

液压振动设备动态理论和设计

液压振动设备动态理论和设计

齐任贤 刘世勋 等编著

中南工业大学出版社

1.201

517

液压振动设备动态理论和设计

液压振动设备动态理论和设计

齐任贤 刘世勋 等编著

 中南工业大学出版社

液压振动设备动态理论与设计

齐任贤 刘世勋 等编著

责任编辑：段五媛

插图责任编辑：刘楷英

*

中南工业大学出版社出版发行

中南工业大学出版社印刷厂印装

湖南省新华书店经销

*

开本：787×1092/32 印张：8.375 字数：195千字

1989年5月第1版 1989年5月第1次印刷

印数：0001-1500

*

ISBN 7-81020-230-8/TH·002

定价：1.65元

前 言

近来，液压振动式（含往复式和摆动式）机械发展很快，逐渐形成了一个新的技术领域。其中最有代表性的是液压凿岩机和碎石器，它们广泛用于矿山，隧道，土建和公路工程，并已取得了显著的经济效益。

液压凿岩机和碎石器是一种带蓄能器的开关型阀控油缸自动装置（参看图 1-1），其工作方式和品质要求（快速性与动力性并重）在许多方面不同于液压伺服系统。根据研究目的和对象特征，本书将着重讨论非线性系统建模，动态系统优化设计和子系统匹配等问题，这些都是当前快速动力元件研制中面临的新任务。

液压凿岩机（或碎石器）的功率和重量一般较大，常需与液压钻车（或支架）配套使用，它们组成了一种以液压传动和控制为核心的新型采掘（或施工）设备。振动器-钻车系统属于复杂非线性时变系统，研究它的基本理论和设计方法具有现实的意义。

我国在本世纪60年代末期开始了液压凿岩机的研制，长沙矿冶研究院、北京钢铁学院、湘潭风动机械厂等单位在样机开发和理论建设方面作了开创性的工作，中南工业大学对全液压钻车的研制处于国内领先地位。目前瑞典、芬兰、法国、西德、美国等均有成套产品可供选用，它们在效率、可靠性和使用寿命方面与国产液压凿岩设备相比还稍胜一筹。

理论建设业已从手工运算为基础的半经验工程分析方法过渡到了以计算机为基础的动态仿真方法，作者认为进一步把动

态仿真与优化设计结合起来指导液压凿岩设备的研究，对于提高产品质量、降低成本、缩短试制周期无疑是有益的。

动态仿真是一种较重要的模拟手段，通过动态计算可以定量给出系统中各环节动态参数的变化规律(即动态特性)，是动态系统优化设计的基础。使用电子计算机实现动态系统的优化设计，是近代工程中一项新的变革，它涉及到设计系统学和设计方法学(含计算机技术和优化设计)是一种以动态计算为特征的综合研究方法，对各类系统(含机械、液压、电气以及综合系统)的动态分析和设计具有普遍意义。

参加本书撰写工作的有齐任贤、刘世勋、邓新光、唐焕斌等同志。刘世勋同志担任了全书的审阅工作。

编著过程中得到何清华、王艾伦、丁建忠同志的支持与帮助，在此深表谢意。

由于时间仓促，加之作者学识所限，书中差错在所难免，敬希读者不吝赐教。

编著者

1988年12月

目 录

第一章 液压动态系统概述	(1)
§ 1.1 外阀式前腔常压单面回油液压凿岩机.....	(1)
§ 1.2 外阀式(四通阀)双面供(回)油液压凿 岩机.....	(4)
§ 1.3 套阀式前腔常压液压凿岩机.....	(5)
§ 1.4 凿岩台车液压系统.....	(7)
第二章 系统动力学基础	(11)
§ 2.1 连续介质的密度、重度和可压缩性.....	(11)
§ 2.2 带缓冲器恒流系统的运动分析和状态参数	(15)
§ 2.3 流体的粘性和粘性摩擦力.....	(19)
§ 2.4 环形运动间隙的泄漏量.....	(24)
§ 2.5 液流状态和能量损失.....	(26)
§ 2.6 阻-容元件联合工作特性.....	(35)
§ 2.7 圆柱滑阀的流量特性和力特性.....	(37)
§ 2.8 液压冲击.....	(52)
第三章 数学模型和仿真模型	(59)
§ 3.1 系统的运动形态和数学方法.....	(60)
§ 3.2 单输入-单输出线性定常系统的动态数模和 仿真模型.....	(61)
§ 3.3 多输入-多输出线性系统.....	(72)
§ 3.4 简单非线性系统的数学模型和仿真模型.....	(76)

§ 3.5 键图-状态向量分析法·····	(81)
§ 3.6 仿真过程的失真、失稳现象和刚性方程的 处理·····	(90)
第四章 液压元件和系统的优化设计原理·····	(94)
§ 4.1 机械优化设计的内容和步骤·····	(96)
§ 4.2 液压系统参数设计原理·····	(97)
§ 4.3 复合形法·····	(100)
§ 4.4 梯度法·····	(107)
第五章 非标准液压元件的动态分析和优化设计·····	(114)
§ 5.1 液压凿岩机冲击器的动态分析和工作缸的 优化设计·····	(114)
§ 5.2 液压凿岩机控制阀工作分析和设计·····	(130)
§ 5.3 液压凿岩机键图-状态向量分析法·····	(148)
§ 5.4 键图和系统分析法的综合应用——液压台 车自动防卡装置的动态分析·····	(168)
第六章 冲击系统主要元件设计·····	(188)
§ 6.1 冲击活塞的设计·····	(188)
§ 6.2 控制阀芯的设计·····	(196)
§ 6.3 蓄能器隔膜及上盖的设计·····	(201)
§ 6.4 缸体的设计·····	(209)
§ 6.5 活塞支承及尺寸设计·····	(213)
§ 6.6 液压凿岩机材料、热处理及尺寸精度·····	(215)
附录 I 前腔常压式液压凿岩机控制阀系统优化设 计程序说明·····	(218)
附录 II 液压凿岩机控制阀系统优化设计程序·····	(223)
(FORTRAN语言)	

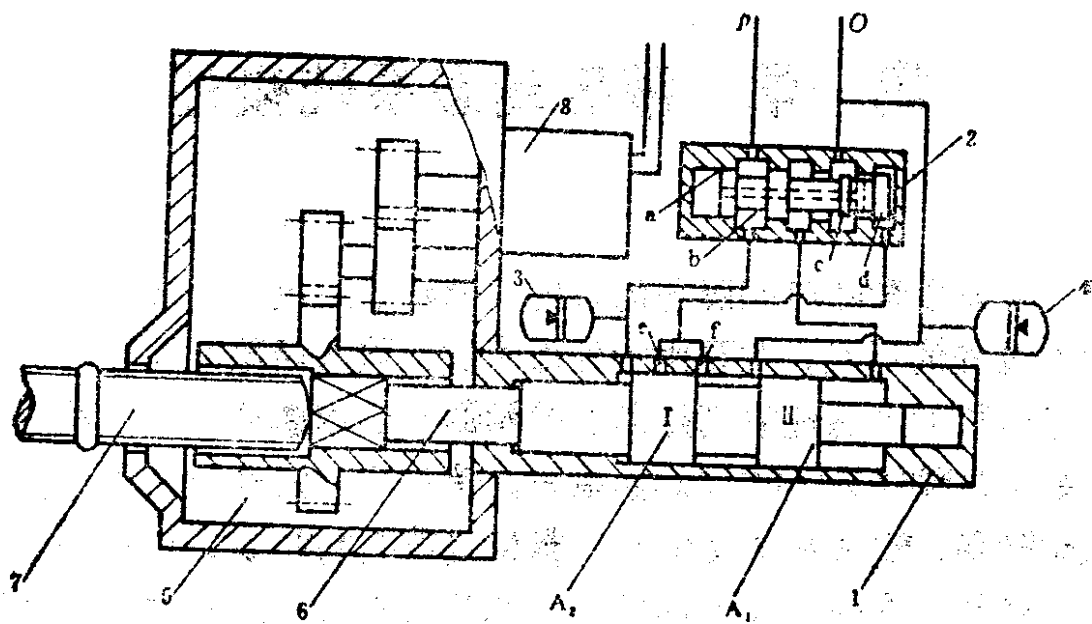
第一章 液压动态系统概述

状态参数随时间而变的系统称为动态系统。一般液压系统动态过程的形式，主要由于外部干扰或输入函数的改变；而液压凿岩机的动态现象则是由于蓄能器和活塞耦合作用的结果，它是一种较特殊的液压动态系统。液压凿岩设备包括液压凿岩机和钻车。凿岩机主要由冲击器和转钎机构组成，根据配油机构布置形式不同，冲击器可分为内阀式和外阀式两类。根据配油方式可分为一腔常压单面回油和双面供（回）油两种。由于液压凿岩机的功率和重量均较大，一般需与钻车配套使用，凿岩机的操纵和推进装置均设置在钻车上。

§ 1.1 外阀式前腔常压单面回油液压凿岩机

图1-1为外阀式前腔常压单面回油液压凿岩机结构原理图，它由滚动二位双边阀，差动型液压缸，高、低压蓄能器，转钎机构和冲洗排粉机构等组成。

图1-1 (a) 表示冲程结束，回程开始位置。活塞处于左端位置，阀芯处于右端位置。f 孔排油，d 面不受压，a 面和 b 面受高压，b 面上的作用力 F_b 大于 a 面上的作用力 F_a ，其合力指向右端，使阀保持在右端位置。冲击器前腔通高压油，后腔通回油，在压力差的作用下，活塞向右运动，回程开始。回程



(a)

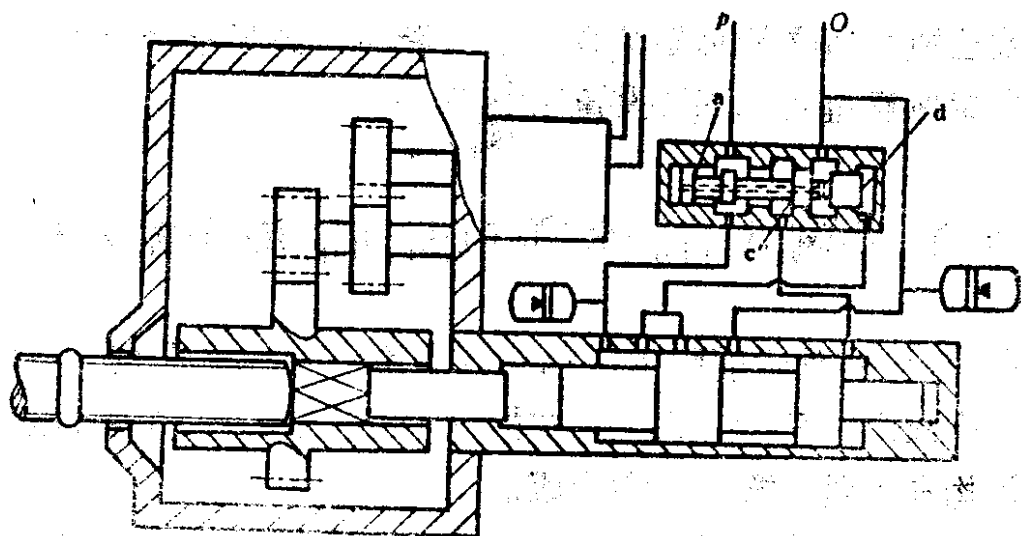


图 1-1 单面回油液压凿岩机原理图

- 1——冲击机构；2——配油机构；3——高压蓄能器；4——低压蓄能器
5——转钎机构；6——打击棒；7——钎杆；8——油马达

加速阶段结束前，活塞凸台 I 越过信号孔 e，前腔高压油经 e 孔进入液控腔，使 d 面受压。d 面作用力大于 b 面与 a 面的合力，使阀左移换位。活塞进入回程制动和冲程加速阶段。

图 1-1 (b) 表示冲程开始位置，活塞处于缸体右端，阀芯处于阀体左端。冲击器前腔与后腔均受压。由于活塞后腔受压面积大于前腔受压面积，故活塞向左运动，冲程开始。冲程结束前，凸台 I 越过信号孔 f，f 孔与回油相通，d 面去压，因 $F_b > F_c$ ，故阀芯右移换位活塞冲程结束，开始新的循环。

图 1-2，是隔膜式蓄能器的结构图，它主要由橡胶隔膜 1，盖 2 及阀座 3 组成。凿岩机活塞作变速运动时，瞬时流量变化

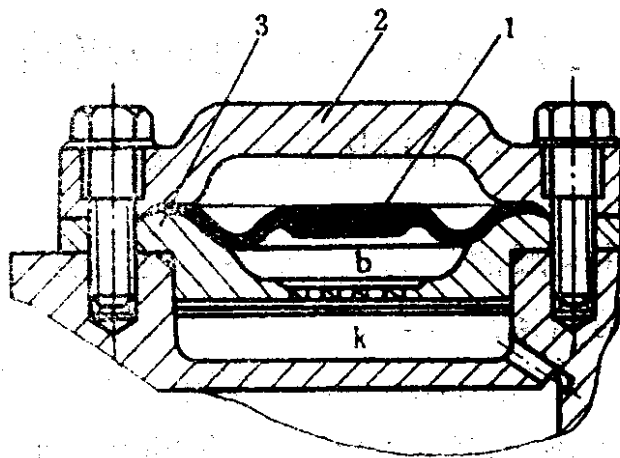


图 1-2 蓄能器结构图

1——隔膜，2——蓄能器上盖，3——蓄能器下座

很大，其最大耗油量可达油泵恒值流量的六倍以上，为了减小原动机容量，保证活塞运动的加速性能，在配油阀与油缸间设有高压蓄能器 3。为了防止由于间歇流动在回流道上造成的液压冲击，在回油道上设有低压蓄能器 4。由图 1-1 可知，当活塞低速运动时，油缸耗油量小于油泵的供油量，油液从 k 腔经小孔进入 b 腔推动隔膜压缩气体而蓄能，活塞冲程运动末期，瞬

时耗油量增大，导致系统压力下降，气体体积膨胀，油液腔中排出，维持活塞加速。低压蓄能器主要用来吸收回油管的压力冲击，减轻系统振动和防止回油管破裂。

液压凿岩机除个别机型外，均采用独立转钎机构。其扭矩和转速可以视岩石的变化而调节。图 1-1 所示凿岩机的转钎机构由油马达 8，二级圆柱齿轮减速器和钎尾套组成。

液压凿岩机可用压气、水或气水混合物进行排粉。为了提高凿岩速度，多采用压力为 $(4\sim 10) \times 10^5 \text{Pa}$ 的冲洗水排粉。供水方法有中心供水和旁侧供水两种。

§ 1.2 外阀式(四通阀)双面供 (回)油液压凿岩机

图 1-3 是柱阀配油的另一种类型，它采用油缸两腔交替进高压油和回油的结构型式。

图 1-3 (a) 表示活塞处于冲程结束，回程开始的位置。压力油经 $e'-e$ 进入油缸前腔，油缸后腔经油路 $a-a'$ 及阀的 N 腔回油。活塞向左运动，回程开始。当活塞打开信号孔 d ，压力油经 $d-d'$ 进入阀的 F 腔。阀的 E 腔经 $b'-b$ 与回油路相通，阀芯左移换位，活塞进入回程制动和冲程加速阶段。

图 1-3 (b) 表示回程结束，冲程开始位置。活塞和阀芯均处于左端。压力油经油路 $a'-a$ 进入油缸后腔，油缸前腔通过 $e-e'$ 排油，活塞向右运动，开始冲程。当活塞将通向柱阀的信号孔 b 打开时，压力油经油路 $b-b'$ 进入阀的 E 腔，推动阀芯右移换向，同时活塞冲击缸尾，阀 F 腔通过 $d'-d$ 排油。至此一个循环结

束，新的循环开始。

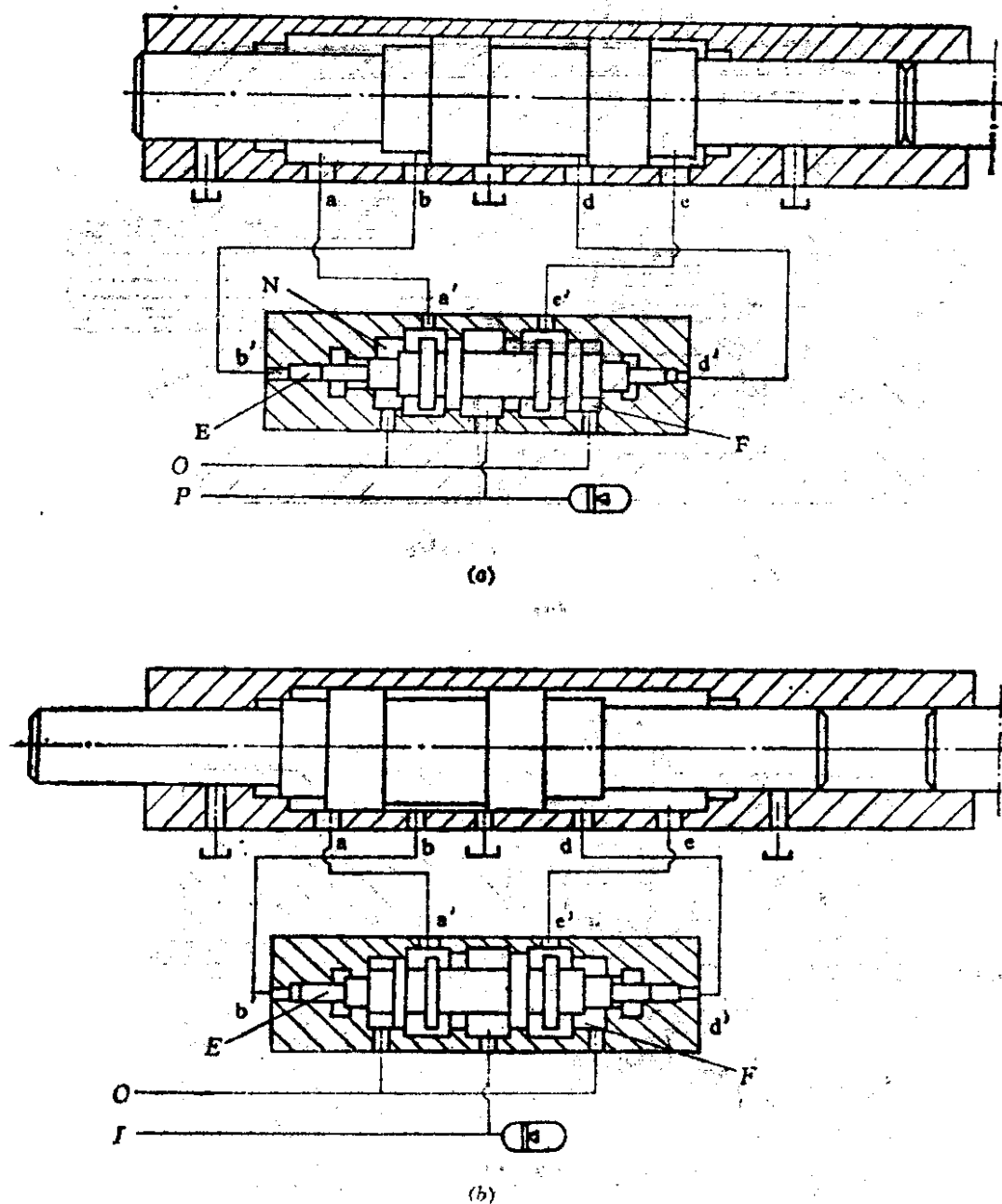


图1-3 外阀式双面供（回）油液压凿岩机工作原理图

§ 1.3 套阀式前腔常压液压凿岩机

图 1-4 为套阀式前腔常压后腔回油液压凿岩机的结构原理

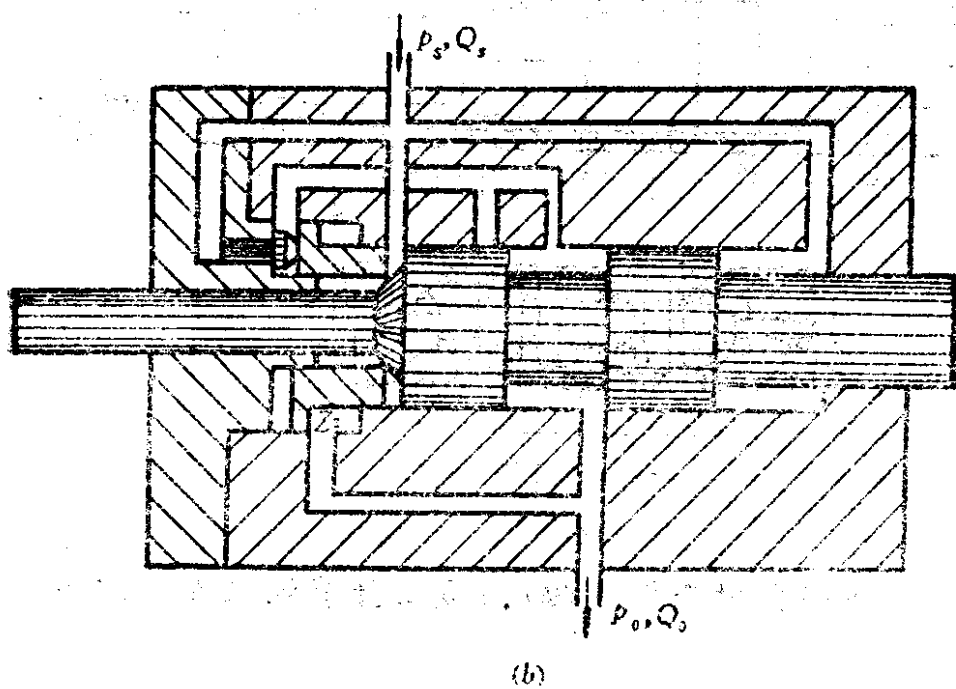
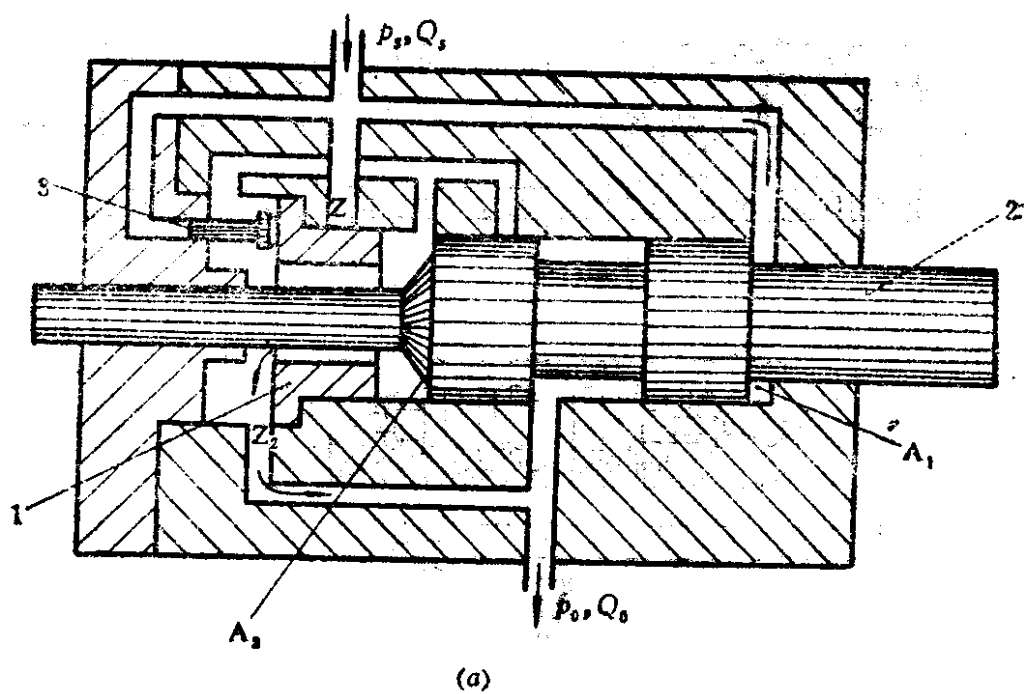


图 1-4 套阀式前腔常压液压凿岩机结构原理图

1——套阀，2——活塞，3——液压推杆

图，图中 A_2 为前腔（常压腔）， A_1 为后腔（变压腔），配油套（即套阀）1 装在活塞 2 的尾部，依靠液压推杆 3 和活塞后台肩锥体直接推动。

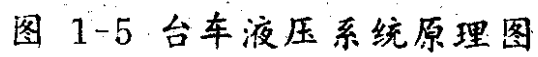
图1-4(a)表示活塞回程开始位置，前腔进高压油，后腔回油，活塞在前腔高压油的作用下作左向回程运动，同时推动套阀运动使控制油路切换。图1-4(b)为活塞回程结束(或冲程开始)时的情况，后腔排油口 Z_2 关闭，进油口 Z_1 打开，套阀大端回油与活塞中间环槽相通，这时油缸前、后两腔均通高压油，活塞在差动力作用下（一般取前、后腔有效作用面积为 1:2.5）开始制动，继而转入冲程运动，与此同时套阀在推杆 3 的作用下恢复图1-4(a)所示情况，系统进而转入下一个新的工作循环。

§ 1.4 台车液压系统

图 1-5 为台车液压系统原理图，它为双泵供油的开式系统，回转马达 9 和推进油缸 7 由小泵 1 供油，冲击器 10 由大泵 18 供油。2、4 为两个通用的手-液动换向阀，17 为一个专用的手-液动三位换向阀，通过对 17 的不同操作，可以同时实现两支路的远程调压，以保证开门时轻推轻打的作业要求。关于自动防卡和行程控制，则是利用两个液动阀 11、13 和行程阀 18 来实现的。系统中各局部回路的工作过程如下：

一、作业调整

根据岩石变化情况，调节调速阀 12 改变凿岩机转速，调节减压阀 5 改变油缸推力，调节手动变量泵 18 的流量改变冲击频率和冲击功，以使系统处于最佳情况下作业。



二、开门时，轻推轻打

操纵控制阀17使滑阀机能处于中位时，远程调压阀6、15的液控口与回油相通，油泵18和油缸7同时处于低压下工作，以实现轻冲击、轻推进作业。

三、开门结束后，重推重打

当换向阀的滑阀机能处于下位时，远程调压阀的回油道被切断，泵18和推进缸7同时转入高压状态下工作，凿岩机进入强冲击、大推力下作业。

四、行程自动调节

当钻孔达到规定深度时，行程阀8动作，来自阀13的高压油经8进入17和2的液控腔，这时17、2的滑阀机能处于最上位置，冲击器自动停止供油，推进活塞则自动向后运动。

五、卡钎自动调节

该系统以旋转油压为信息，设置了自动防卡装置。当凿岩机正常工作时，防卡阀13处于图示位置，推进油缸7下腔进高压油，上腔（有杆腔）回油。假定油马达9的回转力矩和进油管油压突增，它将克服液动阀13调节弹簧的预紧力而使阀芯上移，于是油缸上腔（有杆腔）进油，下腔回油，活塞暂时向后回退。与此同时，上腔高压油进入阀11的液控腔推动阀芯下移，远程调压阀15的液控油路接通，冲击器10进入轻打状态。随着卡钎现象的消失，油马达9的进油压力下降，防卡阀13在弹簧力的作用下，阀芯返回上位，推进油缸的油流反向，活塞

继续向前推进，与此同时液动阀11的液控腔卸荷，其阀芯在弹簧力的作用下，恢复图示位置，远程调压阀15的液控油路切断，冲击器10重新进入强冲击、大推力下作业。

目前液压台车的控制系统已趋于集成化，它具有外部管道少、尺寸小、安装维护方便等优点。