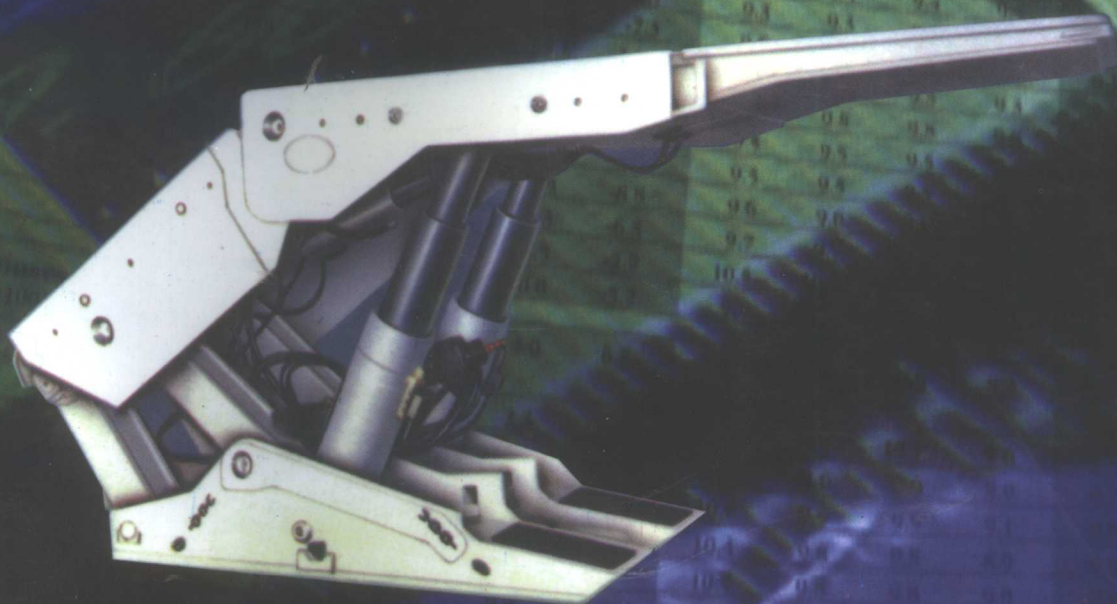


液压支架 计算机辅助分析与设计

杜长龙 肖世德 著

中国矿业大学出版社



YEYAZHIJIA JISUANJI FUZHU FENXI YU SHEJI

液压支架计算机辅助 分析与设计

杜长龙 肖世德 著

中国矿业大学出版社

(江苏·徐州 221008)

164.4.008

内 容 简 介

本书论述了用计算机进行液压支架运动分析、力学分析、强度分析与选型设计、优化设计的原理和方法,详尽叙述了液压支架分析与设计模型的求解策略和算法,给出了对应的 BASIC 源程序和典型应用实例。

本书内容新颖,自成体系,是有关液压支架计算机辅助分析与设计方面的一部有价值的学术专著,可供液压支架工程界与学术界的同行参考,亦可作为采掘机械、矿山机械、工程机械等专业大专院校的教学参考书。

液压支架计算机辅助分析与设计

杜长龙 肖世德 著

责任编辑 陈玉和 责任校对 安乃隼

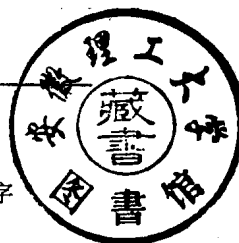
中国矿业大学出版社出版发行

新华书店经销 中国矿业大学印刷厂印刷

开本 787×1092 毫米 1/16 印张 10 字数 270 千字

1996 年 12 月第一版 1996 年 12 月第一次印刷

印数 1~1050 册



ISBN 7 - 81040 - 618 - 3

TP • 42

定价:22.00 元

作者简介

杜长龙 男,博士,1958年10月出生,江苏沛县人,现为中国矿业大学矿山机械系副教授,主要从事综采机械设计与液压控制系统仿真研究,国内外发表论文20余篇。

肖世德 男,1967年4月出生,四川仁寿县人,1982~1992年在中国矿业大学矿山机械系学习,获工学博士,现为西南交通大学机械工程学院副教授,主要从事机械CAD和机电智能监测系统的研究,国内外发表论文20余篇。

前 言

液压支架作为综合机械化采煤方法中的一种强力支护设备,为采煤工作面实现安全、高效、自动化与连续生产发挥了巨大的作用。

我国自 70 年代引进液压支架以来,经过 20 多年的努力,从引进仿制到进行独立研究、设计和制造,现已形成了多系列、多品种产品。在设计方法上也已由最原始的图解法分析、经验类比设计模式发展到大量采用计算机进行辅助分析与优化设计,从而使我国液压支架的研究水平和设计质量得到大幅度的提高。为了更好地推广应用液压支架计算机辅助分析与设计方法,根据作者数年来在液压支架计算机辅助分析与设计方面的研究成果和工程实践,参考国内 80 年代以来有关液压支架计算机辅助分析与设计方面的研究成果,编写成《液压支架计算机辅助分析与设计》一书。本书详尽论述了用计算机进行液压支架分析与设计的原理和方法。

全书共分 10 章:第 1 章给出液压支架综合分析模型;第 2 章至第 5 章分别论述了液压支架运动分析、平面力系分析、空间力系分析、强度与稳定性分析的原理和方法,并介绍了相应的程序和应用实例;第 6 章进行了液压缸应力与稳定性分析,介绍了经典的解析分析法和现代的有限元分析方法,并给出了综合应用实例;第 7 章讨论液压支架方案选型设计问题;第 8 章论述液压支架总体参数优化和结构件参数优化的建模和求解策略;第 9 章和第 10 章分别论述了液压支架安全阀和乳化液泵的性能分析与优化设计方法;附录部分给出了有关液压支架计算机辅助分析与设计的 BASIC 源程序清单,以便直接引用。

本书是在液压支架计算机辅助分析与设计方面的科研成果基础上写成的,而这些成果大都是在李昌熙和陶驰东两位教授的指导下完成的,在此特向两位导师表示衷心的感谢和崇高的敬意!

本书的撰写,参考了大量有关液压支架方面的文献,谨向文献作者表示谢意!

在本书撰写过程中,得到了作者的同事和朋友们的热情帮助和大力支持,在此一并表示衷心的感谢!

限于作者水平,本书难免有疏漏和不妥之处,敬请批评指正。

著 者

1996 年 6 月

目 录

1 液压支架综合分析模型	(1)
1.1 液压支架的功能及其实现	(1)
1.2 液压支架的型谱演变	(3)
1.3 液压支架综合分析模型	(4)
2 液压支架运动学分析	(7)
2.1 运动学分析公式推导	(7)
2.2 梁端轨迹曲线绘制及运动仿真	(11)
2.3 液压支架运动学分析程序设计	(12)
3 液压支架平面力系分析	(14)
3.1 结构件外力计算	(14)
3.2 结构件内力计算	(16)
3.3 液压支架平面力系分析程序设计	(20)
3.4 液压支架分析综合实例	(20)
4 液压支架空间力系分析	(27)
4.1 空间力系分析的几点假设	(27)
4.2 空间力系分析公式推导	(28)
4.3 平面力系分析与空间力系分析的统一	(34)
5 液压支架强度与稳定性分析	(35)
5.1 结构件截面特性参数的计算	(35)
5.2 常规的结构强度校核	(37)
5.3 结构件组合强度校核	(38)
5.4 液压支架稳定性分析	(43)
6 液压缸的应力与稳定性分析	(47)
6.1 液压缸力学分析模型的建立	(47)
6.2 经典的液压缸解析分析法	(48)
6.3 液压缸有限元应力与稳定性分析	(56)
6.4 液压缸有限元分析程序设计	(59)
6.5 液压缸分析综合实例	(59)
7 液压支架选型设计	(64)

7.1	液压支架设计的基本要求和原始参数	(64)
7.2	液压支架架型的确定	(64)
7.3	液压支架结构件型式和主要参数的确定	(67)
7.4	液压支架支护强度的确定	(69)
7.5	液压支架选型程序设计	(70)
8	液压支架参数优化设计	(71)
8.1	液压支架参数优化的必要性	(71)
8.2	液压支架总体参数优化模型的建立	(71)
8.3	液压支架总体参数多目标优化模型的求解策略	(75)
8.4	液压支架总体参数优化程序设计	(76)
8.5	液压支架结构件参数优化	(78)
8.6	液压支架优化设计综合实例	(81)
9	液压支架安全阀性能分析与优化设计	(87)
9.1	液压支架安全阀工况分析和流量系列制定	(87)
9.2	大流量安全阀工况特点和性能指标制定	(89)
9.3	支架安全阀优化设计方法	(90)
9.4	支架安全阀优化设计方法的应用	(92)
10	乳化液泵性能分析与优化设计	(100)
10.1	乳化液泵容积效率仿真	(100)
10.2	乳化液泵曲轴的优化设计	(104)
	参考文献	(114)
	附录	
	一、液压支架运动学分析源程序清单(PSMA)	(118)
	二、液压支架平面力系分析源程序清单(PSSA)	(121)
	三、液压缸有限元应力与稳定性分析源程序清单(HCFEM)	(129)
	四、液压支架选型设计源程序清单(PSCP)	(137)
	五、液压支架总体参数多目标优化设计源程序清单(PSOPT)	(140)

1 液压支架综合分析模型

1.1 液压支架的功能及其实现

液压支架是综合采煤机械化成套设备三大件(采煤机、刮板输送机、液压支架)之一,其成本占成套设备的70%左右。在煤矿井下综采工作面,液压支架作为一种强力支护设备,上百架并排在一起,形成一条长150~200 m的“钢铁支护走廊”,为采煤机来回穿梭采煤、刮板输送机连续运煤、人员作业和材料输送提供一条安全通道,并随着采煤过程的进行而连续向前推进(参见图1—1)。

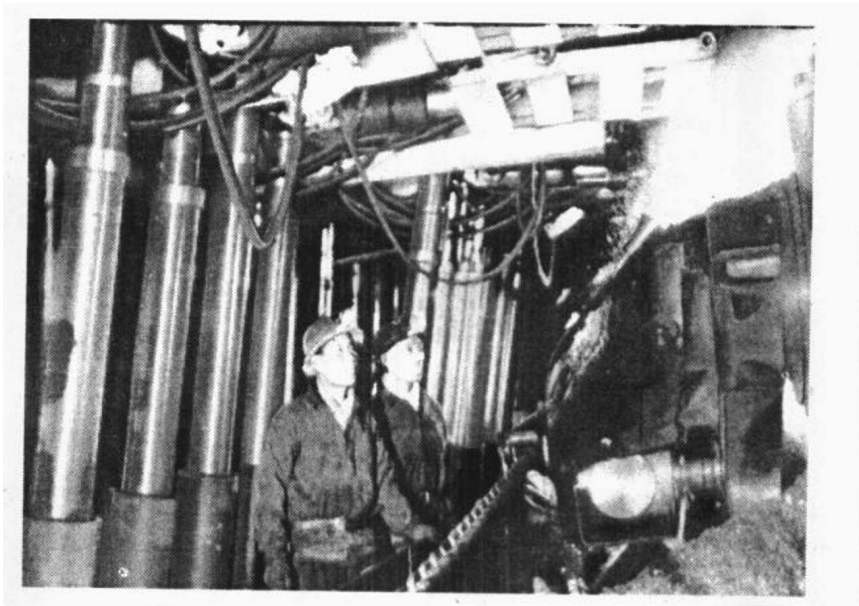


图 1—1 综合采煤机械化

为了实现综采工作面的安全、高效、自动化连续生产,液压支架必须具备以下功能(参见图1—2、图1—3)。

(1) 强力支护

液压支架要承受住工作面作业空间上方覆岩的压力和冲击地压,为设备、人员提供一个必要的安全工作空间和行走通道,必须具有强力的支护能力。而液压支架的立柱、顶梁、掩护梁、底座等则是实现支护功能必不可少的结构部件。

(2) 推溜移架

为了实现综采工作面的连续生产,推溜移架功能是必不可少的。采煤机采过一个截深后,液压支架以自身为支点,把刮板输送机推向煤壁(推溜),然后液压支架降架,以相邻液压支架为支点,以刮板输送机为传力杠杆,把自身拉向煤壁,靠拢刮板输送机(移架)。随着采煤机来回穿梭,整个工作面液压支架“钢铁巨龙”呈S形推进。推移千斤顶是实现推溜移架功能的必要部

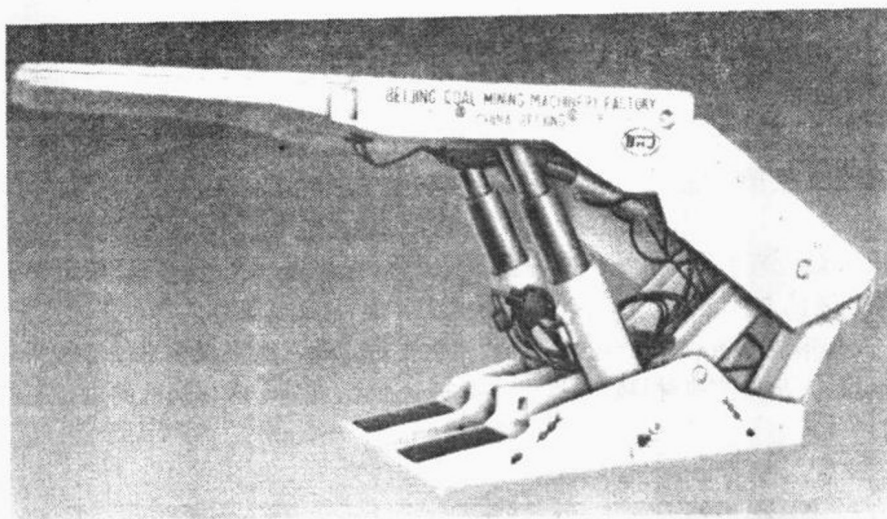


图 1—2 掩护式液压支架结构

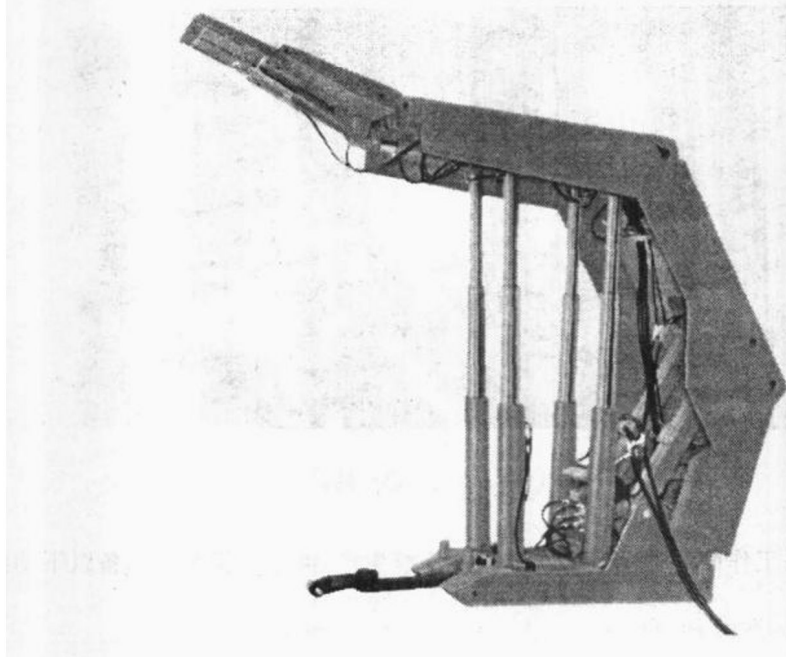


图 1—3 支撑掩护式液压支架结构

件。在软底板情况下为了防止底座“啃死”，便于移架，还需设置底座提升千斤顶。

(3) 掩护调整

为了适应顶板的起伏凸凹，防止采空区碎裂冒落的岩石窜入工作空间，并把液压支架各结构部件有机地结为一体，实现支护运动的铅垂化，液压支架应具有掩护调整功能。其平衡千斤顶、掩护梁、前后连杆及侧护板等结构件就是为此设置的。

(4) 动力操纵

为了实现液压支架的以上功能,必须为液压支架提供动力源。乳化液泵站及操纵阀、安全阀和液压管路系统用于实现动力操纵功能。

(5) 附属功能

为了适应千变万化的煤层地质条件,液压支架有的还设置了铺网、放顶煤机构,伸缩前梁、挑梁、护帮和防倒防滑机构,以实现超前和及时支护、防片帮、防滑防倒、调架等功能。

1.2 液压支架的型谱演变

古代和近代的采煤技术非常原始和危险。采煤工艺从人工挖掘发展到炮采和水采,后来为了提高工效,使用了风镐、煤电钻、割煤机;运输则从人力畜力推拉发展到机械电气化运输;支护技术从无到有,从木支柱、金属摩擦支柱到单体液压支柱。原始的和近代的各种采煤技术工艺在中国一些地方煤矿和乡镇私人煤矿还可见到,其明显印象就是采煤是一项危险的技术工作,连续性、安全性和效率都很低。综合机械化采煤技术即以双滚筒采煤机、可弯曲刮板输送机、强力液压支架成龙配套设备的问世,才从根本上改变了煤炭工业生产的面貌。

1954年,英国研制出垛式支架(图1—4a),它主要由安装在矩形整体底座上的立柱和顶梁构成,并首次成功装备了世界上第一个液压支架采煤工作面。

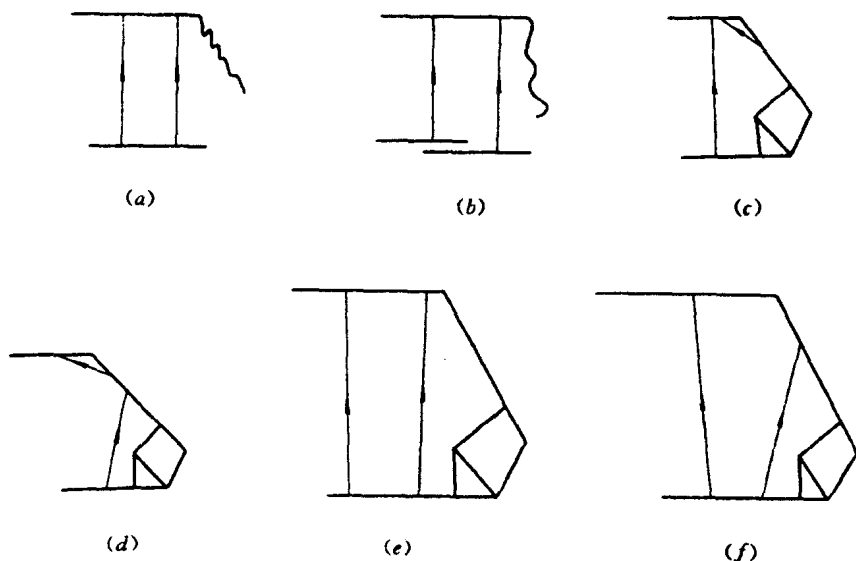


图 1—4 液压支架型谱演变

1958年,为了克服垛式支架移架困难的问题,法国试验成功了采用“迈步式”结构的节式支架(图1—4b)。

垛式支架和节式支架都属于支撑式液压支架。它利用立柱与顶梁直接支撑来控制采煤工作面的顶板,没有掩护梁,其结构特点是立柱较多,垂直布置,承受水平力能力差。顶梁较长,造成对顶板重复支撑,挡矸帘防止采空区冒落碎岩窜入工作空间能力差。但优点是工作阻力较大,切顶性能好,支撑效率高,成本低,适合于来压强烈的稳定坚硬顶板条件。这种支架早期应用较多,现已趋于淘汰。

为了克服支撑式支架不适于破碎顶板下采煤的缺点,1961年前苏联研制成功了掩护式液压支架,其顶梁较短,顶梁与掩护梁铰支联接,防矸性能好,但梁端轨迹是圆弧状,支架升降过程中梁端距变化大,不利于顶板维护。为此又研制出支架滑座和伸缩前梁等架型,但直到引入四连杆机构,实现了掩护式支架梁端轨迹近似铅垂化,才从根本上解决了梁端距变动大和支架不能承受水平力的问题。

四连杆机构的掩护式液压支架问世,是液压支架技术发展史上的一次飞跃,现在主要有两种架型:直接撑顶(图1—4c)和间接撑顶(图1—4d)。其结构特征是:顶梁较短,靠平衡千斤顶来调节顶梁俯仰角,以适应不同的顶板;立柱较少,一般为单排,呈倾斜布置;掩护梁直接与冒落矸石相接触,靠其掩护作用来维护工作空间,因此调高范围大,适应煤层厚度变化能力强,支撑合力靠近煤壁,能较好地维护新裸露的顶板。由于顶梁短,对顶板的重复支撑次数也就少,支护强度较高;架间密封好,能有效地防止窜矸漏矸;采用四连杆机构,支架抗侧向干扰能力大、稳定性好;立柱不承受水平力;立柱少,因此移架速度快;重量轻,长度小,造价低,便于运输和安装。如此众多的优点使掩护式液压支架成为破碎和不稳定顶板条件下使用的主要架型。

但是掩护式支架支护能力相对较弱,切顶能力差,抗冲击能力低。因此,在1964年,日本研制出了支撑掩护式液压支架,它集支撑式和掩护式二者的优点于一体,利用支撑和掩护双重作用来维护工作空间,因此通风断面大,工作阻力大,挡矸掩护性能好,采用四连杆机构可以承受较大的侧向力,适用范围较宽,现在已成为稳定和坚硬顶板条件下的主要架型。

现在的支撑掩护式液压支架主要有两种结构型式:双排立柱直接撑顶和间接撑顶型式(图1—4e,f)。

随着液压支架技术的发展,液压支架结构型式也在增多,如:适应坚硬顶板下短尾掩护梁支撑掩护式支架(TZ720型);适合厚煤层开采的分层铺网支架和放顶煤支架;适合薄煤层开采的立柱X型布置液压支架;适合巷道联接处的端头支架;适合软底板的整体底座加提升千斤顶支架;适合倾斜煤层开采的防倒滑支架等。

当前,两柱掩护式液压支架和四柱支撑掩护式液压支架已成为液压支架的主导型式,它们也是本书所讨论的对象。当然从结构细节上讲,这两类支架又衍生出许多亚型,如掩护式支架的立柱直接/间接撑顶,支撑掩护式支架双排立柱V型/H型/X型布置和双撑顶/单撑顶结构,立柱采用单伸缩/双伸缩/带机械加长结构,底座的整体式/分离式结构和带底座提升机构,顶梁采用整体顶梁/挑梁/伸缩梁结构和带侧护防片帮机构,还有四连杆机构采用整体/分体/液压前连杆和梁端轨迹水平变动补偿装置及立柱可变换上下铰支点,等等。

1.3 液压支架综合分析模型

双柱掩护式液压支架和四柱支撑掩护式液压支架应用最为广泛。作为本书的研究对象,它们共有四个典型的架型结构(图1—4c、d、e、f),如果因此建立四套分析模型及软件,工作将十分繁杂。为此,提出以下液压支架统一的综合分析模型(图1—5),囊括了四种架型。

液压支架综合模型参数说明:

- L_i ——长度方向结构参数(水平方向);
- h_i ——高度/厚度方向结构参数(竖直方向);
- P_i ——立柱、千斤顶工作阻力;
- b_i ——宽度方向的结构参数。

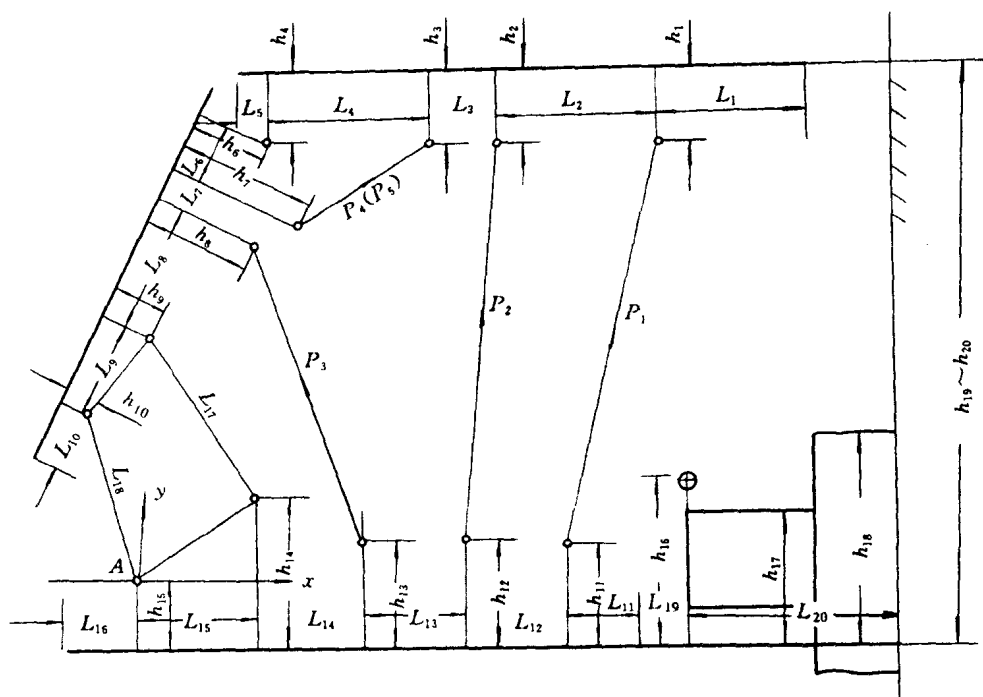


图 1—5 液压支架综合分析模型

具体的：

顶 梁： L_1, L_2, L_3, L_4, L_5

h_1, h_2, h_3, h_4

顶梁总长： $L_D = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5$

顶梁宽度： b_1

掩护梁： $L_6, L_7, L_8, L_9, L_{10}$

$h_6, h_7, h_8, h_9, h_{10}$

掩护梁总长： $L_C = L_6 + L_7 + L_8 + L_9 + L_{10}$

掩护梁宽度： b_2

底 座： $L_{11}, L_{12}, L_{13}, L_{14}, L_{15}, L_{16}$

$h_{11}, h_{12}, h_{13}, h_{14}, h_{15}$

底座总长： $L_B = L_{11} + L_{12} + L_{13} + L_{14} + L_{15} + L_{16}$

底座宽度： b_3

中心距： aa 一般为 1 500 mm

前连杆长度： L_{17}

后连杆长度： L_{18}

采煤机输送机定位参数： $L_{19}, L_{20}, h_{16}, h_{17}, h_{18}$

液压支架最大结构高度与最小结构高度： h_{20}, h_{19}

立柱工作阻力： P_1, P_2, P_3

平衡千斤顶工作阻力： P_4 (推力), P_5 (拉力)

说明： L_i 参数按铰接中心点算起； h_i 参数按与顶板、底板接触面定位；长度参数单位：mm；

力参数单位: kN; L_1 包括前梁长度。 L_i, h_i, P_i 参数具体位置见图 1—5。

在分析软件中, 这些参数存入数组 $L(20), h(20), P(10)$ 中, 对于不同种类的支架, 规定:

直接撑顶掩护式液压支架(c 型): $P_2=0, P_3=0; L_2, h_2, L_{12}, h_{12}, L_8, h_8, L_{13}, h_{13}$ 均为 0。

间接撑顶掩护式液压支架(d 型): $P_1=0, P_2=0; L_2, L_3, h_1, h_2, L_{12}, L_{13}, h_{11}, h_{12}$ 均为 0。

双撑顶支撑掩护式液压支架(e 型): $P_3=0, P_4=P_5=0; L_{13}, h_{13}, L_7, h_7, L_8, h_8, L_3, h_3$ 其取值均为 0。

单撑顶支撑掩护式液压支架(f 型): $P_2=0, P_4=P_5=0; L_{12}, h_{12}, L_2, h_2, L_7, h_7, L_3, h_3$ 其取值均为 0。

2 液压支架运动学分析

2.1 运动学分析公式推导

液压支架运动学分析是液压支架力学综合分析的基础。根据液压支架综合分析模型,建立液压支架运动学分析模型(图 2—1)。令坐标系为 xAy , 各结构参数如图 2—1 所示。

其中: α ——后连杆倾角;

γ ——前连杆倾角;

θ ——运动瞬心压力角;

β ——掩护梁倾角;

$\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3, \epsilon_4$ ——各立柱及平衡千斤顶的倾角;

H ——液压支架高度;

Δ ——梁端距;

δ ——支架与采煤机组干涉检验距离;

h ——采煤机与支架顶梁间距。

各倾角以图示位置为正, 节点编号标识如图 2—1。

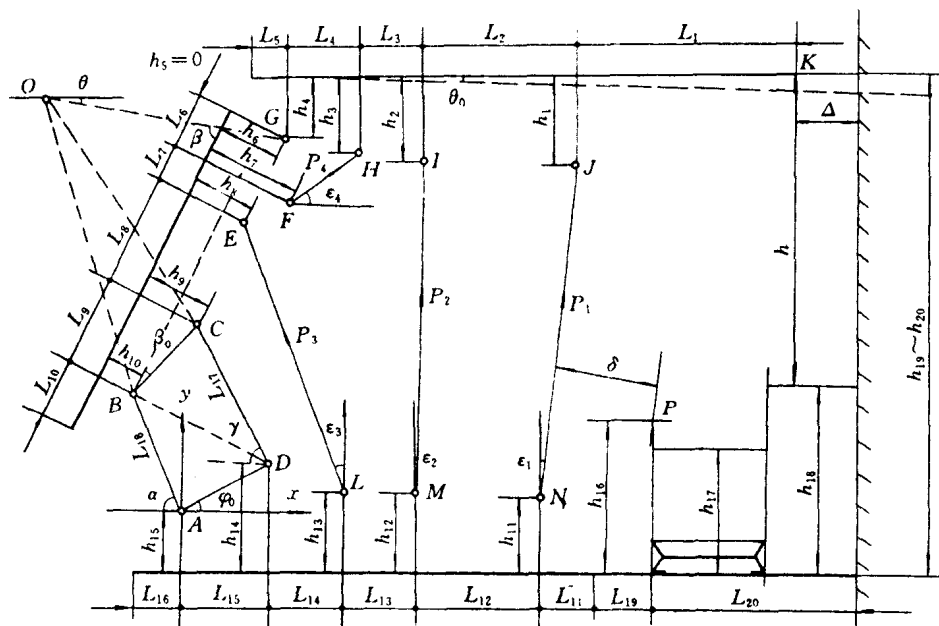


图 2—1 液压支架运动学分析模型

液压支架是一个自由度为 1 的双摇杆机构。考虑到液压支架实际使用时经常出现顶梁与底座并不平行的情况, 引入一附属自由度 θ 。描述顶梁的俯仰状态(以仰为正), θ_0 可作为工况

参数输入。

2.1.1 以后连杆倾角 α 为自变量的公式推导

由图 2-1 可导出以下公式：

$$L_{AD} = \sqrt{L_{15}^2 + (h_{14} - h_{15})^2} \quad (2-1)$$

$$\varphi_0 = \tan^{-1} \left[\frac{h_{14} - h_{15}}{L_{15}} \right] \quad (2-2)$$

$$\alpha' = \pi - \alpha - \varphi_0 \quad (2-3)$$

$$L_{BD} = \sqrt{L_{AD}^2 + L_{18}^2 - 2L_{AD}L_{18}\cos\alpha'} \quad (2-4)$$

$$\beta_1 = \cos^{-1} \left[\frac{L_{18}^2 + L_{BD}^2 - L_{AD}^2}{2L_{18}L_{BD}} \right] \quad (2-5)$$

$$L_{BC} = \sqrt{L_9^2 + (h_9 - h_{10})^2} \quad (2-6)$$

$$\beta_0 = \tan^{-1} \left[\frac{h_9 - h_{10}}{L_9} \right] \quad (2-7)$$

$$\beta_2 = \cos^{-1} \left[\frac{L_{BC}^2 + L_{BD}^2 - L_{17}^2}{2L_{BC}L_{BD}} \right] \quad (2-8)$$

$$\beta = \beta_0 + \beta_1 + \beta_2 - \alpha \quad (2-9)$$

$$L_{BG} = \sqrt{(L_6 + L_7 + L_8 + L_9)^2 + (h_6 - h_{10})^2} \quad (2-10)$$

$$\beta_0' = \tan^{-1} \left[\frac{h_6 - h_{10}}{L_6 + L_7 + L_8 + L_9} \right] \quad (2-11)$$

$$x_G = -L_{18}\cos\alpha + L_{BG}\cos(\beta + \beta_0') \quad (2-12)$$

$$y_G = -L_{18}\sin\alpha + L_{BG}\sin(\beta + \beta_0') \quad (2-13)$$

$$L_{KG} = \sqrt{(L_1 + L_2 + L_3 + L_4)^2 + h_4^2} \quad (2-14)$$

$$\theta_0' = \tan^{-1} \left[\frac{h_4}{L_1 + L_2 + L_3 + L_4} \right] \quad (2-15)$$

$$x_K = x_G + L_{KG}\cos(\theta_0 + \theta_0') \quad (2-16)$$

$$y_K = y_G + L_{KG}\sin(\theta_0 + \theta_0') \quad (2-17)$$

$$H = y_K + h_{15} \quad (2-18)$$

$$\Delta = L_{11} + L_{12} + L_{13} + L_{14} + L_{15} + L_{16} + L_{20} - x_K \quad (2-19)$$

(2-1)~(2-19)式实质上建立了以 α 为自变量计算液压支架高度 H 及梁端点轨迹坐标 (x_K, y_K) 及梁端间距 Δ 的广义函数：

$$H = f_1(\alpha)$$

$$\Delta = f_2(\alpha)$$

$$x_K = f_3(\alpha)$$

$$y_K = f_4(\alpha)$$

其它运动学参数的公式：

$$\gamma_1 = \pi - \beta_1 - \alpha' \quad (2-20)$$

$$\gamma_2 = \cos^{-1} \left[\frac{L_{17}^2 + L_{BD}^2 - L_{BC}^2}{2L_{17}L_{BD}} \right] \quad (2-21)$$

$$\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 - \varphi_0 \quad (2-22)$$

$$L_{OA} = \frac{L_{AD} \sin(\gamma_1 + \gamma_2)}{\sin(\pi - \gamma_1 - \gamma_2 - \alpha')} \quad (2-23)$$

$$x_O = -OA \cos \alpha \quad (2-24)$$

$$y_O = OA \sin \alpha \quad (2-25)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left[\frac{y_G - y_O}{x_G - x_O} \right] \quad (2-26)$$

$$x_L = L_{14} + L_{15} \quad (2-27)$$

$$y_L = h_{13} - h_{15} \quad (2-28)$$

$$x_M = L_{13} + L_{14} + L_{15} \quad (2-29)$$

$$y_M = h_{12} - h_{15} \quad (2-30)$$

$$x_N = L_{12} + L_{13} + L_{14} + L_{15} \quad (2-31)$$

$$y_N = h_{11} - h_{15} \quad (2-32)$$

$$x_P = L_{11} + L_{12} + L_{13} + L_{14} + L_{15} + L_{19} \quad (2-33)$$

$$y_P = h_{16} - h_{15} \quad (2-34)$$

$$h = y_K + h_{15} - h_{18} \quad (2-35)$$

$$x_H = x_G + L_4 \cos \theta_0 - (h_4 - h_3) \sin \theta_0 \quad (2-36)$$

$$y_H = y_G + L_4 \sin \theta_0 - (h_4 - h_3) \cos \theta_0 \quad (2-37)$$

$$x_I = x_G + (L_3 + L_4) \cos \theta_0 - (h_4 - h_2) \sin \theta_0 \quad (2-38)$$

$$y_I = y_G + (L_3 + L_4) \sin \theta_0 - (h_4 - h_2) \cos \theta_0 \quad (2-39)$$

$$x_J = x_G + (L_2 + L_3 + L_4) \cos \theta_0 - (h_4 - h_1) \sin \theta_0 \quad (2-40)$$

$$y_J = y_G + (L_2 + L_3 + L_4) \sin \theta_0 - (h_4 - h_1) \cos \theta_0 \quad (2-41)$$

$$x_F = x_G - L_6 \cos \beta - (h_6 - h_7) \sin \beta \quad (2-42)$$

$$y_F = y_G - L_6 \sin \beta - (h_6 - h_7) \cos \beta \quad (2-43)$$

$$x_E = x_G - (L_6 + L_7) \cos \beta - (h_6 - h_8) \sin \beta \quad (2-44)$$

$$y_E = y_G - (L_6 + L_7) \sin \beta + (h_6 - h_8) \cos \beta \quad (2-45)$$

$$\epsilon_1 = \tan^{-1} \left[\frac{x_J - x_N}{y_J - y_N} \right] \quad (2-46)$$

$$\epsilon_2 = \tan^{-1} \left[\frac{x_I - x_M}{y_I - y_M} \right] \quad (2-47)$$

$$\epsilon_3 = \tan^{-1} \left[\frac{x_L - x_E}{y_L - y_E} \right] \quad (2-48)$$

$$\epsilon_4 = \tan^{-1} \left[\frac{y_H - y_F}{x_H - x_F} \right] \quad (2-49)$$

液压支架前立柱与采煤机组干涉检验量 δ 实际上是点 $P(x_P, y_P)$ 到直线 NJ 的距离。直线 NJ 方程由两点式导出，有公式：

$$\delta = \left| \frac{ax_P + by_P + c}{\sqrt{a^2 + b^2}} \right| \quad (2-50)$$

$$a = (y_J - y_N) \quad (2-51)$$

$$b = -(x_J - x_N) \quad (2-52)$$

$$c = y_N(x_J - x_N) - x_N(y_J - y_N) \quad (2-53)$$

检验条件:

$$\delta > R_1 + R_2 + [\delta] \quad (2-54)$$

式中 R_1 ——立柱的缸体外半径;

R_2 ——机组导向管半径;

$[\delta]$ ——允许间隙。

δ 、 h 、 Δ 检验应在支架整个高度范围内找出其变动范围(极大、极小值)。在实际设计液压支架中, δ 、 h 、 Δ 的变动范围是有容许条件的。

2.1.2 以液压支架高度为自变量的模型处理

上面以液压支架后连杆倾角为自变量推导出液压支架运动学分析的所有公式。以 α 为自变量进行运动学分析比较简单,使用也很方便直观,但这种方法在计算机编程实现和实际应用时有以下几个问题:

(1) 以 α 为循环变量时,其循环初始角和结束角难以人为确定。如果以双摇杆机构两个极限位角为始末角度,则须检验何时算出的支架高度跨入要求的高度区间 $[h_{19}, h_{20}]$ 。

(2) α 划分均匀化不会导致高度区间划分均匀化。工程应用时习惯要求知道某一确定高度时的支架运动学参数,输出报表时,高度均匀划分也显美观。

以液压支架高度 H 为自变量进行运动学分析可解决上述问题,而要以 H 为自变量进行运动学分析,只要通过求解超越方程 $H = f_1(\alpha)$ 即可实现。

液压支架四连杆机构是一个双摇杆机构,存在两个运动极限(参见图 2-2),即

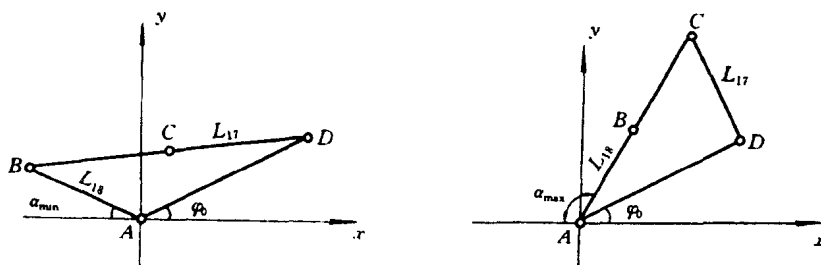


图 2-2 四连杆机构的两个极限位置

$$\alpha_{\min} = \pi - \varphi_0 - \cos^{-1} \left[\frac{L_{AD}^2 + L_{18}^2 - (L_{17} + L_{BC})^2}{2L_{AD}L_{18}} \right] \quad (2-55)$$

$$\alpha_{\max} = \pi - \varphi_0 - \cos^{-1} \left[\frac{L_{AD}^2 + (L_{18} + L_{BC})^2 - L_{17}^2}{2L_{AD}(L_{18} + L_{BC})} \right] \quad (2-56)$$

$[\alpha_{\min}, \alpha_{\max}]$ 是支架后连杆倾角的理论区间。一般而言,在 $\alpha_{\min}$ 处支架位置不一定最低,在 $\alpha_{\max}$ 处支架位置也不一定最高,因此若以区间 $[\alpha_{\min}, \alpha_{\max}]$ 作为方程 $H = f_1(\alpha)$ 根的搜索区间,则不一定保证根 α 的唯一性,但在区间 $[\alpha_{\min}, \alpha_{\max}]$ 内一定存在唯一使支架高度 H 极大、极小的 α_H 、 α_L 。以 $[\alpha_L, \alpha_H]$ 作为求根区间,则能保证根的唯一性(图 2-3)。

采用一维最优化算法如 0.618 法可以求出与支架理论高度区间 $[h_L, h_H]$ 对应的 $[\alpha_L, \alpha_H]$, 即:

$$\min f_1(\alpha) \text{ 求出: } H_L, \alpha_L$$