 液控单向阀基本试验回路

1—油源; 2-1、2-2、2-3—换向阀; 3-1、
3-2—压力计(压力传感器); 4—被试阀;
5—流量计(流量传感器)

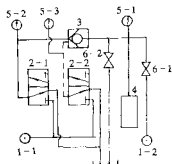


图 14-11 液控单向阀基本试验回路
1-1、1-2—油源；2-1、2-2—换向阀；3—被
试阀；4—稳压阀；5-1、5-2、5-3—压力计
(压力传感器)；6-1、6-2—截止阀

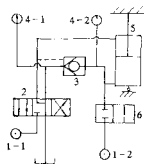


图 14-12 液控单向阀基本试验回路
1-1、1-2—油源；2—换向阀；3—被试阀；4-1、
4-2—压力计（压力传感器）；5—定量泵减压缸；
6—换向阀

表 14-17 液控单向阀检验项目

序号	检验项目	检验类别		序号	检验项目	检验类别	
		型式试验	出厂试验			型式试验	出厂试验
1	开启压力测定	√	○	6	寿命	√	×
2	关闭压力测定	√	√	7	密封	√	√
3	控制压力测定	√	○	8	强度	√	○
4	阻力损失——流量特性	√	×	9	外观质量	W	○
5	瞬态冲击	√	×	10	清洁度	W	○

注：√为全检项目；○为抽检项目；×为不检项目；W为有关方面提出要求时。

换向性能要求和检验方法应符合表 14-18 的规定，检验项目按表 14-19 规定执行。

表 14-18 换向性能要求指标及试验方法

试验类别	序号	试验项目	基本试验回路	试验方法	性能要求指标	备注
特 性 试 验	1	换向性能	图 14-13	调节油源的压力和流量为被试阀的公称压力和公称流量。往复操作被试阀手柄（液控阀或电液阀则相应地提供液控压力或电磁控制），观察记录被试阀动作是否灵活，开启、关闭是否正常等情况	动作灵活，无卡卡现象，换向准确（有自锁要求的应能自锁）	
	2	操作力（控制压力）测定	图 14-13	调节油源的压力和流量为被试阀的公称压力和流量，向被试阀供液。通过测力计操作被试阀换向，记录测力计读数。对液控换向阀，则记录换向时被控口的控制压力，每个阀测量 3 次	①手柄回转力矩不得大于 20 N·m，测压力矩不得大于 30 N·m ②控制压力应为被试阀公称压力的 30%—65% ③电磁换向阀按设计要求	
	3	阻力损失——流量特性曲线	图 14-14	调节油源，使通过被试阀的流量在其公称流量范围内变化。利用差压计测得不同流量时所对应的进液和回液阻力损失，分别画出进液和回液阻力损失——流量特性曲线	①公称流量 < 125 L/min 的阀，进回液阻力损失不得大于 5 MPa ②125 L/min ≤ 公称流量 < 250 L/min 的阀，进回液阻力损失不得大于 6 MPa ③公称流量 > 250 L/min 的阀，进回液阻力损失不得大于 7 MPa	在没有条件实现流量变化时，允许用找点方式绘制曲线或测出公称流量下的阻力损失值
寿命试验	4	寿命	图 14-13	以被试阀公称流量向其供液，每个工作位置每次通过的流量为 3 L，在达到公称压力下后换向，完成一次循环。每个位置均需进行 6 000 次循环动作，电磁换向阀的电磁铁快换寿命应按设计要求	经 6 000 次试验后，密封合格	

续表

试验类别	序号	试验项目	基本试验回路	试验方法	性能要求指标	备注
密封试验	5	密封	图 14-14	①被试阀处于中间（不操作）位置，向进口分别供入该阀的公称压力与 2 MPa 压力，其他各通液口敞开，连续供液 2 min，观察各通液口密封状况 ②被试阀处于工作位，该工作口堵死，向进口分别供入该阀的公称压力与 2 MPa 压力，其他各通液口敞开，连续供液 2 min，观察各通液口密封状况	①不做寿命试验的阀，中立位或工作位时，各通液口均不准有泄液 ②做寿命试验的阀，试后，阀处中立位时，其他各通液口 2 min 总泄流量不得大于 5 mL；阀处工作位时其他各通液口 2 min 总泄流量不得大于 20 mL ③出厂检验时不准有泄液	
强度试验	6	强度	图 14-14	同密封试验方法。但进口供入该阀公称压力的 1.5 倍，稳压 2 min（此项试验在寿命试验前进行）	各通液口不准泄液，阀零件不准损坏	

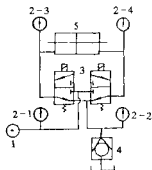


图 14-13 换向阀基本试验回路

1—油源；2-1、2-2、2-3、2-4—压力计（压力传感器）；3—被试阀；4—背压阀；5—定量液压缸（容积为 3 L）

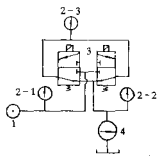


图 14-14 换向阀基本试验回路

1—油源；2-1、2-2、2-3—压力计（压力传感器）；3—被试阀；4—流量计（流量传感器）；被试阀是液控换向阀时，其液控口与控制系统连接后进行试验

表 14-19 换向阀检验项目

序号	检验项目	检验类别		序号	检验项目	检验类别	
		型式检验	出厂检验			型式检验	出厂检验
1	换向性能	√	√	5	密封	√	√
2	操作力矩（控制压力）测定	√	○	6	强度	√	○
3	阻力损失—流量特性	√	×	7	外观质量	W	○
4	寿命	√	×	8	清洁度	W	○

注：√为全检项目；○为抽检项目；×为不检项目；W为有关方面提出要求时。

4. 截止阀

截止阀性能要求和检验方法应符合表 14-20 的规定，检验方法按表 14-21 规定执行。

5. 液压支架用阀特性曲线

- 安全阀启溢特性曲线如图 14-16 所示。
- 液控单向阀液冲击曲线如图 14-17 所示。

四、检验装置

国家煤矿支护设备质检中心使用的液压支架用阀主要检验设备有：

表 14-20 截止阀性能要求指标及试验方法

试验类别	序号	试验项目	基本试验回路	试验方法	性能要求指标	备注
特性试验	1	操作力矩(控制压力)测定	图 14-15	以被试阀的公称压力和公称流量向被试阀供液,用测力计分别测出被试阀开启及关闭时的操作力矩(对液控截止阀则记录开启时的液控口控制压力)。每个阀进行 3 次	①通径 ≤ 25 mm 的被试阀操作力矩不得大于 $30 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。通径 > 25 mm 的被试阀,操作力矩不得大于 $40 \text{ N}\cdot\text{m}$ ②控制压力为被试阀公称压力的 30%~65%	
	2	阻力损失-流量特性测定	图 14-15	调节油源,使通过被试阀的流量在其公称流量范围内变化,测得不同流量所对应的阻力损失。画出阻力损失-流量特性曲线	①公称流量 $< 125 \text{ L}/\text{min}$ 的阀,阻力损失不得大于 1 MPa ② $125 \text{ L}/\text{min} \leq$ 公称流量 $< 250 \text{ L}/\text{min}$ 的阀,阻力损失不得大于 2 MPa ③公称流量 $\geq 250 \text{ L}/\text{min}$ 的阀,阻力损失不得大于 3 MPa	在没有条件实现流量变化时,允许用找点方式绘制曲线或测出公称流量下的阻力损失值
寿命试验	3	寿命	图 14-15	以被试阀的公称压力和公称流量向被试阀供液,以开启、关闭为一次工作循环,反复操作 500 次,每次开启的过液时间为 5 s	500 次试验后,密封试验合格	
密封试验	4	密封	图 14-15	调节油源,分别以被试阀公称压力和 2 MPa 压力向被试阀供液,连续供液 2 min	①不做寿命试验的阀,不准有泄液 ②做寿命试验的阀,试后 2 min 内漏量不得大于 20 mL ③出厂检验时不准有泄液	
强度试验	5	强度	图 14-15	以被试阀公称压力的 1.5 倍向被试阀供液,稳压 2 min。此项试验在寿命试验前进行	无泄液及零件损坏	

表 14-21 截止阀检验项目

序号	检验项目	检验类别		序号	检验项目	检验类别	
		型式检验	出厂检验			型式检验	出厂检验
1	操作力矩(控制压力)测定	√	○	5	强度	√	○
2	阻力损失-流量特性	√	×	6	外观质量	W	○
3	寿命	√	×	7	清洁度	W	○
4	密封	√	√				

注:√为全检项目;○为抽检项目;×为不检项目;W为有关方面提出要求时。

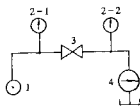


图 14-15 截止阀基本试验回路

1—油源; 2-1、2-2—压力计(压力传感器);
3—被试阀; 4—流量计(流量传感器)

被试阀最大流量(L/min)

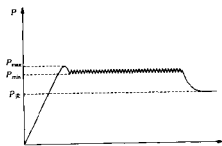


图 14-16 安全阀启漏闭特性曲线

1. 安全阀试验台

该试验台主要用于各类安全阀性能及寿命试验。

其主要技术参数

22.4

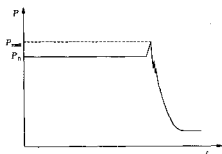


图 14-17 液控单向阀液压冲击曲线

最大测试压力 (MPa) 80

2. FT 阀试验台

该试验台主要用于各类换向阀、液控单向阀的性能与寿命试验。其主要技术参数

最大测试压力 (MPa) 60

主油路最大流量 (L/min) 200

3. 中流量安全阀试验台

其主要技术参数

最大测试压力 (MPa) 60

被试阀流量 (L/min) 0.4~40

被试阀压力上升梯度 (MPa/s) 100~600

第五节 液压支架胶管总成及中间接头检验

一、总 则

(1) 胶管总成指两端扣压有金属接头的一段胶管。中间接头组件指用以连接胶管或其它连接件, 并导通工作液体的金属接头和插接用的 U 形卡、密封用的 O 型橡胶密封圈及塑料挡圈。

(2) 试件数量为 8 件, 各项性能试验和脉冲寿命试验数量为 5 件, 爆破试验数量为 3 件。

(3) 试验装置采用通用的胶管脉冲试验台。

(4) 脉冲试验允许采用 20 号机械油。检验工作温度允许从冷态开始, 以后对乳化液应控制在 $(35 \pm 4)^\circ\text{C}$, 对 20 号机械油应控制在 $30 \sim 50^\circ\text{C}$ 之间。

(5) 其它试验条件满足第一节第四条的要求。

二、检验回路

胶管总成和中间接头组件脉冲试验回路如图 14-18 所示。

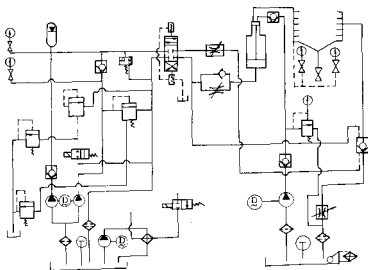


图 14-18 胶管总成和中间接头组件脉冲试验回路

三、试验要求与试验方法

1. 密封性能和强度试验

高压密封和强度试验压力值不得低于胶管标准额定工作压力的 1.5 倍（表 14-21），每次 1 min。低压密封试验压力为 0.5 MPa，每次 5 min。各进行 3 次，不得渗漏。

2. 脉冲试验

- (1) 应试验同一批同一种规格未经老化的胶管总成，也可以与中间接头组件同时试验。
- (2) 施加频率为 0.5~1.25 Hz（30~75 次/min）的脉冲压力。
- (3) 脉冲试验压力为标准规定工作压力（表 13-21）的 1.33 倍，脉冲寿命不得低于 20 万次。
- (4) 压力脉冲波形符合图 14-19 的要求。

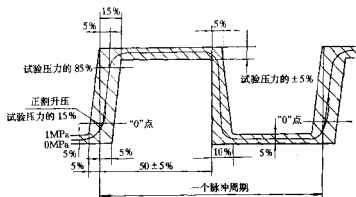


图 14-19 脉冲压力波形

(5) 在脉冲试验压力的 15%~85% 的压力范围内，压力升率应为 350~700 MPa/s，如图 14-20 所示。

(6) 胶管的自由长度应符合以下要求：弯曲为 90° 时，自由长度为 $0.5\pi r + 2d$ ；弯曲为 180° 时，自由长度为 $\pi r + 2d$ ，其中， r 为胶管的最小弯曲半径； d 为胶管外径。

(7) 公称内径不大于 19 mm 时应弯曲成 180°，使

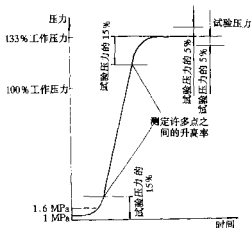


图 14-20 脉冲试验压力上升速度测定方法

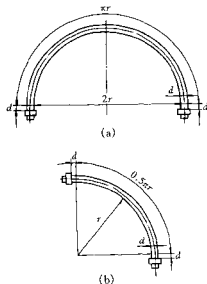


图 14-21 胶管脉冲试验装配图

其两端头平行，相距为最小弯曲半径的2倍，允差为5%；当公称内径大于19 mm时，可平直或弯曲成90°，如图14-21所示。

(8) 在上述试验中，不得有渗漏或其它异常现象。如果接头拔脱或靠近接头25 mm以内胶管发生任何损伤，视作接头引起的损坏。

3. 爆破试验

在3 min内使压力达到GB 3683-83规定压力(表14-22)的4倍，保持1 min，不应出现任何破裂迹象。然后提高压力，直到胶管总成破裂，记录破坏压力值。

表 14-22 两层钢丝编织胶管性能参考值

公称内径 (mm) MT	设计工作压力定额 (MPa)		胶管爆破压力 GB 3683-83	安全系数		脉冲寿命 (万次) GB 3683-83	静密封性能 (MPa)	
	GB 3683-83	MT-推荐值		GB 3683-83	MT-推荐值		低压	高压
6.3	35	56	140	4	2.5	20	0.5	84
8	30	48	120	4	2.5	20	0.5	72
10	28	38	96	4	2.5	20	0.5	58
12.5	25	36	90	4	2.5	20	0.5	54
16	20	32	80	4	2.5	20	0.5	48
19	16	25	64	4	2.5	20	0.5	38
25	13	21	52	4	2.5	20	0.5	32
31.5	11	16	41	4	2.5	20	0.5	24
38	9	14	36	4	2.5	20	0.5	21

注：MT-推荐值为煤矿机械化支架使用推荐的工作压力下，其安全系数暂定为2.5。

4. 低温弯曲性能要求

表 14-23 低温弯曲半径 (MT)

(1) 胶管应在 $(-40 \pm 2)^\circ\text{C}$ 下，平直冷冻24 h，在此温度下，沿一直径为(表14-23)所列最小弯曲半径之2倍的圆盘匀速弯曲，在 (10 ± 2) s内完成。

公称内径 (mm)	最小弯曲半径 (mm)	公称内径 (mm)	最小弯曲半径 (mm)
6.3	100	19	240
8	115	25	300
10	130	31.5	420
12.5	180	38	500
16	205		

(2) 胶管公称内径不大于19 mm时，弯曲180°；胶管公称内径不小于25 mm时，弯曲90°。

(3) 弯曲后在室温条件下，按GB 3683-83规定的额定工作压力的2倍，静压5 min，不应有龟裂、渗漏及其它异常现象。

5. 耐燃试验

当胶管进行火焰耐燃试验时，胶管必须达到耐燃和自动熄灭指标要求；试件数量为5件。

6. 抗静电试验

胶管必须达到规定电阻试验的要求，测出各种外径的胶管电阻不得超过验收条件中规定要求。

7. 胶管外层耐磨损试验

胶管经过规定试验，重量损失不得超过1 g，试件数量为2件。

注：5、6、7项目前检验条件不具备，需要试验时参照有关标准执行。

第六节 液压支架整架检验

一、总 则

1. 试验装置和条件

外加载或内加载试验台，其加载能力和高度应满足被试支架的要求，乳化液源的压力和流量应不小

于被试支架设计压力和流量。供液回路中有增压功能，可增压到被试支架工作压力的 1.5 倍，供液系统有自动循环加载功能，连接被试支架的进、回油路管径应与设计管径相一致或不小于设计管径。

其它试验装置和检验条件满足第一节第四条的要求。

2. 型式检验

型式检验应提供试验所需的支架装配总图、液压系统图、主要部件图等。

型式检验中如果有不合格项目，允许对样机进行处理，处理后进行复试，复试次数不得超过 1 次，耐久性试验不得超过 2 次；液压元部件如发生故障允许更换或进行其它处理，但同一部件只允许更换或处理一次，否则做不合格处理。

3. 出厂检验

出厂检验项目分全检和抽检两类，抽检的数量按每批产品的 3%，支架不少于 2 架，如果其中出现不合格，则进行加倍抽检，再不合格则全检。

二、技术要求

1. 一般技术要求

产品所用各种原材料必须有合格证明，符合相应标准的规定。外协件、外购件必须有合格证书，零部件必须验收合格后方可装配。用于焊接的金属板件焊前应进行去锈处理，涂漆件在涂漆前应作去锈处理，并涂防锈底漆。液压元部件均需满足相应标准要求，有型式检验合格报告。零部件加工精度、公差均需符合有关标准要求。

2. 整架技术要求

主要包括外观质量要求、操作性能、密封性能、支护性能、适应性能、强度要求和耐久性要求等。强度要求中包括主体结构件强度要求和辅助机构强度要求等。

三、检验内容及方法

1. 外观质量要求

通过普通量具和专用测量仪在日光或正常光照下目视检查外观。支架的零部件、管路系统应按图样要求的位置安装，连接可靠，排列整齐美观。支架外表面应涂漆，漆层应均匀、无漏涂、起泡、脱皮、裂纹。外露镀层、外露焊缝、锻件、铸件外观等符合设计要求和相关标准。

2. 操作性能试验

操作换向阀使各运动部件按设计的规定动作各动作 3 次，每次均达到其规定动作的极限位置，各运动部件应操作方便、动作准确、灵活、无滞涩、蹿卡、干涉等现象。在支架的额定供液压力与流量下，将支架的推移装置推杆伸出一个移架步距，端部固定，降架 100 mm，移架一个步距，升架 100 mm，完成一个循环的时间应不大于设计要求的时间。支架最小高度与最大高度时偏差为 ± 50 mm，支架最小宽度与最大宽度时宽度偏差为 ± 20 mm。

3. 密封性能试验

支架放置在试验台内，试验台测试高度调整到支架最大调高的 $2/3$ 左右，操作换向阀向立柱及前梁千斤顶供液，使支架在试验台内撑紧，并使活塞腔内压力达到 90% 的额定工作压力，各稳压 5 min，测定次数不少于 3 次，压力不得下降。空载升架，使立柱活柱（活塞杆）外伸值达到全行程的 $2/3$ 左右，然后静止停放 12 h，测量活柱（活塞杆）回缩量（排除温度影响）不得大于 2 mm。装有前梁的支架对前梁千斤顶做同样的空载试验。操作换向阀，使各运动部件往复动作并达到极限位置，分别操作 5 次，其中包括一次运动部件在极限位置时，在额定供液压力下保持 5 min，各液压元件（包括立柱、千斤顶、阀类、胶管与接头）不得出现渗漏（在渗漏处平均 5 min 内渗出工作液多于 1 滴时称为渗漏）。

4. 支护性能试验

支架放置在试验台内，操作换向阀，使支架立柱内压力达到额定初撑供液压力，切断供液，稳压 5 min，测量立柱内压力值应不小于额定初撑压力的 95%。缓慢地给支架加外（内）载，并使安全阀溢流 2~3 次，测量立柱的压力值。当安全阀停止溢流 5 min 后，再测立柱内压力值。各立柱的安全阀开启压力，对于 16~32 L/min 溢流量的安全阀应不大于其额定工作压力的 120%；小于 16 L/min 的溢流量的安全阀应不大于其额定工作压力的 115%；对于 0.04 L/min 溢流量的安全阀应不大于其额定工作压力的 90%。装有前梁的支架对前梁千斤顶的安全阀也进行同样试验，测定次数不少于 3 次。

5. 适应性试验

按图 14-22 所示，将推杆收到极限位置，然后将与推杆连接的输送机（单节中部槽）上抬、下落，测量抬起值不得小于 $t_1 = 200 \text{ mm}$ （薄煤层支架不得小于 $t_1 = 100 \text{ mm}$ ），下落值不得小于 100 mm。将支架升到最高位置，通过操作使顶梁前倾，操作后测量前倾顶梁的俯角应不小于 15° 。底座对底板比压有特殊要求时，支架应进行比压测定。在底座的整个面积内放置刨花板，并加上条状垫铁（见图 14-23），支架均布加载到工作阻力，且对支架顶梁从前向后加 0.15 倍额定工作阻力的水平载荷。保压 1 min，撤出刨花板，1 h 后测量垫铁的压入深度，换算出的比压值应不大于设计的比压值（注：进行此项试验时应选择底座平面制造较平的支架，底座底面不平会影响测试结果）。

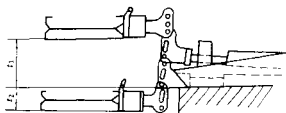


图 14-22 推杆极限位置

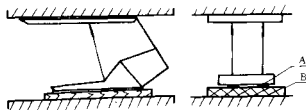


图 14-23 底座对底板比压测定

A—垫铁，B—刨花板

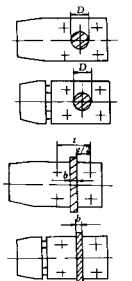
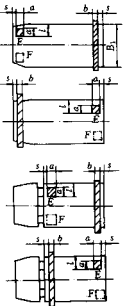
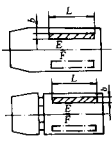
6. 强度试验

强度试验是模拟井下各种危险工况对支架进行加载，是对支架的设计和制造质量检验的重要方式。试验前测定顶梁上平面、底座侧面的下边缘的原始挠曲度，以及顶梁中心线相对底座中心线在水平方向上的偏离量（支架处于自由状态，在底座前端处测量），试验高度为支架的最大高度的 $2/3$ 左右，记录测得数据，待强度试验后进行对比。强度试验施加外载时，外加载使立柱载荷由零逐渐增至 1.1 倍工作阻力，若施加内载，则增压使立柱载荷由零逐渐增至 1.2 倍工作阻力。每种强度试验加载 3 次，每次均保压 5 min。按表 14-24 所示垫块位置逐项进行支架主体结构件试验之后，空载动作支架 3 次，然后观



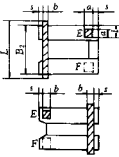
表 14-24 支架主体结构件试验垫块位置示意

序号	加载方式	垫块位置	垫块尺寸 (mm)	备注
1	顶梁两端集中载荷		$s \leq 100$ $b = 150$ $L > B_1$ $c \leq 50$	包括两柱和四柱的整体顶梁，垫块厚度 $\geq 40 \text{ mm}$ （以下同） 包括两柱和四柱较矮顶梁。E 和 F 两处应分别放置

续表



序号	加载方式	垫块位置	垫块尺寸 (mm)	备注
2	顶梁中部集中载荷		当立柱总阻力 $\Sigma P > 3\ 000\ \text{kN}$ 时, $D = 500$; $\Sigma P \leq 3\ 000\ \text{kN}$ 时, $D = 400$ 当 $\Sigma P > 5\ 000\ \text{kN}$ 时, $b = 200$; $\Sigma P \leq 5\ 000\ \text{kN}$ 时, $b = 150$	只对四柱的整体及铰接顶梁做此试验; 两柱式整体及铰接顶梁不做此项试验
3	顶梁扭转		$a = 300$ $b = 150$ $s \leq 100$ $l \leq B_1/3$	只对两柱和四柱的整体顶梁和铰接顶梁; 当顶梁宽度大于 600 mm 时做此项试验; 试验时 E (F) 对称处不得与平台接触
4	顶梁单侧受载		$L = 1\ 200 - 1\ 500$ $b = 150$	顶梁宽度小于 600 mm 不做此项试验, 当顶梁受连接件限制, 其横向自由旋转角度小于 8° 时, 做此项试验; 加载到使立柱全部达到工作阻力。垫块中心线与一侧立柱纵向中心线一致。试验时 E (F) 对称顶梁不得与上平台接触。垫块应具有铰链结构

续表

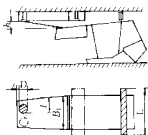
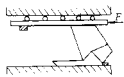

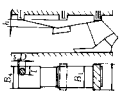
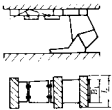
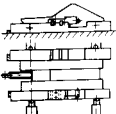
序号	加载方式	垫块位置	垫块尺寸 (mm)	备注
5	底座两端集中载荷		$s \leq 100$ $b = 150$ $L > B_2$	包括两柱或四柱分开式和整体式底座均适用
6	底座中部集中载荷		当支柱总阻力 $\Sigma P > 5\ 000\ \text{kN}$ 时, $b = 200$; $\Sigma P \leq 5\ 000\ \text{kN}$ 时, $b = 150$ $L > B_2$	适用于四柱式支架的底座和具有前、后柱底座
7	底座扭转		$s \leq 100$ $a = 300$ $l \leq B_2/3$ $L > B_2$	适用于两柱和四柱整体式底座, 其宽度大于 600 mm 时, 作此项试验; 试验时 E (F) 对称处不得与平台接触

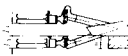

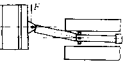


测, 主体结构件不得有焊缝和母材开裂。顶梁和底座测得相对残余变形量不大于 0.4%, 顶梁中心线相对底座中心线偏移角度变化量 $\Delta\alpha$ 不大于 3° , 其它部件不得损坏。辅助机构结构件加载方式、加载方法和检验要求应满足表 14-25 的要求。

表 14-25 支架辅助机构结构件加载方式、加载方法和检验要求

序号	加载方式	加载简图	垫块尺寸 (mm)	加载方法	检验要求
1	顶梁架护板固定侧测和活侧测同时受垂直载荷		$b = 150$ $v = 300$ (长 1 500)	侧推千斤顶伸出 2/3 行程, 支架加载到工作阻力, 试验 3 次	主要受力部件不得损坏或焊缝开裂, 最大残余变形不得影响活动侧护板自由伸出
2	平衡千斤顶受拉力		$a \geq 20^\circ$	升柱; 切断千斤顶供液, 泵站以支架的额定供液流量与压力向两根前立柱供液, 直到顶梁与顶台板全部接触为止。试验 3 次	平衡千斤顶及其连接结构不得有损坏和残余变形 (允许千斤顶安全阀溢流)

续表

序号	加载方式	加载简图	垫块尺寸 (mm)	加载方法	检验要求
3	前梁前端受垂直载荷		$L \geq B_1$ $s \leq 100$ $D = 150$ $l \leq B_1/3$ $h \geq 80$	将装有前梁的液压支架放入试验台内, 按简图方式布置, 垫块应固定可靠安全, 然后以额定流量和压力向全部立柱活塞腔供液。由于立柱使顶梁与上台板接触 II 接触, 因此, 该试验垫块 I 放置在前梁的左、右侧, 各试验 3 次	前梁、千斤顶及连接结构不得有损坏和残余变形 (允许千斤顶安全阀溢流)
4	支架顶梁水平加载			按简图所示, 将支架布置在试验台内, 顶梁与滑动台板间不应有位移。水平加载方向如图 4 中箭头所示。加载载荷应根据支架结构特点按公式 $F = fP$ 选择。式中, f 为两柱式支架, 取 0.01, 四柱支架取 $f = 0.3$; P 为支架垂直工作阻力。支架立柱达到工作载荷后, 水平加载 3 次	支架不得有损坏和残余变形
5	护帮板下垂扭转加载		$s \leq 100$ $D = 150$ $l = B_1/3$	将角板固定在上台板, 支架在试验台内撑紧; 护帮千斤顶活塞腔加载到 1.5 倍工作压力左右放置垫块, 各试验 3 次	机构不得有损坏和残余变形
5	可翻转护帮板需增加水平状态加载试验		$L > B_1$	支架在试验台内撑紧, 切断护帮千斤顶供液, 以额定流量和压力向前梁千斤顶供液, 使前梁与护帮板铰接处向上抬起 (允许护帮千斤顶安全阀溢流), 直到接触上台板为止。试验 3 次	结构不得有损坏和残余变形
6	伸缩梁前端受垂直载荷		$L \geq B_1$ $s \leq 100$ $D = 150$ $l \leq B_1/3$ $h \geq 80$	按简图方式, 将支架布置在试验台内, 待缩梁伸出全行程的 1/2 长度, 按 3 的试验说明进行加载, 同样左、右侧各做 3 次	伸缩梁不得有损坏和残余变形 (允许前梁千斤顶安全阀溢流)
7	底座底调机构端部受弯曲载荷			按简图所示, 将支架放置在试验台内两个固定导向横梁中, 将底座底调千斤顶全部伸出, 在底调机构伸出端部, 利用装在横梁上的测力机构加载, 其载荷为 $0.5P$ (P 为底调千斤顶额定推力)。加载 3 次	底调机构不得有损坏和残余变形

序号	加载方式	加载简图	垫块尺寸 (mm)	加载方法	检验要求
8	8.1 推移机构 上抬、下 落推拉加 载		$A_1 \geq 150$ $t_3 = 250$ $t_4 = 150$	支架撑紧在试验台内, 推杆推出全行程的 3/4 长度, 分别将输送机上抬 250 mm 和下落 150 mm, 将输送机固定, 推移千斤顶以 1.5 倍额定供液压力供液, 进行推、拉试验, 进行 3 次	推移机构不得有损坏和残余变形
	8.2 推移机构 左(右) 侧摆推拉 加载			支架撑紧在试验台内, 推杆推出全行程的 3/4 长度, 将输送机向左或右侧摆至使推杆到极限位置, 将输送机固定, 推移千斤顶以 1.5 倍额定供液压力供液, 进行推、拉试验, 各进行 3 次	推移机构不得有损坏和残余变形
	8.3 推移机构 侧向弯曲 加载			支架在台内撑紧, 推杆推出全行程的 3/4 长度, 输送机向左或右摆至使推杆到极限位置, 在推杆端部加 100 kN 侧向力	推移机构不得有损坏和残余变形
	8.4 推移机构 垂直弯曲 加载		$S_p = 400$ $L_M = 100$	支架在台内撑紧, 推杆伸出全行程的 3/4 长度, 在推杆端部加载, 其载荷为配套机组重量 1/3 的垂直力 (仅适用于整体封底式底座)	推移机构不得有损坏和残余变形
9	立柱连接 部件受拉 力			将支架在试验台中撑紧, 然后以额定供液压力收缩单侧立柱, 操作 10 次	允许立柱上连接销出现不影响拆装的变形, 其它受力部件不得损坏和残余变形

7. 耐久性能试验

耐久性能试验是在其他试验全部合格后进行。循环采用内加载方式, 其过程按图 14-24 所示曲线进行, 其中 $t_3 \geq 2$ s。耐久性能检验主体结构件不少于 6000 次, 试验高度为支架最大高度的 2/3 左右, 立柱内压力为额定工作压力。支架各结构件经各种方式循环加载后, 同一部件其裂纹不得多于 2 处, 各主要长焊缝不得有大于 50 mm 长的焊缝裂纹。残余变形不得大于相应支点距离的 0.5%, 翘翘变形不得大于部件最大方向长度的 0.5%; 各部件不得产生影响支架使用性能的损坏。经耐久性能试验后支架仍能满足 2~4 的各项性能要求。耐久性能试验测量方法与强度试验测量方法相同。

耐久性能试验加载方式有:

顶梁前方右侧扭转循环加载

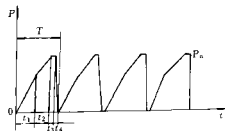


图 14-24 耐久性能试验过程曲线
T—循环周期; P_n —额定工作压力; t_1 —初撑加载期;
 t_2 —增压期; t_3 —卸载期; t_4 —卸歇期

顶梁前方左侧扭转循环加载	500次
顶梁后方右侧扭转循环加载	500次
顶梁后方左侧扭转循环加载	500次
顶梁左侧单侧循环加载	1 000次
顶梁右侧单侧循环加载	1 000次
底座前方右侧扭转循环加载	500次
底座前方左侧扭转循环加载	500次
底座后方右侧扭转循环加载	500次
底座后方左侧扭转循环加载	500次

此外,对装有活动侧护板的支架进行侧护板固定侧和活动侧同时受垂直载荷耐久性性能循环加载1 000次,加载方式与前相同。装有前梁的支架,按图14-25所示的垫块位置将支架在试验台内撑紧,前梁千斤顶内加载,千斤顶活塞腔压力为额定工作压力,左、右垫块各循环加载500次。

四、检验项目

- 1) 液压支架整架型式检验按表14-26进行。
- 2) 液压支架整架出厂检验按表14-27进行。

表 14-26 液压支架整架型式检验项目

序号	检验项目	检验要求及方法	备注
1	外观质量	三、1	检验样机
2	操作性能	三、2	
3	密封性能	三、3	
4	支护性能	三、4	
5	适应性能	三、5	
6	强度要求	三、6	
7	耐久性能	三、7	

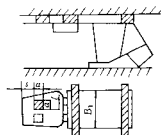


图 14-25 前梁耐久性性能试验垫块位置
 $\beta \leq 100; a = 300; l = B_f/3$

表 14-27 液压支架整架出厂检验项目

序号	检验项目	检验要求及方法	备注
1	外观质量	三、1	全检
2	操作性能	三、2	全检
3	密封性能	三、3	高压密封抽检2台,其它全检
4	支护性能	三、4	抽检2台
5	强度要求	三、6	抽检1台(试后拆检)

五、特殊型液压支架的检验

特殊型液压支架的检验除满足普通支架检验要求外,增加相应特殊检验要求。

(一) 大采高压液支架

1. 移架速度要求

将支架放在地面上,推移杆全部伸出,十字头与地面锚固耳座相连,保证泵站系统供液量不小于200 L/min,操纵支架换向阀,由秒表测支架降100 mm,拉架一个步距,并升架100 mm,整个循环时间应小于18 s。

2. 四连杆机构销孔、销轴配合间隙要求

支架解体后测量四连杆机构各销孔尺寸和销轴尺寸,最大配合间隙应小于1.7 mm。

3. 支架整体刚度要求

将支架放于地面,从最小高度升至最大高度,保持顶梁为水平状态,用铅垂线测定顶梁前端中心与底座前端中心偏移量,反复5次,最大偏移量应小于80 mm。

4. 平衡千斤顶强度要求

将支顶掩护式支架置于试验台内,高度调为最小高度加300 mm,将支架撑紧,平衡千斤顶加1.5倍额定拉力,反复20次,平衡千斤顶及连接件不得有损坏和残余变形。

5. 增加顶梁单侧循环加载试验

支架在其它试验合格后,再进行本项试验,试验高度为支架最大高度减 200 mm,顶梁左、右侧单侧循环加载各不少于 500 次。

增加以上检验项目后,检验结果应符合有关规定。

6. 其它检验项目

支架是否有护帮装置,护帮高度是否大于 800 mm;支护有没有防倒、调架装置或预留连接耳座;支架架间距是否大于 480 mm;侧护板千斤顶推力是否大于支架重力等。

(二) 铺网液压支架

1. 底座宽度要求

带有底调机构的底座最小宽度与最大宽度偏差为 ± 10 mm。

2. 铺连网要求

将支架置于试验台上并使台面倾斜至支架设计的最大倾角,两支架(或一组支架)相继连续移动 3 个步距,在此过程中,按设计要求进行铺连网以及调架,两相邻支架间网的搭接宽度应不小于 150 mm,放网时动作准确灵活,无蹩卡,具有方便的连网空间,移架时相邻的网架不得相碰。

(三) 端头液压支架

1. 适应性性能要求

用米尺测量端头支架与输送机头(尾)接线处纵向空间,其距离 $L_A \geq W_h + S_d + 200$ (mm),其中 W_h 为输送机头(尾)最大宽度; S_d 为移架步距,端头支架内最小通道宽度大于 500 mm。双输送机放顶煤端头支架应有保护前后机头(尾)的纵向空间。连接有顶梁或底座底调千斤顶的端头支架将相关架调整高差 200 mm,前后错动一个移架步距,各连接处及相关处不得有滞涩蹩卡、干涉等现象。铺网端头支架应有铺网机构并需按上述作铺网机构试验。

2. 强度试验

有移步横梁的端头支架,将移步横梁锚固在试验台上,推移千斤顶以 1.5 倍的额定供液压力对移步横梁推、拉加载,加载次数不少于 5 次,不得有损坏和残余变形。当端头支架长度超出试验台时,允许将顶梁和底座加长部分拆除,只对主体做强度试验,拆除部分校核强度满足规定要求。

3. 强化可靠性试验

在其它试验全部合格后进行此项试验,循环加载为内加载,立柱载荷由零逐渐增压到 1.5 倍工作阻力,其过程按图 14-26 进行,其中 $t_3 \geq 2$ s。每种加载方式循环加载次数不小于 20 次。检验结果应符合相关标准规定。

注:端头液压支架用强化可靠性检验代替耐久性性能检验。

(四) 大倾角液压支架

1) 四连杆机构、销轴加工精度要求。

支架解体后,测量四连杆机构销孔与销轴径向最大配合间隙应小于 1.6 mm,连接耳座轴向最大配合间隙应小于 12 mm。

2) 初撑力保证要求。

测得支架初撑力与额定工作阻力之比,不小于 83%,并具有支架初撑力达到规定值的措施。

3) 适应性性能要求。

将支架放置在水平状态的试验台面上,收回推移装置,测量推杆与底座前端的单边侧向间隙不小于 30 mm,测量掩护梁、后连杆等的活动侧护板,在移架方向上侧护板重合量宽度不小于 200 mm;相邻

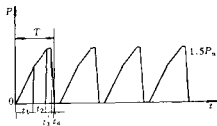


图 14-26 强度可靠性试验过程曲线

T—循环周期; P_n —额定工作阻力; t_1 —初撑加载期; t_2 —增压期; t_3 —稳压期; t_4 —卸载期

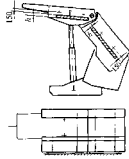

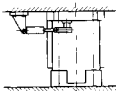
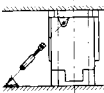
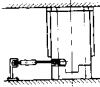
两支架高度差 200 mm 时保证顶梁侧护板在垂直方向上应不小于 200 mm 重合量。

4) 防倒、防滑、调架性能要求。

将下排头支架组置于试验台中央,把支架中心距调至设计要求位置,支架升到最高位置的 4/5,并供额定供液压力,支架如初撑状态。各支架推移机构伸出到推输送机后的位置,并将与输送机相连的连接头,铰接固定在试验台面上。给防倒、防滑、调架千斤顶活塞杆腔供额定供液压力,使其处于拉紧状态。旋转试验台至支架设计最大使用角度,对下排头支架组进行移架、向倾斜上方横向位移、调架、防倒、防滑试验,以及所有支架处于初撑状态,分别推、收前梁;伸缩梁;护帮和隔离装置千斤顶到极限位置,应操作方便,动作灵活,无蹇卡。

5) 顶梁、掩护梁活动侧护板强度要求(见表 14-28 序号 1)。

表 14-28 大倾角液压支架辅助机构结构件加载方式、加载方法和检验要求

序号	加载方式	垫块位置	垫块尺寸 (mm)	加载方法	检验要求
1	顶梁侧护板及掩护梁侧向受载		$h = 200$	将支架置入试验台,在顶梁及掩护梁活动侧护板侧的侧推千斤顶中心以下 150 mm 处,加一条形垫板,如图所示,然后以额定供液压力将顶梁、掩护梁的侧推千斤顶同时推出,对相应的侧护板加载,共进行 3 次	主要受力部件不得损坏,焊缝不得开裂,活动侧护板最大残余变形不超过 15 mm
2	底座调架机构为导向梁结构时轴向受载			将支架按图放在试验台面上,并将底座两侧及后部固定,底调千斤顶全部伸出,在底调梁前部沿底调梁纵向加 0.5 倍底调千斤顶额定推力,加载 3 次	不得有损坏和残余变形
3	防倒机构水平受载			将支架按图示方法初撑于试验台中,将防倒千斤顶一端铰接固定在试验台上的铰座铰接,向防倒千斤顶供 1.5 倍的额定供液压力进行水平推加载,共进行 3 次	不得有损坏和残余变形
4	防倒机构斜向受载			将支架按图示方法初撑于试验台中,防倒另一端铰接在试验台面上,向防倒千斤顶活塞杆腔供 1.5 倍的额定供液压力,共加载 3 次	不得有损坏和残余变形
5	调架机构水平受载			将支架按图示方法初撑于试验台中,调架千斤顶一端铰接在试验台下面上,对调架千斤顶供 1.5 倍额定供液压力,水平推加载,共进行 3 次。	不得有损坏和残余变形

6) 导向梁结构底座底调机构强度要求 (见表 14-28 序号 2)。

7) 支架防倒、防滑机构强度要求 (见表 14-28 序号 3、4 支架)。

将下排头支架组放在试验台中部的设计位置,使防滑千斤顶活塞杆伸出全行程的 2/3,支架初撑后将各底座固定,向防滑千斤顶活塞杆腔供 1.5 倍的额定供液压力,加载 3 次,防滑机构不得有损坏和残余变形。

六、试验回路

液压支架整架型式检验回路如图 14-27 所示。

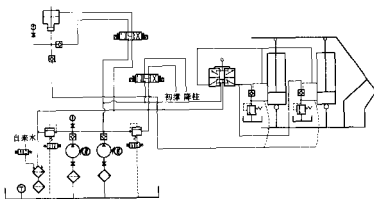


图 14-27 液压支架整架型式检验回路

七、检验设备

液压支架检验设备大多为专用设备。国家煤矿支护设备质检中心使用的液压支架主要设备见表 14-29~14-31。

表 14-29 SZL-10000/3000 型液压支架寿命试验台

项 目	数 值
垂直加载方式	内加载
最大垂直承载能力 (kN)	10 000
侧向加载方式	外加载
侧向加载能力 (kN)	3 000
侧向加载油缸:	
数量 (个)	3
缸径/柱径 (mm)	230/200
行程 (mm)	315
活动架与潜台	由 4 块托架联结,其间有 4 块平面减磨板
活动架调高定位方式	用 4 根调高油缸调高,由 4 个插销油缸及销轴定位
工作台有效面积 (mm)	4 800×2 800
开高高度 (mm)	1 490~5 000 (分 10 档,每档间隔 390)
调高油缸:	
型式	双伸缩
缸径 (mm)	200/140
柱径 (mm)	180/120
总行程 (mm)	3 610
外形尺寸 (mm)	5 200×4 100×8 800

注:该试验台主要用于支架耐久性水平加载试验,也可做支架性能试验。

表 14-30 ZT I 型液压支架试验台

项 目	数 值
加载方式	外加载
加载能力:	
垂直载荷 (kN)	8 000
水平载荷 (kN)	1 920
垂直加载油缸:	
数量 (个)	8
型式	双伸缩 (1、2 级油缸)
油缸直径 (mm)	210/160
活柱直径 (mm)	188/130
总行程 (mm)	2 000
水平加载油缸:	
数量 (个)	3
型式	单伸缩、双作用
缸径/柱径 (mm)	210/130
工作台有效面积 (mm ²)	4 800 × 2 800
开间高度 (mm)	1 337~3 337

注: 该试验台主要用于支架强度与性能试验。

表 14-31 ZT II 型大倾角液压支架试验台

项 目	数 值
加载方式	内加载
最大承载能力 (kN)	6 000
工作台有效面积 (mm ²)	5 000 × 6 000
开间高度 (mm)	1 000~4 000
上工作平台定位与调高方式	用高度为 300 mm 的钢垫块与螺栓固定定位。用 4 根缸径为 200 mm 的双伸缩油缸调高
回转机构	托滚滚圈 (最大直径 9 220 mm), 用丝杆、螺母传动
驱动功率 (kW)	4
滚圈转速 (°/min)	1.7
工作台面最大倾斜角度 (°)	70

注: 该试验台主要用于支架倾斜性能试验, 也可做 4 000 kN 以下支架的强度与耐久性能、支架性能等试验。

第七节 液压支架检验技术的发展

一、国外液压支架检验标准概况

为了保证液压支架在井下使用中的安全和可靠性, 目前世界各主要产煤国家都制定了液压支架型式试验 (或产品检验) 的标准。通常规定一种新型号的支架在投入使用之前必须通过国家指定的专门机构对支架样机进行型式试验, 取得技术认证 (合格) 报告。

国际上最具代表性的液压支架试验标准是英国于 1976 年制定的《液压支架试验规范》和原西德于 1977 年制定的《液压支架规程》, 原苏联和波兰等国也都先后制定了本国的液压支架试验标准。90 年代后欧洲由德国、波兰和英国为主开始制定统一的新标准 (草案)《液压支架的安全性要求》, 并于 1995 年 1 月正式试行。

由于欧洲标准综合了世界上最早研制液压支架的英、德等主要产煤国家的标准, 在世界上有很大的影响和权威性。

仔细分析新的欧洲标准后不难发现它与英国、德国等国家的旧标准已有了很大变化和进步, 这些信息对于我们依据国情完善液压支架试验规范和试验方法, 使我国液压支架的设计、制造和试验逐步向国际先进水平靠近并进入国际市场具有十分重要的意义。

1. 水平加载试验

80 年代以来, 掩护式和支撑掩护式支架逐渐淘汰早期的支撑式支架。针对这些支架与围岩的相互作用特点, 世界各国都逐步将水平加载列入支架试验规范, 新的欧洲标准就规定水平加载力应为垂直力的 0.3 倍, 在向前和向后二个方向上各进行 1 000 次循环加载试验。

多年来世界各国对掩护式支架与围岩的相互作用关系进行了大量观测研究, 从掩护式支架尤其是立柱呈倾斜布置的二柱掩护式支架的力学特点看, 一般对顶板产生一个指向煤壁的水平力, 有的学者称之为水平支撑力, 因而顶板反作用于支架的水平力指向采空区; 但另一方面, 井下矿压观测也表明: 由于顶板岩层移动规律的复杂性, 作用于支架的水平力不仅有指向采空区的, 也有指向煤壁的, 因此欧洲标

准规定在2个方向上都要进行水平力加载试验。

此外标准还规定若确认在增加水平力后, 支架部件受力反而减小, 那么也可不必试验。

根据作者经验, 如二柱掩护式支架, 一般说支架部件的受力以水平力指向煤壁时为最大, 指向采空区时为最小, 可见这种支架可以只做水平力指向煤壁的试验。其它有些国家如印度的支架试验标准则规定水平力指向采空区时试验1000次, 而指向煤壁时要加倍试验至2000次, 可能也是基于这种考虑。我国MT 312-92标准虽也规定了水平加载试验, 但与欧洲、印度等的标准相比在以下3个方面有许多差别。

(1) 水平加载方向只指向采空区。这可能是基于作用于掩护式支架的水平力主要是指向采空区这一认识。

(2) 加载大小。对于二柱掩护式支架, 水平加载力为垂直载荷的0.01倍, 而对四柱支撑掩护式支架则为垂直载荷的0.3倍。

(3) 只作3次强度试验, 不作循环加载试验。

由此可见我国标准规定的水平加载试验, 无论在加载方向、大小以及循环加载次数方面都有明显差距。

此外欧洲标准还明确规定了支撑式支架的水平加载试验要求。

2. 偏载试验

偏载试验实质上是考核作用在掩护梁和连杆等部件上扭矩的影响。欧洲标准明确规定以下几条:

(1) 纵向垫块的位置放于距顶梁侧边为梁宽10%的地方, 见图14-28(a)。

(2) 支架试验高度至少比最小高度高300mm, 可靠地保证作用于掩护梁上的扭矩不小于最大扭矩的98%。

(3) 每侧循环加载各500次。原英国、西德标准同90年代印度的标准都有类似的规定, 但我国MT132-92标准仍沿用旧标准, 将垫块放在立柱中心线的上方(如图14-28(b)所示)。按一般柱间距0.8m, 顶梁宽1.35m计算, 则掩护梁和连杆承受的扭矩 M_L 将比欧洲标准规定的小35%左右。

目前我国标准中关于偏载试验的考核明显低于其它国家, 而偏载试验又恰恰是支架试验中比较危险的一种工况。

3. 试验力

欧洲标准专门规定了额定力与试验力, 额定力是指由立柱千斤顶的额定工作阻力及支架几何尺寸计算所得的支架或各部件的力; 而试验力则指相当于此额定力时试验加载外力, 这就是说试验力的确定不能简单地用测定立柱内压方法, 而要避免内外加载等情况引起的差别, 重点要规定和测量支架或部件的实际外载。

英、德等国过去在液压支架试验中都明确规定要区分内加载和外加载, 根据他们的研究, 由于摩擦等因素的影响, 这种差别可达5%~15%, 立柱倾斜越大, 这种差别也越大。实际试验中要校正立柱内压与实际外载之间的关系, 然后按校正后的立柱压力进行试验。英国曾给出了典型的校正曲线, 如图14-29所示。

外加载如图14-29a所示, 立柱内压 p_H 对应于额定力 F_H , 而内加载如图14-29b所示, 要达到相同的外载 F_H , 对应的立柱内压达到 p'_H ($p'_H > p_H$)。即内加载当立柱内压力为 p_H 时, 对应的外载仅为 F'_H ($F'_H < F_H$)。可见, 试验力可以看作 F_H , 而不能简单地用 p_H 对应值代替, 因而欧洲标准全部规定采用试验力, 如强度试验规定为1.2倍试验力, 循环加载最大值规定为1.05倍试验力。

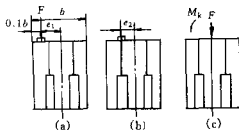


图14-28 偏载试验纵向垫块位置

我国标准规定在强度试验时,若用外加载则要求为 $1.1 p_H$,若内加载则要求为 $1.2 p_H$ 。若对照欧洲标准而言则仅相当于 1.1 倍试验力;循环加载时,我国标准规定用内加载,最大值按立柱额定工作压力 p_H 计,这样实际加载力仅为 0.9~0.95 倍的试验力。印度标准中也是按立柱压力计算的,但采用 $1.1 p_H$,若按内加载考虑,也大约相当于 1~1.05 倍试验力。从这个意义上看,我国支架的试验载荷值平均都比欧洲等国外标准低 10% 左右。

4. 循环加载试验

欧洲标准明确规定了加载最大值为 1.05 倍试验力,最小值为 0.25 倍试验力(表 14-32),基本按脉冲循环,这主要考虑立柱安全阀允许有 5% 的调定误差,而规定最小值一方面是考虑井下实际受载情况,另一方面缩短了循环试验时间。

表 14-32 各国试验标准比较

项 目	载荷最大值	载荷最小值	至少循环次数(次)	加载类型
中国标准	内加载,立柱压力 p_H	0	6 000	弯、扭、偏
欧洲标准	1.05 倍试验力	0.25 倍试验力	8 000	弯、扭、偏、水平
原西德标准	1.0 倍试验力	50 bar	5 000	弯、扭、偏
印度标准	$1.1 p_H$	70 ber	25 000	弯、扭、偏、水平

从加载次数看,我国标准与欧洲标准的差距不算太大,关键是缺少水平加载试验。至于美国、澳大利亚等国用户根据工作面高产高效的要求,试验次数甚至达 3~5 万次,这是用户的特殊要求,或是针对某些特定条件的企业标准,并不具有普遍意义。

关于加载次数与井下实际使用循环或寿命之间的对应关系,由于井下条件千变万化,无法一概而论,但有一点可以肯定,由于试验时采用了可能出现的危险承载状态和最大载荷,所以一般比井下随机出现的受载状况和大小要恶劣和严重,为了进行估算,假设井下出现这种危险状态和最大载荷值的频率为 0.1~0.5,那么对于不同工作面产量时支架的实际寿命粗略估计为

$$a = \frac{nhLH\gamma}{fm}$$

式中 a ——支架寿命 (a);

n ——支架试验循环次数;

h ——支架移动步距 (m);

L ——工作面长度 (m);

H ——采高 (m);

γ ——煤密度 (g/cm^3);

f ——最大载荷值出现频率;

m ——工作面平均年产量 (t/a)。

假设煤层厚度 2.5 m,中厚煤层,密度按 $1.5 \text{ g}/\text{cm}^3$ 计,工作面长度 150 m,移动步距 0.8 m,若要求保证平均使用寿命达到 10 a,那么,对 100 万 t/a 的工作面,要求支架做 6 000 次循环试验已经可以,对 200 万 t/a 工作面,最好试到 10 000 次,对 300 万 t/a 的工作面,则宜试到 20 000 次。

5. 检验准则

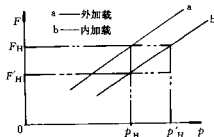


图 14-29 内外加载立柱压力校正曲线

支架经各种试验之后必须按一定的准则来检验其合格与否,不同国家对支架主要结构件的检验准则见表 14-33。

表 14-33 各国对支架主要结构件的检验准则

项目	母体	焊缝裂纹	变形
中国标准		同一部件不得多于 2 处,主要焊缝裂纹不大于 50 mm	残余变形不大于相应支点距离的 0.5%
欧洲标准	不得有裂纹	不得有影响支架性能的焊缝裂纹,应由专家验证确认不再扩展	不得有影响支架性能的变形
印度标准	不得有裂纹	允许有一处小的、可见的、但不扩展的裂纹	不得有影响支架性能的变形

由上表可见,我国标准中对于耐久性试验之后结构件基本不得有裂纹尚无明确规定,此外对焊缝裂纹的不扩展性也没有规定。

6. 立柱连接试验

立柱上下端与顶梁(掩护梁)和底座的连接强度对于井下正常使用和安全都很重要。我国标准规定按立柱额定迫降力试验;欧洲标准则要求按立柱额定迫降力的 1.5 倍试验,并且要求上连接强度大于下连接强度,以保证不致因上部连接损坏而倒柱伤人。

我国液压支架立柱的连接销变形一直比较普遍和严重,影响拆卸修理和使用,在标准上提高指标以促进设计等方面的改进看来也是势在必行。

二、MT 312-92 标准修订简介

我国于 70 年代开始制定液压支架试验规范,经过逐步完善,于 1984 年正式发布 MT 86-84《液压支架试验规范》。90 年代初开始对 MT 86-84 进行修订,于 1992 年颁布了行业标准 MT 312-92《液压支架通用技术条件》,经过 6 年多实施,对液压支架技术的发展发挥了重要作用。近年来,我国综采设备相继在国外中标,液压支架已出口多个国家,并呈现良好前景。因此,要求我国液压支架通用技术条件与国外标准接轨。我国高产高效矿井的建设也要求液压支架有更高的可靠性,为此要求增加支架的试验项目和耐久性试验次数。在认真研究国外支架标准和广泛征求国内各有关单位意见的基础上,北京开采研究所负责对 MT 312-92 进行了修订,并已完成报批稿。

本标准修订参考了英国、德国、印度标准和欧洲统一标准,试验项目和难度与上述国家或国际组织的标准基本相当。主要修订内容见表 14-34。

表 14-34 新标准与原标准试验项目次数对照

项目	二柱掩护式		四柱支撑掩护式		项目	二柱掩护式		四柱支撑掩护式		
	新标准	原标准	新标准	原标准		新标准	原标准	新标准	原标准	
主体结构件	1	1 000		1 000	非主体结构件	1	1 000			
	2	2 000	2 000	2 000		2	1 000		1 000	
	3	2 000	2 000	2 000		3	1 000		1 000	
	4			1 000		4	1 000	1 000	1 000	1 000
	5	1 000		1 000		5	1 000	1 000	1 000	1 000
	6	2 000	2 000	2 000		6	1 000		1 000	
	7	1 000		1 000		7	500		500	
	8	1 500		1 500		8	500		500	
合计	10 500	6 000	11 500	6 000	合计	7 000	2 000	6 000	2 000	

三、中国液压支架系列标准的制定

标准化建设是液压支架技术发展的重要组成部分，我国在制定和实施《液压支架通用技术条件》的基础上，先后制定了18项液压支架分项系列标准，其目录如下：

- | | |
|-------------------|------------------------------------|
| 1. MT312-92 | 液压支架通用技术条件 |
| 2. MT/T154.5-1996 | 液压支架产品型号编制和管理办法 |
| 3. MT/T196-1996 | 液压支架型式与参数 |
| 4. MT/T556-1996 | 液压支架设计规范 |
| 5. MT550-1996 | 大采高液压支架技术条件 |
| 6. MT555-1996 | 大倾角液压支架技术条件 |
| 7. MT551-1996 | 铺网液压支架技术条件 |
| 8. MT/T552-1996 | 端头液压支架技术条件 |
| 9. MT419-1995 | 液压支架用阀 |
| 10. MT313-92 | 液压支架立柱技术条件 |
| 11. MT97-92 | 液压支架千斤顶技术条件 |
| 12. MT98 | 矿用液压支架胶管总成及中间接头组件型式试验规范 |
| 13. MT/T94-1996 | 液压支架立柱、千斤顶内径及活塞杆外径系列 |
| 14. MT/T576-1996 | 液压支架立柱、千斤顶活塞和活塞杆用带支承环的密封沟槽型式、尺寸和公差 |
| 15. MT/T587-1996 | 液压支架结构件制造技术条件 |
| 16. MT76-83 | 液压支架用乳化油 |
| 17. MT/T417-1995 | 液压支架产品质量分等 |
| 18. MT/T815-1999 | 放顶煤液压支架技术条件 |

上述标准的制定和实施有力地促进了我国液压支架技术的发展和产品质量的提高，为保证煤矿的安全生产发挥了重要作用。目前，我国已成为世界上制定液压支架标准最多、最全的国家之一。随着技术的发展，上述标准还将逐步修订完善。目前已完成 MT312-92 液压支架通用技术条件的修订，本标准的新文本已经专家审查会审查通过，报主管部门审批。

参 考 文 献

1. 王国法, “煤矿高产高效综采技术发展问题的探讨”, 《跨世纪的矿业科学与高新技术》, 煤炭工业出版社, 1996
2. 中华人民共和国煤炭行业标准, MT/T169-1996 液压支架型式与参数, 中国标准出版社, 1997
3. 中华人民共和国煤炭行业标准, MT/T154.5-1996 液压支架型号编制和管理方法, 中国标准出版社, 1997
4. Oscar Jacobi Praxis der Gebirgsbeherrschung Verlag Glueckauf GmbH 1981
5. 中华人民共和国煤炭行业标准, MTS54-1996 缓倾斜煤层采煤工作面顶板分类, 中国标准出版社, 1997
6. 中华人民共和国煤炭行业标准, MTS53-1996 缓倾斜采煤工作面底板分类, 中国标准出版社, 1997
7. 史元伟等, 《回采工作面底板岩层控制》, 煤炭工业出版社, 1993
8. 史元伟等, 《矿井多煤层开采围岩应力分析与设计优化》, 煤炭工业出版社, 1995
9. Shi Yuanwei, Research on the Interaction Between Roof Strata and Shield Supports, 16th Conference On Ground Control in Mining 1997
10. 王国法, “两柱掩护式支架顶梁机械限位装置”, 《煤矿机械》, 1991 (5)
11. 王国法, “用解析法设计支架挑梁四连杆机构”, 《煤炭科学技术》, 1993 (4)
12. 徐忠正等, “液压支架模形结构梁”, 《煤炭科学技术》, 1995 (1)
13. 邢福康等, 《煤矿支护手册》, 煤炭工业出版社, 1993
14. 中华人民共和国煤炭行业标准, MT/T556-1996 液压支架设计规范, 中国标准出版社, 1996
15. 王国法等, “液压支架空间力学模型受力分析”, 《煤炭学报》, 1992 (4)
16. Thomas M, Berezak, David F Gearhart, Canopy and base load distribution on a long wall shield, Bureau of mines, 1992
17. 张惠民等, “液压支架部件应力分区计算修正法”, 《煤炭学报》, 1998, 23 (3)
18. 朱诗婷, “液压支架结构与材料优化设计的理论、方法及应用的研究”, 博士论文, 1994
19. 王国法等, “液压支架计算机模拟试验仿真软件系统及应用”, 《煤炭科学技术》, 1994 (6)
20. 王国法, “掩护式支架总体参数优化设计方法的研究”, 《煤炭学报》, 1995, (20)
21. 傅京昱等, “液压支架数据库及其应用”, 《煤矿开采》, 1993 (2)
22. 王国法等, “液压支架微机 CAD 系统开发及应用”, 北京市优秀论文, 1997
23. 中华人民共和国煤炭行业标准, 液压支架立柱、千斤顶内径及活塞杆外径系列, 中国标准出版社, 1997
24. 中华人民共和国煤炭行业标准, 液压支架立柱、千斤顶活套和活套杆用带支撑环的密封沟槽型式、尺寸和公差, 中国标准出版社, 1997
25. 衣亮章, “液压支架立柱标准化、系列化研究”, 《煤矿开采》, 1996
26. 李继周, “落锤对立柱与安全阀系统冲击的计算”, 《煤炭学报》, 1998, 23 (1)
27. 李继周, “也谈液控单向阀卸载动态”, 《煤炭学报》, 1996 (3)
28. 李继周, “新型快速移架系统研制及试验”, 《煤矿开采》, 1996 (3)
29. S. K Das, Standardisation of Powered Roof Supports for Longwall Faces, Pappers and Articles, April 1997, 95~107
30. “4.5~5 m 厚煤层一次采全高”, 邢台矿务局东庞煤矿, 1991
31. “4.5 m 厚‘三软’煤层一次采全高综采成套设备及工艺研究”, 《煤炭科学技术》, 1991
32. 中华人民共和国煤炭行业标准, MTS50-1996 大采高液压支架技术条件, 中国标准出版社, 1987
33. 中华人民共和国煤炭行业标准, MT/T815-1999 放顶煤液压支架技术条件, 中国标准出版社, 1988
34. Wang Guofa, Research on oew-type high-efficiency low-posion carving powered support and impoving recovery, proceedings of the international mining tech'97 symposium shanghai/China. China coal industry publishing house, 1997
35. 朱德政等, “轻型放顶煤支架系列设计研究”, 《煤炭科学技术》, 1997
36. 赵宏珠, 《回采工作面端头支护技术与设备》, 煤炭工业出版社, 1993
37. 中华人民共和国煤炭行业标准, MTS52-1996 端头液压支架技术条件, 中国标准出版社, 1997

38. 中华人民共和国煤炭行业标准, MT551-1996 铺网液压支架技术条件, 中国标准出版社, 1997
39. 中华人民共和国煤炭行业标准, MT555-1996 大倾角液压支架技术条件, 中国标准出版社, 1997
40. 中华人民共和国煤炭行业标准, MT312-92 液压支架通用技术条件, 中国标准出版社, 1992
41. 中华人民共和国煤炭行业标准, MT/T587-1996 液压支架结构件制造技术条件, 中国标准出版社, 1997
42. 中华人民共和国煤炭行业标准, MT419-1995 液压支架用阀, 中国标准出版社, 1992
43. 中华人民共和国煤炭行业标准, MT313-92 液压支架立柱技术条件, 中国标准出版社, 1992
44. 中华人民共和国煤炭行业标准, MT97-92 液压支架千斤顶技术条件, 中国标准出版社, 1992
45. 赵衡山, “国内外液压支架试验规范浅析”, 《煤炭科学技术》, 1997 (1)