

[19]中华人民共和国专利局

[51]Int.Cl⁶

F15B 11/042

F15B 9/08

E02F 9/22



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 94113714.7

[45]授权公告日 1997 年 3 月 26 日

[11] 授权公告号 CN 1034362C

[22]申请日 94.9.7 [24]颁证日 96.12.13

[21]申请号 94113714.7

[30]优先权

[32]93.9.7 [33]JP[31]221836/93

[32]93.12.28[33]JP[31]333951/93

[73]专利权人 株式会社神户制钢所

地址 日本兵库县

[72]发明人 小林隆博

[74]专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

代理人 杨松龄

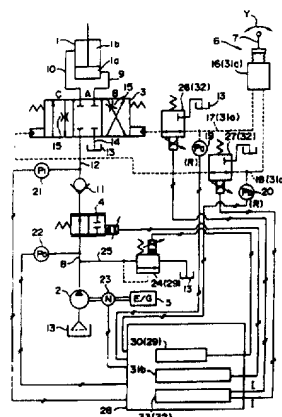
审查员 张 杰

权利要求书 3 页 说明书 29 页 附图页数 12 页

[54]发明名称 工程机械的液压系统

[57]摘要

一种工程机械的液压系统，包括：液压泵，致动器，致动器换向装置，方向切换驱动装置，以及还没有致动器流入侧可变节流并，致动器流出侧可变节流阀，把节油面积控制相应于操纵杆的操作量面积的流入侧可变节流阀控制装置，把流入侧可变节流阀的入口与出口之间的压力差控制为预定值的压力差控制装置，以及工程机械液压装置。在致动器动作而使其流入侧压力降低时抑制其压降并相应于压降程度而使流出侧可变节流阀的节流面积减少的流出侧节流控制装置。



权 利 要 求 书

1.一种工程机械的液压系统, 它设有液压泵、借助该液压泵所排出的压力油而动作的致动器, 在该致动器与上述液压泵之间的管路上设置的用于改变致动器动作方向的换向装置, 操纵上述致动器的操纵杆及相应于该操纵杆的操作而对上述动作方向换向装置进行切换的方向切换驱动装置, 对应于上述换向装置的切换状态通过该动作方向换向装置而把对应于上述操纵杆的操作量的流量的压力油从上述液压泵供至上述致动器的压力油流入腔中, 同时通过上述动作方向换向装置而把压力油从上述致动器压力油流出腔中排出并借此而使该致动器动作, 其特征在于: 它还设有在流入上述致动器流入腔的压力油通路上设置的可控节流面积的流入侧可变节流阀, 在自上述致动器流出腔流出的压力油通路上设置的能控制节流面积的流出侧可变节流阀, 把上述流入侧可变节流阀的节流面积控制相应于上述操纵杆的操作量的面积的流入侧可变节流阀控制装置, 把上述流入侧可变节流阀的入口与出口之间的压力差控制为预先设定值的由控制器的压力差控制部与电磁比例溢流阀构成的压力差控制装置, 以及在上述致动器动作而使该致动器流入腔侧压力降低时能抑制其压力下降并相应于该压力的下降程度而使上述流出侧可变节流阀的节流面积减少的由控制器的流出侧节流阀控制部与电磁比例减压阀构成的流出侧节流阀控制装置。

2.如权利要求 1 中所述的工程机械的液压系统, 其特征在于它设有能检测上述致动器流入腔侧压力以便在检出的压力低于预定压力以下时通过上述流出侧节流阀控制装置使上述流出侧可变节流阀的节流面积减小的压力检测装置。

3.如权利要求 1 或 2 中所述的工程机械的液压系统, 其特征在于上述动作方向换向装置是由在自上述液压泵排出口设置上述流入侧可

变节流阀再引出的泵侧管路与从上述致动器的一对油腔引出的一对致动器侧管路之间安装的换向阀构成, 该换向阀在上述致动器流出腔侧通路中设有对应于阀芯的变化而改变节流面积的可变节流阀, 上述流出侧可变节流阀由该换向阀的可变节流阀构成, 上述流出侧可变节流阀控制装置借助于上述换向阀的阀芯变化而控制该流出侧可变节流阀的节流面积。

4. 如权利要求 3 中所述的工程机构的液压系统, 其特征在于所述方向切换驱动装置设置有能获得相应于上述操纵杆的操作量的上述换向阀的可变节流阀的节流面积并能相应于上述操纵杆的操作量而使该换向阀的阀芯变化的装置。

5. 如权利要求 1 中所述的工程机构的液压系统, 其特征在于上述流出侧可变节流阀是由在给出控制压力时能使节流面积小到该控制压力所低程度的流量控制阀构成, 上述流出侧节流阀控制装置通过自连通上述致动器流入腔侧的管路引出的控制管路而把该流入腔侧的压力作为控制压力提供给该流量控制阀, 以控制上述流出侧可变节流阀的节流面积。

6. 如权利要求 1 或 5 所述的工程机械的液压系统, 其特征在于上述动作换向阀是由在上述液压泵的排出口设置上述流入侧可变节流阀并引出的泵侧管路及从上述致动器的一对油腔引出的一对流入侧逻辑阀之间分别安装的一对流入侧逻辑阀与在各流入侧逻辑阀的下游侧对应于该逻辑阀自上述致动器侧管路设置上述流出侧可变节流阀并引出的排出管路上及在该流出侧可变节流阀的上游侧分别安装的一对流出侧逻辑阀所构成, 上述方向切换驱动装置在上述致动器动作时对应于该致动器的流入腔的流入侧逻辑阀开启并且另一流入侧逻辑阀关闭, 同时, 与该致动器流出腔对应的流出侧逻辑阀开启而另一流出侧逻辑阀关闭, 借此而切换驱动上述动作方向切换装置。

7.如权利要求 6 中所述的工程机械的液压系统, 其特征在于与上述流出侧可变节流阀并列地设置有一定节流面积的节流通路。

说明书

工程机械的液压系统

本发明是关于液压铲土机等土木、建设工程用的工程机械的液压系统。

例如，在液压铲土机中，设有驱动悬臂或臂杆、铲斗用的液压缸，回转用液压马达等各种致动器，以及工作人员进行操作用的操纵杆，对应于操纵杆的操作把压力油从油泵供至各致动器中使该致动器动作。在此场合，致动器与油泵之间装设有通常是换向阀的用以变换致动器动作方面的方向变换装置，按照操纵杆的操作方向切换换向阀，从而变换致动器压力油的流入、流出方向。

在这种工业机械的液压系统中，为了使致动器的动作速度不受致动器负荷的影响而与操纵杆的操作量相对应地把相应于操纵杆操作量的系统，这已是公知的技术了。

在这种负载敏感系统中，例如使上述换向阀的阀芯与操纵杆的操作量大体成比例地变化，从而使该换向阀的开口面积成为大体与操纵杆的操作量成比例的开口面积。进而还设置压力补偿器它由使与致动器的流入腔相通的换向阀出口侧的压力，即致动器的负荷与换向阀入口侧压力的压力差成为预定的设定压力而进行控制的压力补偿器等构成，这样使流入致动器的压力油流量不受致动器负荷的影响，换向阀的开口面积与操纵杆的操作量大体成比例。

由于采用这样的负载敏感系统，即使致动器动作时负荷压力变化，也能把相应于操纵杆的操作量的流量的压力油供至致动器中，能得到不受负载变化影响的对应于操纵杆操作量的致动器移动速度，提高了致动器的操纵性能。

可是，在这种工程机械的液压系统中，致动器的压力油流出侧通过在上述换向阀上形成的流出通道而与油箱相连，在该换向阀的流出通道上还形成有对应于上述阀芯的变化位置，就是说对应于操纵杆的操作量的有节流面积的节流阀。为此，在例如保持操纵杆的操作量一定并维持致动器的移动速度的场合下，若致动器的负载变化小或负载相对于时间变化缓慢，则从致动器流出的压力油流出量大体上与相应于操纵杆的操作量的进入致动器的压力油流入量一致，能得到稳定的致动器移动速度。

另一方面，这种工程机械在其性能上容易产生致动器负荷的急剧变化，例如经常有与致动器动作方向相反作用的负荷方向急剧地变为与致动器动作方向相同的情况，在这样的场合，致动器中与相应于操纵杆的操作量的压力油流入量无关，而作用着使其移动速度剧增的力，此时若该移动速度继续剧增，则致动器流入侧油腔中的压力急剧下降。于是，致动器流入侧油腔压力这样地急剧下降，当其低于某一临界压力时就会发生空穴，空穴会使致动器等产生腐蚀。此外，如通常所公知的，由于在这样的发生空穴的状态下压力发生急剧变化，容易使致动器的动作不稳定。

然而，在过去的工程机械液压系统中，由于使如上所述的换向阀流出侧的节流面积只相应于操纵杆的操作量而变化，特别是在操纵杆的操作量比较大而使该节流面积比较大的状态下，致动

器的动作速度因上述的负荷变化而急剧增大时，因压力油流出阻力减小，在压力油流出量剧增的同时相应地致动器的动作速度也急剧增大。因此，会如前所述地产生空穴，易发生致动器动作不稳定的问题。

为了消除这种问题，虽然可以在操纵杆的操作量最大的情况下把换向阀流出通路的节流面积设定的比较小，这样的结构由于在操纵杆的任意操作量时换向阀流出通路的节流面积变小，故在致动器的各种动作状态下压力油流出阻力变大而压力损失增大，使得能量效率很低。

进而，在这种工程机械的液压系统中，也有不设置压力补偿器的所谓溢流调节控制方式，这种方式在其结构上，虽不易产生空穴，但由于即使保持操纵杆的操作量一定时流入致动器的压力油流入量也随负荷而变化，也难于得到与操纵杆的操作量相对应的致动器动作速度。

本发明则鉴于这样的背景技术，其目的是提供一种既能获得高效率的稳定的相应于操纵杆的操作量的致动器动作速度，又能切实地防止在致动器负荷急剧变化时发生空穴的工程机械液压系统。

为了达到本发明的目的，本发明的工程机械的液压系统设有液压泵、借助该液压泵所排出的压力油而动作的致动器，在该致动器与上述液压泵之间的管路上设置的用于改变致动器动作方向的换向装置，操纵上述致动器的操纵杆及相应于该操纵杆的操作而对上述动作方向换向装置进行切换的方向切换驱动装置，对应于上述换向装置的切换状态通过该动作方向换向装置而把对应于上述操纵杆的操作量的流量的压力

油从上述液压泵供至上述致动器的压力油流入腔中,同时通过上述动作方向换向装置而把压力油从上述致动器压力油流出腔中排出并借此而使该致动器动作,其特征在於:它还设有在流入上述致动器流入腔的压力油通路上设置的可控节流面积的流入侧可变节流阀,在自上述致动器流出腔流出的压力油通路上设置的能控制节流面积的流出侧可变节流阀,把上述流入侧可变节流阀的节流面积控制相应于上述操纵杆的操作量的面积的流入侧可变节流阀控制装置,把上述流入侧可变节流阀的入口与出口之间的压力差控制为预先设定值的由控制器的压力差控制部与电磁比例溢流阀构成的压力差控制装置,以及在上述致动器动作而使该致动器流入腔侧压力降低时能抑制其压力下降并相应于该压力的下降程度而使上述流出侧可变节流阀的节流面积减少的由控制器的流出侧节流阀控制部与电磁比例减压阀构成的流出侧节流阀控制装置。

这样结构中还设置能检测上述致动器流入腔侧压力的压力检测装置,其特征在於上述流出侧节流阀控制装置能在由该压力检测装置检出压力低于预定压力以下时使上述流出侧可变节流阀的节流面积减小。

进而,其特征在於:上述动作方向换向装置是通过安装在自上述液压泵排出口设置上述流入侧可变节流阀再进行引出的泵侧管路与从上述致动器的一对油腔引出的一对致动器侧管路之间的换向阀所构成,该换向阀在上述致动器流出腔侧的通路中设有对应于阀芯的变化而改变节流面积的可变节流阀,上述流出侧可变节流阀由该换向阀的可变节流阀构成,上述流出侧可变节流阀控制装置借助于上述换向阀的阀芯变化而控制该流出侧可变节流阀

的节流面积。

此外，上述方向切换驱动装置的特征是设置有能获得相应于上述操纵杆的操作量的上述换向阀的可变节流阀的节流面积并能相应于上述操纵杆的操作量而使该换向阀的阀芯变化的装置。

其特征还在于：上述流出侧可变节流阀是由在给出控制压时能使节流面积小到该控制压所低程度的流量控制阀构成，上述流出侧的节流控制装置通过自连通上述致动器流入腔侧的管路引出的控制管路而把该流入腔侧的压力作为控制压提供给该流量控制阀，以控制上述流出侧可变节流阀的节流面积。

其进一步的特征是：上述动作方向换向阀是由在从上述液压泵的排出口设置上述流入侧可变节流阀并引出的泵侧管路及从上述致动器的一对油腔引出的一对流入侧逻辑阀之间分别安装的一对流入侧逻辑阀与在各流入侧逻辑阀的下游侧对应于该逻辑阀自上述致动器侧管路设置上述流出侧可变节流阀并引出的排出管路上及在该流出侧可变节流阀的上游侧分别安装的一对流出侧逻辑阀所构成，上述方向切换驱动装置在上述致动器动作时对应该致动器的流入腔的流入侧逻辑阀开启并且另一流入侧逻辑阀关闭，同时，与该致动器流出腔对应的流出侧逻辑阀开启而且另一流出侧逻辑阀关闭，借此切换驱动上述动作方向换向装置。

其进一步的特征是还与上述流出侧可变节流阀并列地设置有一定节流面积的节流通路。

根据本发明，在上述致动器压力油流入侧，由于借助于上述压力控制装置把上述流入侧可变节流阀的入口与出口间的压力差维持在上述设定值上，则使从上述液压泵送至上述致动器流入腔

的压力油流入量与上述流入侧可变节流阀的节流面积成比例。这样，该流入侧可变节流阀的节流面积，由于借助于上述节流阀控制装置而使之对应于上述操纵杆的操作量进行控制，就能使流入上述致动器流入腔的压力油流入量与操纵杆的操作量相对应，从而得到对应于操纵杆的操作量的致动器动作速度。另外，当致动器动作时，例如致动器负荷从与致动器的动作方向相反的方向急剧地变为与致动器动作方向相同的方向时，虽然由于致动器流入腔侧的压力剧减而容易产生空穴，但此时由于相应于该致动器流入腔侧的压力降低程序用上述流出侧节流阀控制装置使上述流出侧可变节流阀的节流面积减小，致动器流出侧的压力油流出阻力增大而抑制了致动器动作速变急剧增加。因此，抑制了致动器流入腔侧压力油压力剧减，故能避免空穴的产生。

于是，在检出上述致动器流入腔侧的压力且此检出的压力在上述既定压力之下时，就减小上述流出侧可变节流阀的节流面积，就能切实地避免上述致动器流入腔侧的压力大大低于上述预定压力的情况，若该预定压力设定为例如发生空穴的临界压力，就能确实地避免发生空穴。

进而在用换向阀构成上述动作方向切换装置，用设在致动器流出腔侧的换向阀通路上的可变节流阀构成上述流出侧可变节流阀时，部件数少，可以达到装置的小型化。

由于使该换向阀的阀芯对应于上述操纵杆的操作量进行变化，就能使换向阀的上述可变节流阀的节流面积与流入致动器流入腔的压力油流量对应，就能获得稳定的致动器动作速度。

此外，用上述流量控制阀构成上述流出侧可变节流阀，把致

动器流入腔侧的压力作为控制压力而提供给该流量控制阀而对上述流出侧可变节流阀的节流面积进行控制时，若致动器流入腔侧压力下降，由于与之相应地减少了流出侧节流阀的节流面积，就避免了致动器流入侧压力剧减的情况，并由此而抑制空穴的产生。

进而，在用上述逻辑阀构成上述动作方向切换装置时，该逻辑阀一般是小型结构，能适应高压、大流量，又由于其压力油泄漏流量也小故可使装置的结构小型而且简单。进而在与上述流出侧可变节流阀并列地设置上述节流通路时，在上述致动器开始动作时上述流出侧可变节流阀被关闭的情况下，由于上述节流通路在该致动器的流出腔一侧产生压力油流出阻力(背压)，故能平稳地引导该致动器

图1 是本发明的工程机械液压系统的第1实施例系统图；

图2 是说明图1中液压系统动作的曲线图；

图3 是说明图1中液压系统动作的曲线图；

图4 是说明图1中液压系统动作的曲线图；

图5 是说明图1中液压系统动作的曲线图；

图6 是说明图1中液压系统动作的流程图；

图7 是本发明的工程机械液压系统的第2实施例的系统图；

图8 是说明图7中液压系统动作的曲线图；

图9 是说明图7中液压系统动作的曲线图；

图10是说明图7中液压系统动作的流程图；

图11是本发明的工程机械液压系统第3实施例的系统图；

图12是图11中液压系统主要部分方框图；

图13是说明图1的液压系统动作的说明图；

图14是说明图1的液压系统动作的说明图；

图15是说明图1的液压系统动作的说明图；

图16是本发明的工程机械的液压系统的第4实施例系统图。

现参照图1至图6对本发明工程机械的液压系统的第1实施例加以说明。图1是本实施例液压系统的系统图，图2至图5是说明图1系统的动作的曲线图，图6是说明图1的装置动作的流程图。

参照图1，1是驱动例如液压铲土机臂等(图中未示)用的液压缸(致动器)，2是向液压缸供应压力油用的液压泵，3是切换液压缸1的动作方向用的换向阀(动作方向切换装置)，4是控制从液压泵2向液压缸1流入压力油的流入量的电磁比例流量控制阀，5是驱动液压泵2的引擎，6是由操作者用来操纵油压缸1的操纵杆7的操纵装置。电磁比例流量控制阀4的流入口通过管路8接在液压泵2的排出口上。相应于本发明的结构，该电磁比例流量控制阀4构成了流入侧可变节流阀。

换向阀3的一对油口分别通过管路9、10接在油压缸1的底侧油腔1a与负载侧油腔1b上，而压力口则通过有单向阀11的管路12连接在电磁比例流量控制阀4的流出口上，该换向阀3的回油口通过管路14与贮存液压泵2吸进、排出的油液的油箱13相接。对于本发明的结构，管路8、12构成泵侧管路，管路9、10构成致动器侧管路。

该换向阀3的阀芯(图中未示)在中位A时，液压缸1的底侧油腔1a与负载侧油腔1b关闭，使该液压缸1处于保持状态，而换向阀3的阀芯向B位置侧移动而换向为B位时，液压缸1的底侧油腔1a与液压泵2侧的管路12相连，同时液压缸1的负载侧油腔1b连接在与油

箱13相通的管路14上。与此相反,当换向阀3的阀芯向C位置侧移动而向C位换向时,液压缸1的底侧油腔1a与负载侧油腔1b分别与油箱13侧管路14及泵2侧管路相接。此时,在换向阀3的B位置与C位置与回油口相通的流出侧通路上设置流出侧可变节流阀15,该可变节流阀15的节流面积相应于换向阀3的阀芯的变化而变化。

操纵装置6中设有控制压力发生装置16,其操纵杆7能在图1中箭头Y所示的前后方向上摆动,与此同时则相应于该操纵杆7的操纵方向与操作量(下称杆操作量)而产生控制压力,该控制压力发生装置16把对应于操纵杆7的操作方向的与杆操作量成比例的控制压力通过控制管路17或18供至换向阀3,使换向阀3的阀芯产生与该控制压力成比例的位移量,借此而使换向阀3自A位向B位或C位换向,具体地说,例如在操纵杆7自其中位向前方(图1中的左方)摆动时,把与其杆操作量成比例的控制压力通过控制管路17供至换向阀3,借此将换向阀3从A位换至B位。而在操纵杆7向后方(图1中右方)摆动时,则将与杆操作量成比例的控制压力通过控制管路18提供给换向阀3,借此而将换向阀3从A位换至C位,而在操纵杆7的中位附近则为所谓的不灵敏区,在该不灵敏区换向阀3被保持在A位上。

此时,如图2所示,换向阀3的B位或C位的与液压泵2侧相通的流入侧通路的结构使得只要操纵杆7越过不灵敏区而向前方或后方摆一点点就立即全部开启,而与油箱13相通的流出侧通路的上述流出侧可变节流阀15的开口面积(节流面积),其结构使其在操纵杆7越过不灵敏区而稍向前方或后方摆动时,就与对应于杆操作量的控制压力成正比例地增大。

而控制压力发生装置16及控制管路17、18相应于本发明的结构则构成了方向切换驱动装置31a。

再参照图1, 19、20是分别把控制管路17、18中的控制压力 P_a 、 P_b 作为杆操作量 R 而进行检测的压力传感器, 21是检测管路12中的电磁比例流量控制阀4的流出侧压力 P_1 的压力传感器(压力检测装置)、22是检测管路8中的电磁比例流量控制阀4的流入侧压力 P_o 的压力传感器, 23是检测驱动液压泵2的引擎5的转速的转速传感器, 24是在从管路8引出的并引至油箱13的管路25上设置的电磁比例溢流阀, 26、27是分别设在控制管路17、18的电磁比例减压阀, 28是接收各传感器19-22的检出信号并对电磁比例流量控制阀4与电磁比例溢流阀24及电磁比例减压阀26、27进行控制的控制器。

控制器28是由包含微机等电子线路构成的, 作为其功能结构, 设置有与上述电磁比例溢流阀24合在一起而构成压力差控制装置29的压力差控制部30, 控制上述电磁比例流量控制阀4的开口面积(节流面积)的流入侧节流阀控制部(流入侧节流阀控制装置)31b, 与上述电磁比例减压阀26、27一起构成流出侧节流阀控制装置32的流出侧节流阀控制部33。

压差控制部30相应于用压力传感器21、22分别检出的电磁比例控制阀4的流出侧压力 P_1 与流入侧压力 P_o 。而控制电磁比例溢流阀24的设定压, 使压力 P_o 成为比压力 P_1 只大既定值的状态, 即压力 P_o 与压力 P_1 的差($P_o - P_1$)成为预定的设定压力差状态地对电磁比例溢流阀24的设定压力进行控制。

流入侧节流阀控制部31b, 在后面将予详述, 在相应于用压力

传感器21检出的电磁比例流量控制阀4的流出侧压力 P_1 与用转速传感器23检出的引擎5的转速 N 而设定与杆操作量 R 相对应的电磁比例流量控制阀4的开口面积(节流面积)的特性的同时,得到其所设定的开口面积,并对应于用上述压力传感器19或20 检出的杆操作量而对电磁比例流量控制阀4的开口面积进行控制。

此外,流出侧节流阀控制部33亦将在后面予以详细叙述, 当用压力传感器21检出的电磁比例流量控制阀4的流出侧压力 P_1 比预定的临界压力大时, 则对电磁比例减压阀26或27 的设定压即提供给换向阀3的控制压力进行控制。

下面,说明本实施例液压装置的动作过程。

参照图1及图6, 在图中引擎5驱动液压泵2时, 若操作者把操纵杆7自其中位摆向, 例如, 前方, 则通过控制管路17由控制压力发生装置向换向阀3提供与杆操作量 R 相应的控制压力, 借此使换向阀3的阀芯变换位置而把该换向阀3从A位变换为B位。借此把液压缸1的底侧油腔1a通过管路9与换向阀3进而与液压泵9 侧的管路连通, 同时通过管路10与换向阀3的流出侧可变节流阀15把负载侧油腔1b与油箱13侧的管路14连通。此时电磁比例减压阀26的设定压力被设定为把从任意杆操作量 R 的控制压发生装置16输出的控制压力 P_a 原封不动地提供给换向阀3的状态。电磁比例流量控制阀4则被闭合。

这样的动作开始后, 用压力传感器19检出的杆操作量 R 达到换向阀3在B位时的流入侧通路成为全开状态的杆操作量 R_a 时, 控制器28进行下面说明的那样的控制。

即, 控制器28的压力差控制部30, 在换向阀3的流入侧通路全

开状态下, 使用压力传感器21检出电磁比例流量控制阀4流出侧的压力 P_1 , 即液压缸1的负荷压力 P_1 , 与用压力传感器22检出的电磁比例流量控制阀4流入侧压力 P_0 之差($P_0 - P_1$) 成为预定的设定压力差而控制电磁比例溢流阀24的设定压力。具体地说, 在压差($P_0 - P_1$)比设定压差大时, 就减小电磁比例溢流阀24 的设定压力使压力 P_0 下降, 而在相反的情况下就增加电磁比例溢流阀24 的设定力而使压力 P_0 上升, 由此而使电磁比例流量控制阀4的流入侧与流出侧之间的压差($P_0 - P_1$)与液压缸1的负荷压力 P_1 值无关而保持一定。

此外, 与这样的控制同时进行地, 控制器28 的流入侧节流阀控制部31b则把对应于用压力传感器21检出的液压缸1 的负荷压力 P_1 与用转速传感器23检出的引擎5的转速 N 的电磁比例流量控制阀4的开口面积(节流面积)的相应于杆操作量 R 的特性设定为例如图3所示的状态。

图3中, R_0 为电磁比例流量控制阀4开始打开时的杆操作量 R , 电磁比例流量控制阀4的开口面积 A 的相对于杆操作量 R 的特性则自杆操作量 R 达到 R_0 时开始开启, 以后则设定为随着杆操作量 R 的增加与之成比例地增大开口面积 A 的状态。此时, 电磁比例流量控制阀4的开始开启的杆操作量 R_0 被设定为根据液压缸1的负荷压 P_1 的增大程度而增大的状态与杆操作量 R 达到 R_0 以后的杆操作量 R 相对的开口面积增加率设定为根据引擎5的转速 N 增大的程度而增大的状态。

于是, 流入侧节流阀控制部31b则相应于用压力传感器19检出的现在的杆操作量 R 为对电磁比例流量控制阀4 的线圈通电并控制

该电磁比例流量控制阀4的开口面积 A 以得到如上所述的设定的开口面积 A_0 。

在此场合下，如前所述地，由于电磁比例流量控制阀4的流入侧与流出侧之间的压力差 $(P_0 - P_1)$ 维持为一定的设定压差，则如图4所示流入该电磁比例流量控制阀4的压力油流量，即流入液压缸1的底侧油腔1a中的压力油流入量 Q 与电磁比例流量控制阀4的开口面积 A 成比例，于是如图3所示，相对于流入液压缸1的压力油流入量 Q 的杆操作量 R 的流量特性与电磁比例流量控制阀4的开口面积 A 的特性基本相同，就是说，在对应于液压缸1的负荷压力 P_1 的杆操作量 R_0 处，电磁比例流量控制阀4开始开启，液压泵2排出的压力油通过管路8、电磁比例流量控制阀4、管路12、B位置的换向阀3与管路9而开始流入液压缸1的底侧油腔1a，借此而使该液压缸21开始动作(此时是伸展动作)，以后与引擎5的转速 N 相应而流量增大，随着杆操作量的增加流入液压缸1的压力油流入量增加，液压缸1的动作速度上升，借此就能获得与杆操作量 R 相对应的液压缸1的动作速度。

于是在这样的动作时即使液压缸1的负荷压力 P_1 变化，流入液压缸1的压力油流入量 Q 在杆操作量保持一定时也不发生变化，故可得到基本上与该杆操作量相对应的液压缸1的动作速度。

此外，在这样动作时(换向阀3在B位的场合)，从液压缸1的负载侧油腔1b经管路10、换向阀3的流出侧可变节流阀15与管路14流至油箱13进行回收。此时，杆操作量 R 保持一定，液压缸1的负荷压力 P_1 不变化，或该负荷压力 P_1 随时间缓慢变化时，从液压缸1流出的压力油流出量大体与流入量 Q 一致。于是如图2所示，由于

换向阀3的流出侧可变节流阀15的开口面积(节流面积)与杆操作量 R 大致成比例,特别是在该开口面积比较小的杆操作量 R 比较小的场合,对于液压缸1的负载变化从液压缸1流出的压力油流出量稳定,从而可以获得液压缸1的稳定的动作速度。又由于相应于流入液压缸1的压力油流入量而形成流出侧可变节流阀15的开口面积在任意的杆操作量时液压缸1流出侧的压力损失变得比较小,故能得到良好的能量效率。

以上说明的动作是本实施例液压装置的基本动作过程,对于把操纵杆7摆向后方、换向阀3从A位切换到C位的场合,也同样地进行。此时,液压缸1的动作是收缩动作。

可是,本实施例的液压装置中,特别是在换向阀3流出侧可变节流阀15的开口面积(节流面积)变得较大的操作量 R 比较大的场合例如在到现在为止一直与该液压缸1的动作方向相反地作用着的液压缸1负荷方向转变为逆方向(负荷方向与液压缸1的动作方向相同)时,由于随着流出液压缸1的压力油流出量增大而容易使该液压缸1的动作速度急剧上升,故容易使液压缸1流入侧油腔(对应于切换向阀3的B位或C位为底侧油腔1a或负载侧油腔1b)的压力急剧减少。于是,若液压缸1流入侧油腔压力急剧减少到低于某一临界压力时,在该油腔内会发生空穴,发生液压缸1的损伤,并有使油压缸1动作不稳定的危险。

然而,本实施例的液压装置中,上述控制器28的流出侧节流阀控制部33,由于对液压缸1的负荷压力 P_1 即液压缸1的流入侧油腔的压力 P_1 不断地进行监视并如下面所说明地调整、控制换向阀3流出侧可变节流阀15的节流面积,故能防止发生上述的不利情况。

就是说，参照图1与图6，流出侧节流阀控制部33，例如上述那样地换向阀3在B位上动作时，对在规定的每单位时间内用压力传感器21检出的液压缸1流入侧油腔的底侧油腔1a的压力 P_1 判定其是否在预定的作为不产生空穴的临界压力 P_c 以下，此时若是 $P_1 > P_c$ ，即不用担心产生空穴，就照原样如前述地继续动作。

另一方面，流出侧节流阀控制部33在压力 P_1 降至临界压力 P_c 时调整上述电磁比例减压阀26的设定压力，通过控制管路17提供给换向阀3以降低控制压力。具体地说，本实施例的电磁比例减压阀26(电磁比例减压阀27也相同)，对应于借助上述操纵装置6的控制压力发生装置16相应于杆操作量 R 所设定的控制压力 P_a (一次压力)的减压值(二次压力)则如图5中所示地随着从流出侧节流阀控制部33发生的指令信号(电压信号) I 的电平的增加而减少，流出侧节流阀控制部分33在压力 P_1 低至临界压 P_c 时，把现有的指令信号(电压信号) I 的电平(初始状态 $I=0$)只增加预定的电平增量 ΔI ，每次都掌握使其压力 P_1 低于临界压 P_c 程度进行。借此，实际上提供给换向阀3的控制压力比用上述操纵装置6的控制压发生装置16对应于杆操作量 R 所设定的控制压为 P_a 有所降低，从而使换向阀3的流出侧可变节流阀15的节流面积变小。

因此，液压缸1的压力油流出阻力变大，压力油流出量难于增大，故能抑制作为液压缸1的流入侧油腔的底侧油腔1a的压力 P_1 急剧减少，能避免发生空穴或液压缸1动作不稳定的情况。换向阀3在C位置时，也同样地进行这样的动作。

这样，在本实施例的液压系统中，就能在得到相应于杆操作量 R 的液压缸1的稳定的动作速度的同时，能切实地避免由于负载

的急剧变动而发生空穴等。而且，用控制器28使流出侧可变节流阀15的节流面积减少，只在液压缸1流入腔侧的压力 P_1 低于有发生空穴之虞的临界压力以下时进行，故液压缸1流出侧的通路不必作超出需要的过分节流，从而使液压缸1通常动作时能以便高的效率使其动作。

下面，参照图7-10说明本发明的第2实施例，图7是该实施例液压系统的系统图，图8与图9是说明图7的系统动作的曲线图，图10是说明图7的系统动作的流程图。

该实施例的液压系统与图1所示的液压系统的基本结构是一样的，在以下说明中，与图1液压装置相同的结构采用同一符号，详细说明从略。

参见图7，该实施例的液压系统压力油从液压泵2经电磁比例流量控制阀4与换向阀3流入液压缸1的流入侧油腔1a或1b，又从液压缸1的流出侧油腔1b或1a经换向阀3流出至油箱13中，其结构与图1所示的相同。

另一方面，在该实施例的系统中，换向阀3的切换操作方式与图1所示的液压装置不同，进行换向阀3切换操作的操作装置6由可前后摆动的操纵杆及把该操纵杆7的杆操作量 R 用电位计(图中未示)等进行电气检测的操作量检出器34构成。用操作量检出器34检出的杆操作量 R ，与图1的液压装置同样地输入到设有压差控制部30、流入侧节流阀控制部31b与流出侧节流阀控制部33机能结构的控制器28中。

为使换向阀3自其中立的A位向B位或C位进行切换的控制压力 P_a 、 P_b ，是把用与上述液压泵2连动的辅助泵35及在该辅助泵35

的排出口与油箱13之间连接的溢流阀3b 生成的预定压力的初压力 P_m 由电磁比例减压阀37、38进行减压而生成的形式。

在此场合下，控制器28的流出侧节流阀控制部33 与电磁比例减压阀37、38构成了后述的流出侧节流阀控制装置32，同时还和辅助泵35与溢流阀36等一同构成把对应于杆操作量 R 的控制压 P_a 、 P_b 提供给换向阀3并进行该换向阀3 的切换动作的方向切换驱动装置，流出侧节流阀控制部33则如图8所示地，把用操作量检出器34检出的与杆操作量 R 成比例的电平指令信号(电压信号) J 提供给电磁比例减压阀37、38。于是，各电磁比例减压阀37、38根据初压力 P_m 而生成与由流出侧节流阀控制部33所提供的指令信号 J 成比例的控制压力 P_a 、 P_b ，借此，上述换向阀3 的流入侧与流出侧的开口面积(节流面积)相对于指令信号(电压信号) J 的电平的特性如图9所示。即，换向阀3流入侧的开口面积随杆操作量 R 的增加通过指令信号(电压信号) J 电平的增加而立即达到全开，换向阀3 的流出侧开口面积(节流面积)随着杆操作量的加大与指令信号(电压信号)电平的增加成比例地增大，这种特性实质上是与图2 中所示的特性相同的。

参照图7及图10，在该液压系统中，操作者把操纵杆7 从中立位置摆向例如前方位置时，与用操作量检出器34检出的杆操作量 R 相应的控制器28的流出侧可变节流阀调整部33将如上述图8所示地设定向电磁比例减压阀37所提供的指令信号(电压信号) J 的电平，并把所设定的电平的指令信号(电压信号) J 提供给电磁比例减压阀37。这样地向换向阀3提供与杆操作量 R 相应地，把初压力 P_m 经电磁比例减压阀37减压而成的控制压 P_a ，使该换向阀3从A位切换至B

位。

这样的动作开始后，则换向阀3的B位置的流入侧通路达到全开状态的电平Ja(参见图9)，用控制器28进行与上述实施例相同的控制。

即，在液压缸1的压力油流入侧，通过电磁比例溢流阀24把电磁比例流量控制阀4的流入侧与流出侧之差的压力差($P_o - P_g$)控制为设定的压力差，同时按照与负荷压力 P_1 及引擎5的转速 N 对应的特性(参见图3)把电磁比例流量控制阀4的开口面积 A 控制为对应于杆操作量 R 的开口面积，由此而确保基本与杆操作量 R 相应的流入油压缸1的压力油流入量 Q ，

另一方面，液压缸1如此动作时，当其流入侧油腔1a的压力 P_1 低至上述临界压力 P_c 时，控制器28流出侧节流阀控制部33就如图10所示的那样把提供给电磁比例减压阀37的指令信号(电压信号) J 的电平减小一个相对于现有指令信号(电压信号) J 电平的预定的减少量 ΔJ ，使压力 P_1 到达临界压力 P_c 以上，并这样地在规定的单位时间内进行循环动作。

由此而使实际提供给换向阀3上的控制压 P_a 减小，从而使换向阀3流出侧可变节流阀15的节流面积变小。故可抑制液压缸1的作为流入侧油腔的底侧油腔1a的压力 P_1 急剧降低，避免了发生空穴与液压缸1动作不稳定的状况。对于操纵杆7向后操作的场合，也同样地进行这样的动作。

从而，在该实施例的液压系统中也能在得到对应于杆操作量 R 的液压缸1的稳定动作速度的同时，切实地防止由于负荷急剧变化而发生空穴等情况。

进而在以上说明的各实施例中， 虽然是就把流出侧可变节流阀设置在换向阀3之中的情况进行说明的， 当然这种流出侧可变节流阀也可以设在换向阀3以外的地方(例如图1中的管路9、 10或 14中)， 此时， 该流出侧可变节流阀可以是由例如单向节流阀或电磁比例流量控制阀等构成的。 但是， 该实施例中由于把流出侧可变节流阀15设在换向阀3中， 能减少构成液压系统的部件数量， 故能成为简单的结构。 而在如上述的把流出侧可变节流阀不设在换向阀3中的情况， 也可以把流入侧可变节流阀设置在换向阀15上。

在本实施例中， 虽然是用换向阀3对液压缸1 的动作方向进行变换的， 但也可如后述第3与第4实施例中所述的用逻辑阀构成。

下面， 参照图11至15说明本发明的工程机械液压系统的第3实施例。 图11是本实施例系统的系统图， 图12是图1 中主要部分的方框图， 图13与图15是图1中系统的动作说明图。

参见图11， 该实施例的系统是装在液压铲土机上的， 40是驱动液压铲土机的臂杆等用的液压缸(致动器)， 41是作为液压缸40 的驱动源的液压泵， 42是有操作者用于操纵液压缸40 动作的操纵杆43的操纵装置， 44 是由图中未示出的有微机等电子电路构成的控制器， 45-48是用于切换液压缸40的动作方向的构成动作方向换向装置的逻辑阀， 49-52是分别驱动各逻辑阀45-48的电磁换向阀， 53是控制进入液压缸40的压力油流量的电磁比例流量控制阀(流入侧可变节流阀)， 54是控制电磁比例流量控制阀53的流入侧压力的压力补偿型电磁比例溢流阀， 55是容纳液压泵41吸入、 排出的油液的油箱。

液压泵41为可用调节器56控制其排量的可变排量型结构， 用

图中未示的液压铲土机的引擎驱动而把油箱55内的油吸入排出。

在从液压泵41的排出口引出的泵侧管路57上，自其上游侧依次安装单向阀58与上述电磁比例流量控制阀53，在该电磁比例流量控制阀53的下游侧从泵侧管路57分出一对致动器侧管路59a、59b分别连接在液压缸40的底侧油腔60与负载侧油腔61上，在各致动器侧管路59a、59b上，自电磁比例流量控制阀53侧依次分别安装流入侧逻辑阀45、46与单向阀62、63，在单向阀62、63的下游侧从各致动器侧管路59a、59b分别引出排出管路64、65，在各排出管路64、65上安装流出侧逻辑阀47、58，各排出管路64、65在流出侧逻辑阀8、9的下游侧合流经引向油箱55的排出管路而到达油箱55。

排出管路66上安装构成流出侧可变节流阀的流量控制阀的背压阀67，还与该背压阀67并联地设置带有节流面积较小的节流阀68的旁路管道69(节流通路)。背压阀67的开口面积(节流面积)依控制压而变化，例如图14所示通常是靠向闭阀一侧的，并随着控制压的增大而使开口面积也增大。这样，在电磁比例流量控制阀53的流出侧把从泵侧管路57引出的控制管路67a连接在该背压阀67上。该控制管路67a成为构成流出侧节流阀控制装置的一部分而把电磁比例流量控制阀53流出侧的压力(在此为液压缸1动作时该液压缸1的负荷压力)作为控制压提供给背压阀67。

进而，为了把液压泵41排出的压力油的剩余部分回收至油箱55而从上述液压泵41与单向阀58之间的泵侧管路57引出管路70，在该管路70上安装上述电磁比例溢流阀54，进而还在该电磁比例溢流阀54的下游侧设置节流阀71。

上述各逻辑阀45-48的基本结构是相同的，例如逻辑阀45在前端部位设置有分别连接上述致动器侧管路59a的上游侧与下游侧上成为流入口72与流出口73的阀体74，可在74内自由滑动的提升阀75，设在阀体74后部的控制油室76，及连通控制油室76与流入口72的在提升阀75内形成的节流通路77，提升阀75向其前端侧滑动时与阀体75前端形成的阀座78相接把流入口72与流出口73遮住而闭管路59，在向后端滑动时离开该阀座78使流入口72与流出口73连通，从而打开管路59a，提升阀75借助于装在控制油室76中的弹簧79而被压向阀座78即开阀的一则，其它逻辑阀46-48也是这样地构成的。

在这样的逻辑阀46-48中，当控制油室开放时，为使流进流入口72的压力油的一部分通过节流通路77而流入控制油室76中使流入口72侧的压力比控制油室76的压力高，借此使提升阀75可对抗弹簧79的压力而向离开阀座78的一侧滑动，因而流入口72与流出口73连通，阀门开启。当控制油室76阻断时，由弹簧79的压力把提升阀75压在阀座78上，阀门关闭，此时不存在流入口72侧与控制油室76之间的压力差，又由于提升阀75的控制油室一侧的面积比流入口一侧的面积大，在该提升阀75上作用着将其压向阀座78一侧的作用力，故能切实地保持着闭锁状态。

这种逻辑阀45-48一般为小型结构，能适用于高压、大流量，同时压力油泄漏极小，又由于启闭该逻辑阀45-48时只要开放、阻断控制油室76即可，故无需很大的操作力。

各逻辑阀45-48的控制油室76连接着通至油箱55的控制管路80-83，各控制管路80-83上安装着电磁换向阀49-52，各电磁换向

阀49-52是能在使各控制管路80-83 的关闭位置与开启位置上自由换向的2位换向阀，在关闭位置各逻辑阀45-48的控制油室76 被阻断，在开启位置控制油室76向油箱55一侧开放。

操纵装置43的操作杆43，例如可在前后方向上自由摆动，欲使液压缸40伸长，操作者把操纵杆43摆向前方，欲使液压缸40 收缩则使操纵杆43向后方摆动；操纵装置42·设有用电位计等检测操纵杆43的操纵方向与操作量的操作量检出器84，该操作量检出器84输出如图13中所示地有与操纵杆43的操纵方向相对的极性，而且有与该操纵杆43的操作量(以下称杆操作量)成比例的电平的检出信号(电气信号)。并在操纵杆43的中立位置附近设置不灵敏区(参见图13)，在不灵敏区从操作量检出器84 输出的检出信号电平为0电平。

在上述液压泵41与单向阀58之间的泵侧管路57 上设置检测上述电磁比例流量控制阀53的流入侧压力 P_1 的压力传感器85，在该电磁比例流量控制阀53的下游侧的泵侧管路57 上设置检测该电磁比例流量控制阀53流出侧压力 P_2 的压力传感器86。还在设置上述电磁比例溢流阀54等的上述管路70上设置检测该溢流阀54 与节流阀71之间的压力 P_3 的压力传感器87。此时，由于节流阀71一定，使由压力传感器87所检的压力 P_3 成为与流过管路70 的剩余油流量相对应的状态。

参见图11，为实现其功能，控制器44中设有：通过调节器 56 对用压力传感器87检出的与剩余油压力 P_3 相应的液压泵41 的排量即液压泵41的排出量进行控制的油泵控制部分88，不断地监视用压力传感器85检出的电磁比例流量控制阀53流入侧压力 P_1 并对用

压力传感器86检出的与电磁比例流量控制阀53流出侧压力 P_2 相对应的电磁比例溢流阀54的设定压进行控制的压差控制部89, 根据操纵装置42的操作量检出部84所输出的检出信号(参见图13)的极性而掌握操纵杆43的操作方向并对应于该操作方向驱动控制上述各电磁换向阀49-52的动作方向控制部90, 及按照操作量检出器84输出的检出信号电平掌握杆操作量并对应于该杆操作量对上述电磁比例流量控制阀53的开口面积进行控制的流量控制部91(流入侧节流控制装置)。在此, 相应于本发明的结构, 压差控制部89由压力传感器85、86与电磁比例溢流阀54一起构成压差控制装置92的装置, 动作方向控制部90是与电磁换向阀49-52一起构成方向切换驱动装置93的装置。

下面; 说明本实施例装置的动作

本实施装置中, 在液压缸40例如是伸长的情况下, 在使液压泵工作的状态下操作者向前方摆动操纵杆43。此时, 操纵杆43摆动越过上述的不灵敏区(参见图13), 就产生与其杆操作量相对应的电平并且对应于其操纵方向的极性(在本例中为负电平)的检出信号, 将其从操纵装置42的操作量检出器84输出至控制器44中。控制器44的动作方向控制部90依据操作量检出器84输出信号的极性, 掌握住使操纵杆43向前方摆动的状态即欲使液压缸40作伸长动作的状态, 相应地向上述电磁换向阀49-52中的电磁换向阀49、52的线圈通电而把该电磁换向阀49、52驱动到开启位置。

由此而使上述逻辑阀45-48中的逻辑阀45、48的控制油室76分别通过控制管路80、83向油55侧开放, 逻辑阀45、48开启。此时, 电磁换向阀50、51保持在关闭位置, 从而逻辑阀46、47

也保持关闭。

与这样的逻辑阀45、48开启的同时，控制器44的压差控制部89使由压力传感器86检出的电磁比例流量控制阀53的流出侧压力 P_2 ，即与液压缸40的负荷压力相对应的电磁比例流量控制阀53的流入侧压力 P_1 成为略大于预定的设定压差的状态，即在用压力传感器86所检出的压力 P_2 上附加设定压差的压力值作为其设定压而对电磁比例溢流阀54发出指示，借此而使电磁比例流量控制阀53的上游侧与下游侧之间的压力差 $(P_2 - P_1)$ 维持在与液压缸40的负荷压无关的一定的设定压差值上。

进而，与这样地动作的同时，控制器44的流量控制部91用操作量检出器84输出的检出信号电平而掌握杆操作量，把有与其杆操作量成比例的电平的指令信号提供给电磁比例流量控制阀53。此时，该电磁比例流量控制阀53以具有与从控制器44得来的指令信号电平即杆操作量成比例的开口面积开启。

当如上述地上述逻辑阀45、48开启时，电磁比例流量控制阀53流出侧的压力 P_2 即液压缸40的负荷则作为控制压力通过上述控制管路67a而提供给背压阀67，该背压阀67则以与其控制压力对应的节流面积开启(参见图14)。

由此，从液压泵41排出的压力油通过泵侧管路57与致动器侧管路59a供至液压缸40的底侧油腔60中，同时从液压缸40的负载侧油腔61经致动器侧管路59b、排出管路65、66与背压阀67排出而回收在油箱中，该液压缸40则伸长。在液压缸40动作开始时，由于背压阀67响应迟缓等原因，该背压阀67仍处在关闭状态，在此场合下设置与背压阀并联的有节流阀68的旁路管道，液压缸40负

载侧油腔61的压力油则通过旁路管道流出。此时，由于该节流阀68有充分小的节流面积，就能避免液压缸40过激的起始动作。

如上述的液压缸40动作时，电磁比例流量控制阀53的流入侧与流出侧的压力差($P_2 - P_1$)由于维持着一定的设定压差，该电磁比例流量控制阀53所通过的压力油流量，即向液压缸40供给的压力油供给量与液压缸40的负荷压力无关而与该电磁比例流量控制阀53的开口面积成比例，而该电磁比例流量控制阀53的开口面积与杆操作量成比例，故流入液压缸40的压力油供给量与杆操作量成比例。从而与其负荷大小与变化无关地向液压缸240供给与杆操作量成比例流量的压力油，该液压缸40就以相应于杆操作量的移动速度伸长。

此时，若有与液压缸40的动作方向相反的负荷压力(压力 P_2)变化，例如该负荷压力上升，由于背压阀67的节流面积变大，液压缸40流出侧压力油的流出阻力减小，经背压阀67把相应于流入该液压缸40的压力油流入量的流量的压力油排出，故可得到相应于杆操作量的稳定的动作速度。

另一方面，在这样的动作时，在背压阀67的节流面积为比较大的面积液压缸40的动作方向相反地作用的负荷方向改变为与该油压缸40的动作方向相同时，作为液压缸40流入腔的底侧油腔60的压力急剧下降，此时，该压力 P_2 下降，由于提供给背压阀67的控制压也下降，背压阀67的节流面积急剧减小。因此液压缸40流出侧压力油的流出阻力剧增，借此而抑制了油压缸40流入侧压力 P_2 的急剧减小，故能避免发生空穴。

在把操纵杆43摆向后方而使液压缸40收缩时也同样地进行如

上所述的动作，此时逻辑阀46、47开启，而逻辑阀45、48关闭。

进而，在操纵杆43被保持在包含上述不灵敏区的中立位置上时，上述电磁换向阀49-52中的任何一个都保持在关闭位置，各逻辑阀45-48保持关闭，电磁比例流量控制阀52也保持关闭，由此而使液压缸40的两腔60、61闭锁，保持为停止状态。

又如在上述动作时，控制器44的泵控制部88，借助于由压力传感器87所检出的压力 P_3 ，掌握流过上述管路70的压力油（剩余油）流量，把相应该压力 P_3 例如图15中所示的液压泵41的排量（排出流量）控制在其最大排量与最小排量之间。即，流过管路70的剩余油流量多时，借用上述节流阀71使压力 P_3 上升，控制器44的泵控制部88使压力 P_3 增高，这样通过上述调节器56与其成比例地使泵41排量减小。由于这样，就减少了剩余油流量，从而能以相应于液压缸40动作所需程度的液压泵41的排出油量来使该液压缸40动作。

进而也可以与杆操作量成比例的控制方式进行这样的液压泵41的容量控制。

在本实施例的液压装置中，为了进行液压缸40的动作方向转换，由于使用了小型结构、能适用于高压大流量、以小的操作力就能进行驱动逻辑阀45-48，故能构成比较简单、小型，而且便宜的结构。又由于逻辑阀45-48关闭时的泄漏流量极小、就能高效率地驱动液压缸40，特别是能在操纵杆43保持在中立位置时确实地保持液压缸40的停止。

下面，参照图16说明本发明的工程机械液压系统的第4实施例，图16是本实施例系统的系统图，本实施例的系统与上述第3实施

例基本结构相同，在以下说明中与上述第3实施例相同的结构使用同一符号，详细说明从略。

本实施例的液压系统与图11的系统基本相同，只是逻辑阀45-48启闭驱动用的方向切换驱动装置93的结构与图11装置不同，其它结构均相同。

在本实施例的系统中设置从上述逻辑阀45-48中的逻辑阀45、48的控制油室76分别引出的管路94、95合流而成的控制管路96，把从逻辑阀46、47的控制室76分别引出的管路97、98合流而成的控制管99，在这些控制管路96、96与油箱55之间安装有换向驱动装置的三位电磁换向阀100，该电磁换向阀100能在阻断控制管路96、99两者的A位置与使控制管路96向油箱55侧开放，而且阻断控制管路99的B位置及阻断控制管路96且把控制管路99向油箱55开放的C位置之间进行切换。而且在上述管路94、95、97、98上安装能防止在电磁换向阀100的A位(中位位置)时压力油流至这些管路94、95、97、98的单向阀101-104。

在这样的系统中，例如液压缸40伸长时，控制器44向电磁换向阀100的B位侧线圈通电，把该电磁换向阀100切换至B位。借此只使上述管路96向油箱55侧开放，即使逻辑阀45、48的控制油室76开放，该逻辑阀45、48开启。与此同时，和上述实施例同样地对电磁比例流量控制阀53的开口面积与其流入侧及流出侧之间的压力差($P_1 - P_2$)进行控制，这样就使液压缸40以相应于杆操作量的动作速度伸长，液压缸40流出侧的背压阀67与液压缸40的负荷压力(压力 P_2)相应地增减节流面积，在液压缸40缩短时把电磁换向阀100切换至C位，也同样地进行。

本实施例的系统当然也会收到与上述第3实施例相同的作用效果，由于方向切换驱动装置93的结构更加简单，部件数也减少能形成更加小型的结构。

在上述的第3与第4实施例中，对背压阀67的节流面积的控制是借助于控制压力而实现的，当然也可以例如取代该背压阀67而设置能对节流面积进行电气控制的电磁阀，对应于用压力传感器86检出的电磁比例流量控制阀53的流出侧压力 P_2 而对该电磁阀的节流面积进行如第3与第4实施例那样的控制，而在此场合也可如上述第1与第2实施例那样，在压力 P_2 低于预定压力时则减小节流面积而进行控制。

在上述第3与第4实施例中虽然是使用逻辑阀45-48来转换液压缸40的动作方向的，但是也可以使用具有开关两种状态切换功能的方向换向阀。

在以上说明的第1至第4实施例中，虽是以液压铲土机的液压缸驱动为例进行说明的，但绝不局限于此，在液压铲土机的液压马达等的致动器或其它土木建筑用工程机械方面当然本发明也适用。

从上述说明中可以明了，本发明在相应于操纵杆的操作量控制致动器流入腔侧的压力油通路上设置的流入侧可变节流阀的节流面积的同时，使其入口与出口间的压力差保持一定，而且在致动器的流入室侧的压力降低时能相应于其降低程度而使致动器流出腔侧通路上所设的流出侧可变节流阀的节流面积减少，由于这样地控制，由可不断地确保与操纵杆的操作量相对应的致动器动作速度，在致动器的负荷急剧变化时也能防止发生空穴。

在控制流出侧可变节流阀的节流面积时，由于当致动器流入室侧的压力变为预定压力以下时能使流出侧可变节流阀的节流面积减小，可以减少致动器平时动作时的无益的压力损失，能使该致动器高效率地动作，同时能防止发生空穴。

进而由于用换向阀构成转换致动器动作方向用的动作方向切换装置并把流出侧可变节流阀设置在该方向切换阀中，使液压装置的部件数少而能构成简单的结构。

进而在此时，由于使换向阀的流出侧可变节流阀的节流面积变化的阀芯是相应于操纵杆的操作量而进行变位的，特别在与操纵杆的操作量相对应的致动器的动作速度比较小的情况下，使相应于该致动器的压力油流入量的数量的压力油从该致动器流出，故能高效率地得到该致动器的稳定的动作速度。

由于用使其节流面积相应于控制压力而变化的流量控制阀构成流出侧可变节流阀，并把致动器的流入腔侧的压力作为控制压而提供给该流量控制阀，用简单的结构就能容易地防止发生空穴，又由于此时的流出侧可变节流阀的节流面积是相应于致动器流入腔侧的压力而变化的故能提高对于负载变化的动作速度的稳定性。

又由于用逻辑阀构成转换致动器动作方向用的动作方向切换装置，用简单而小型的结构就能高效率地实现与操纵杆的操作量对应的致动器的动作。

进而，由于设置与流出侧可变节流阀并联的节流面积一定的节流通路，特别地，能圆滑平稳地实现致动器的起始动作。

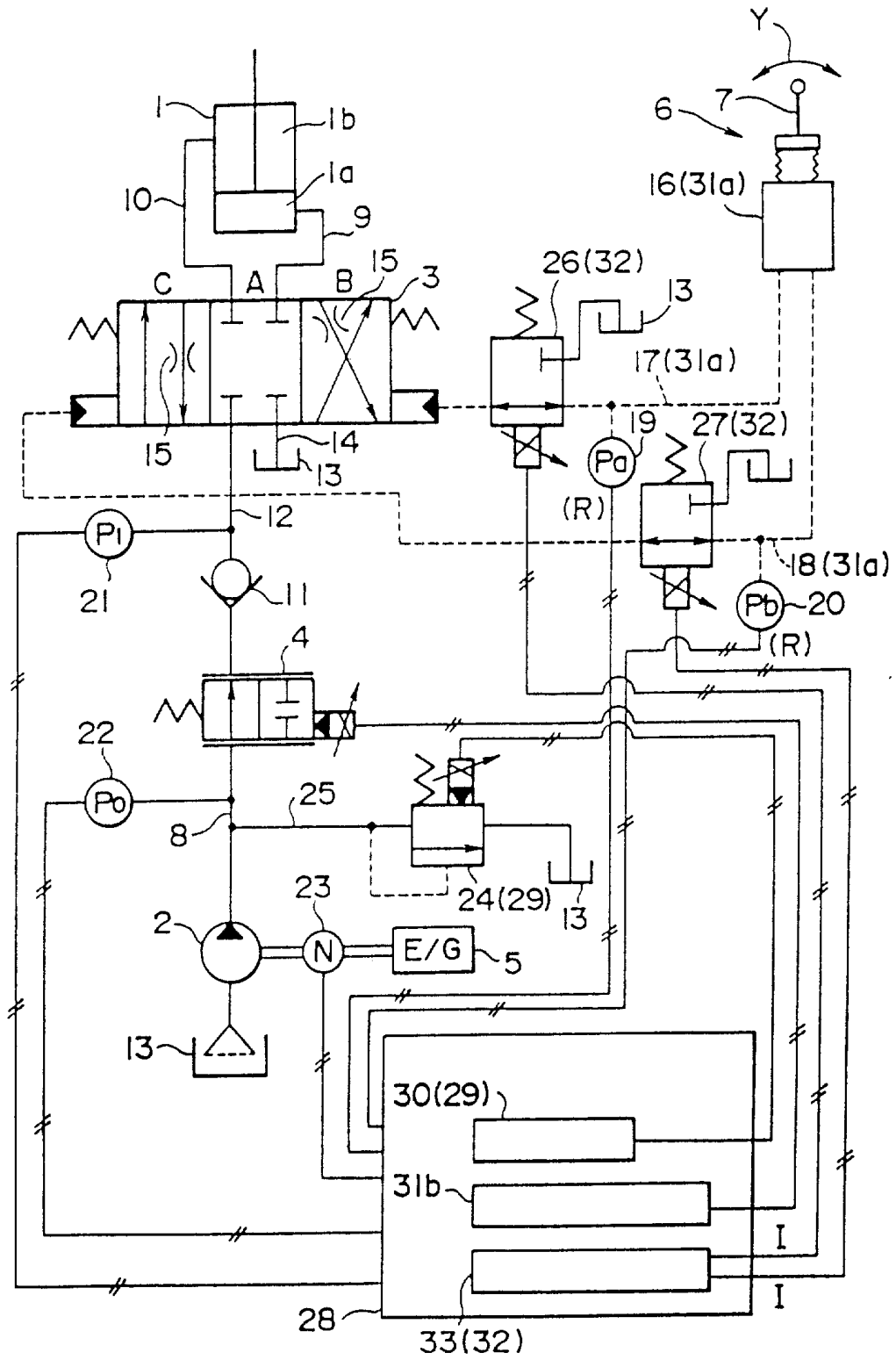


图 2

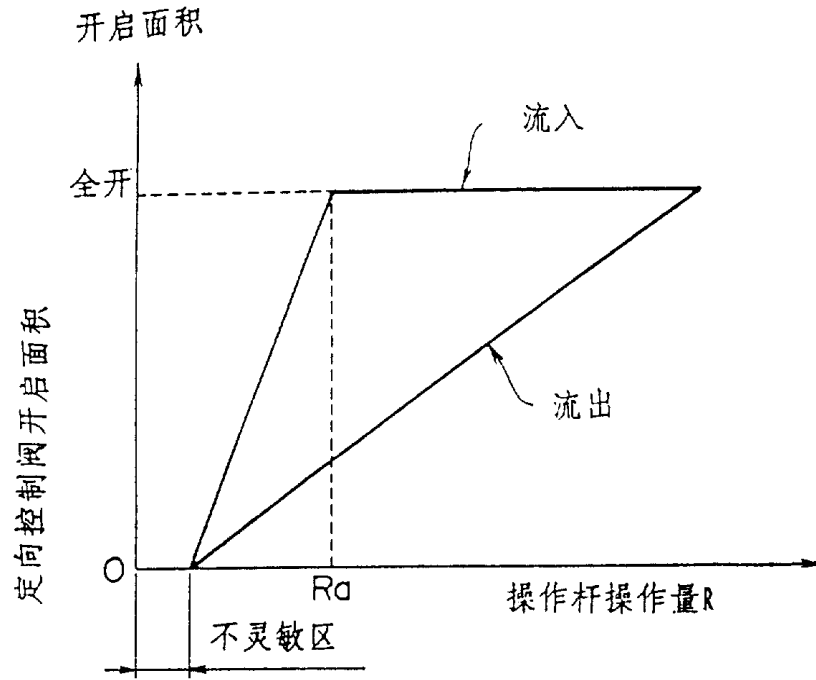


图 3

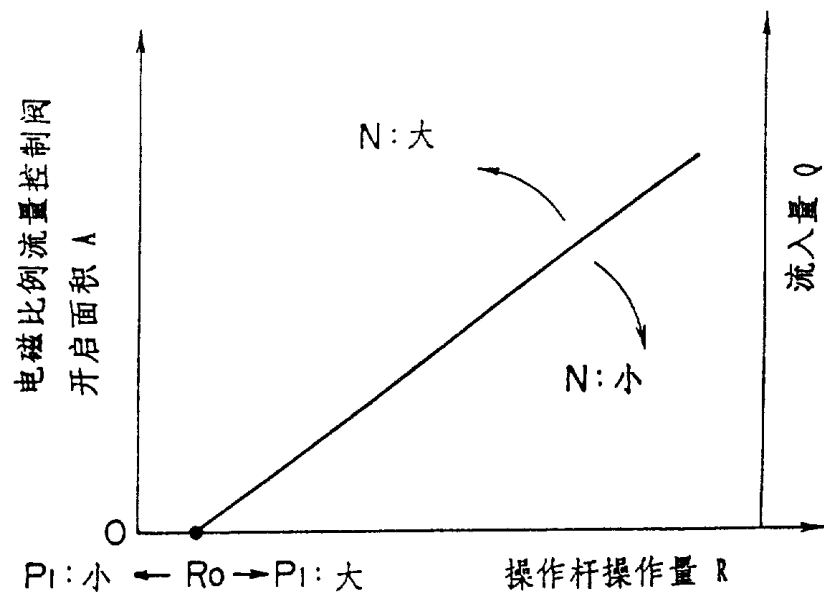


图 4

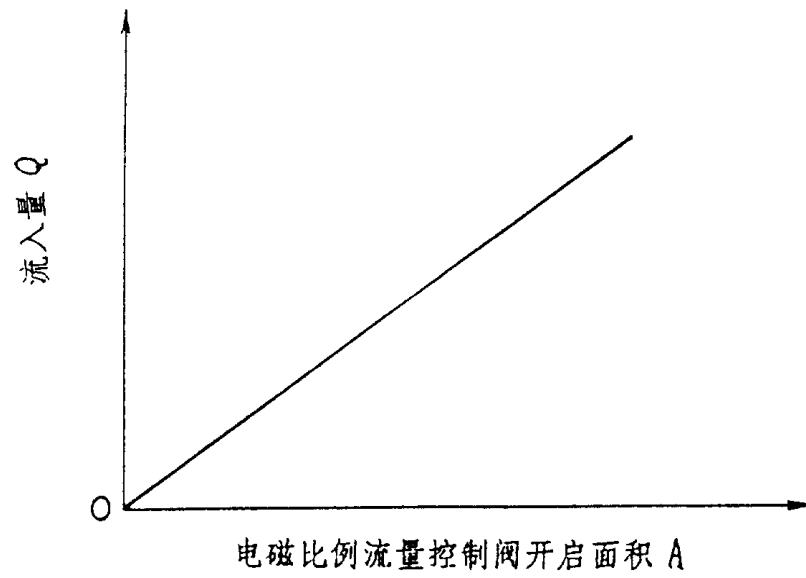


图 5

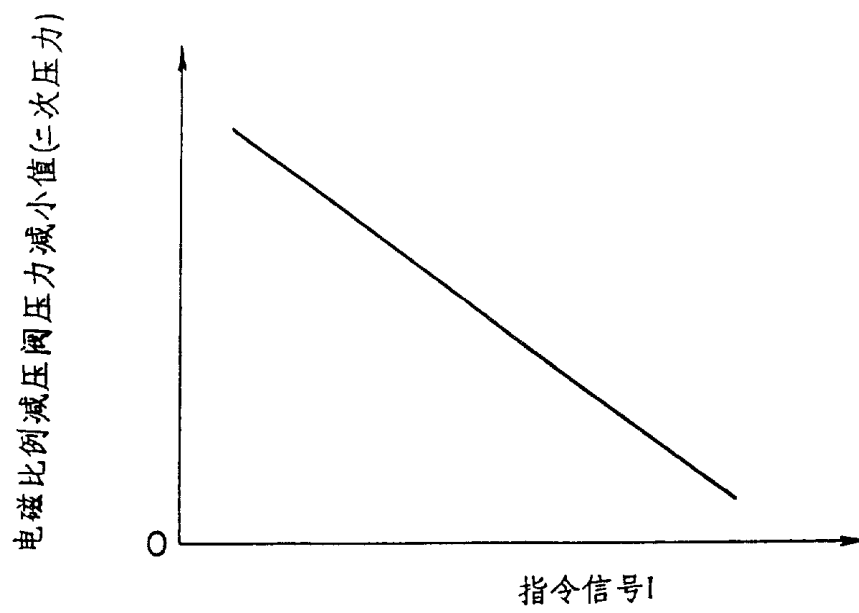


图 6

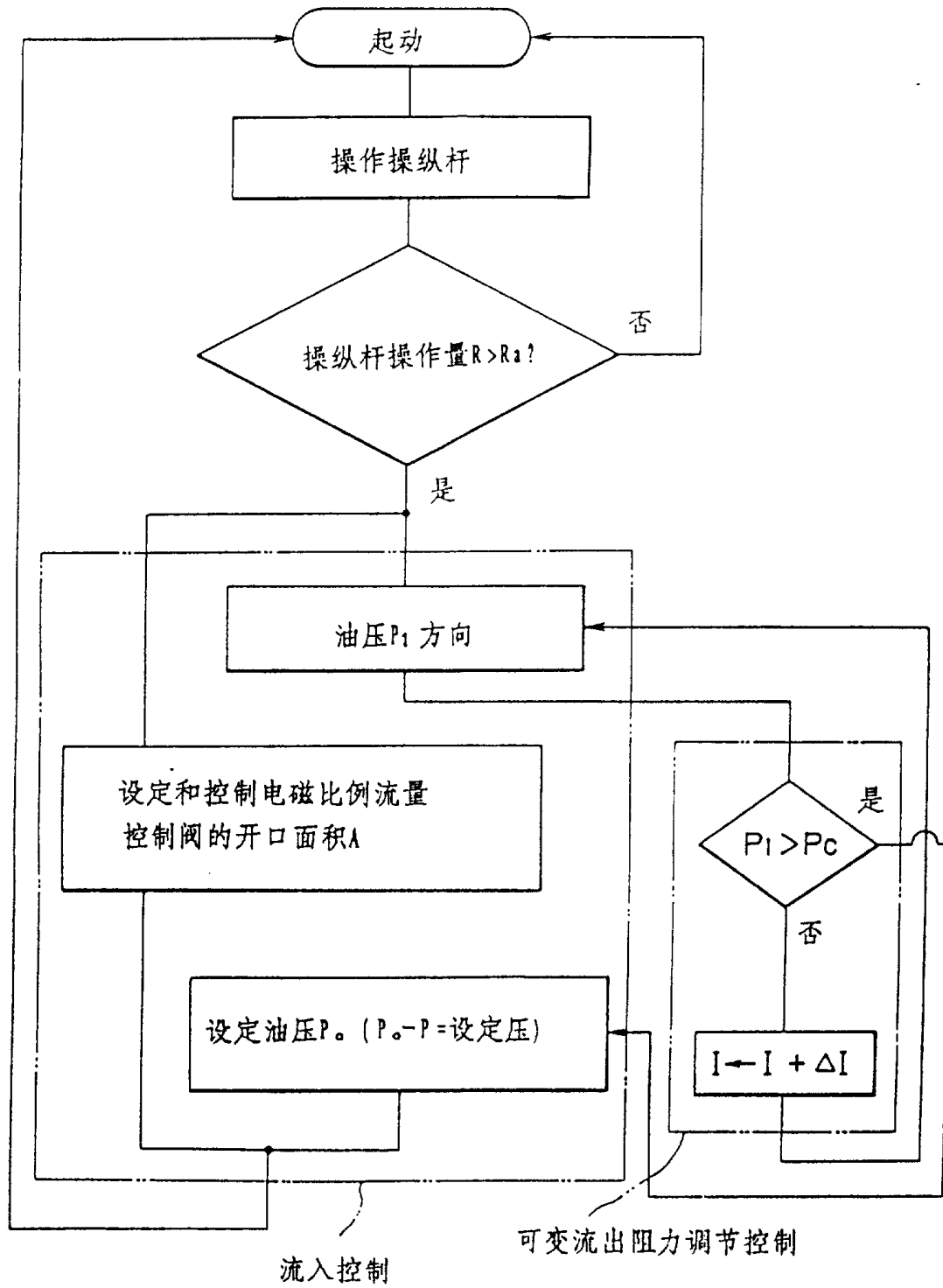


图 7

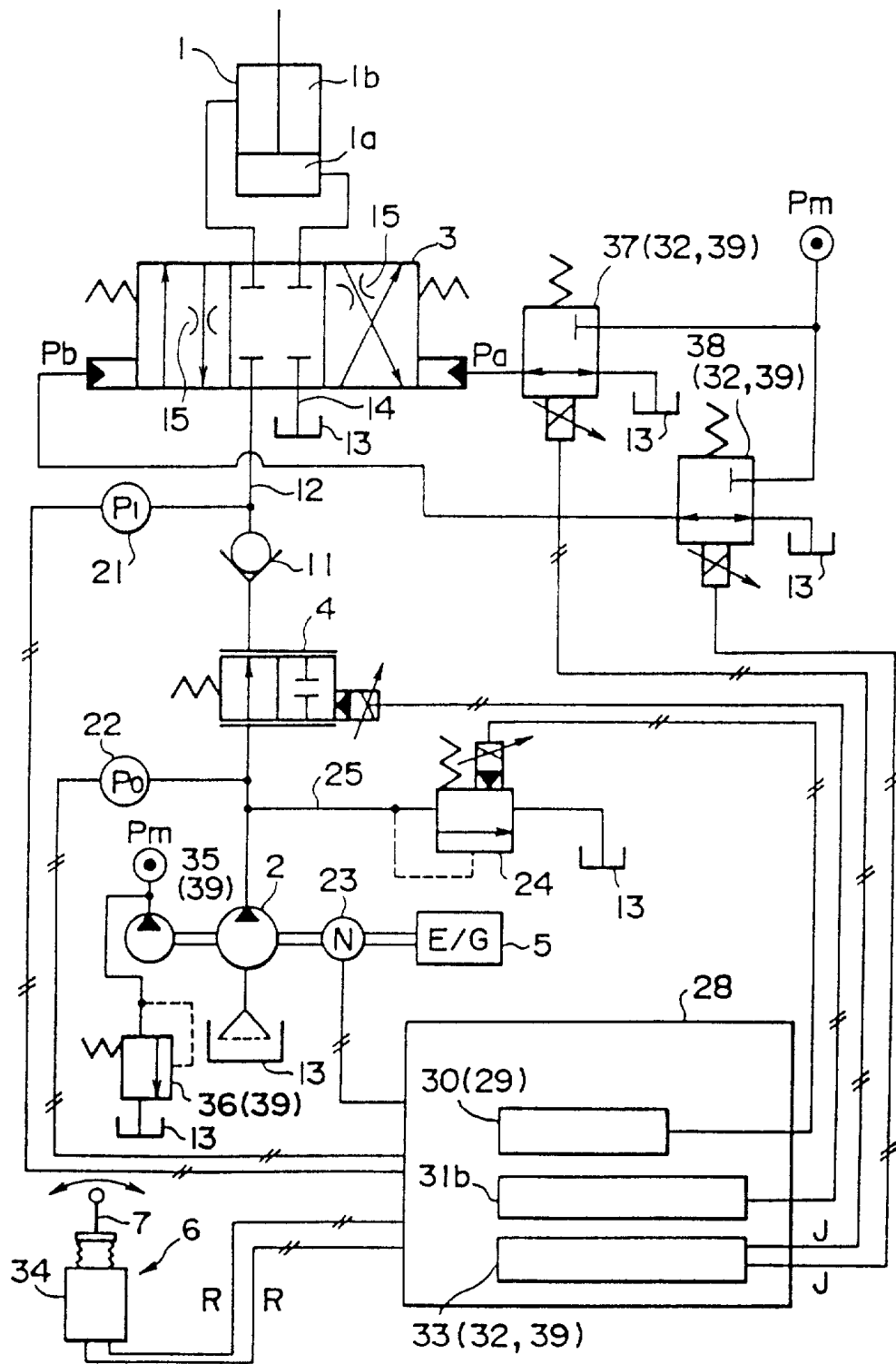


图 8

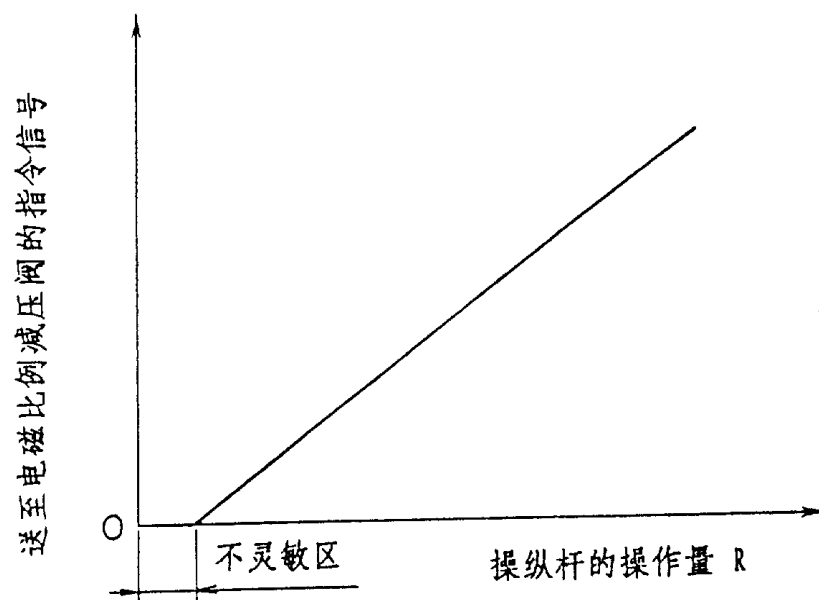


图 9

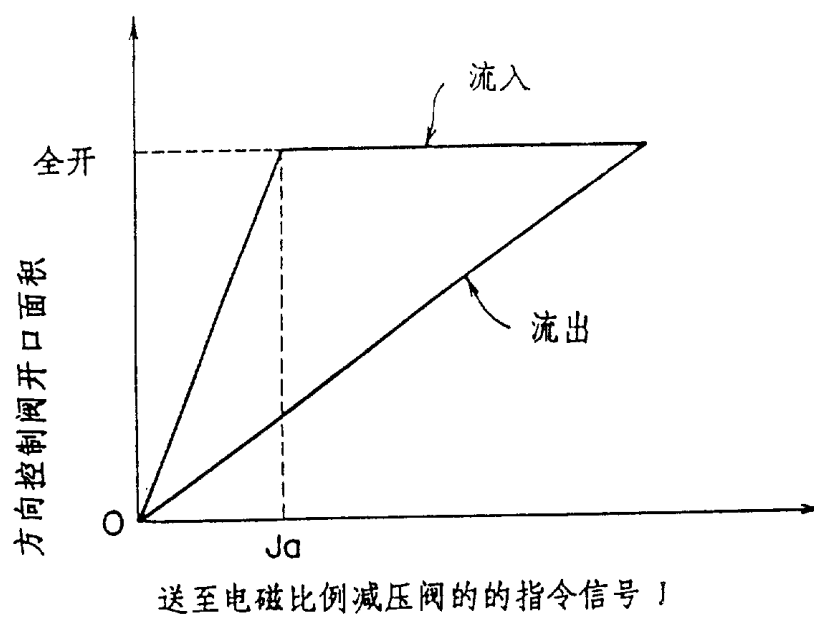
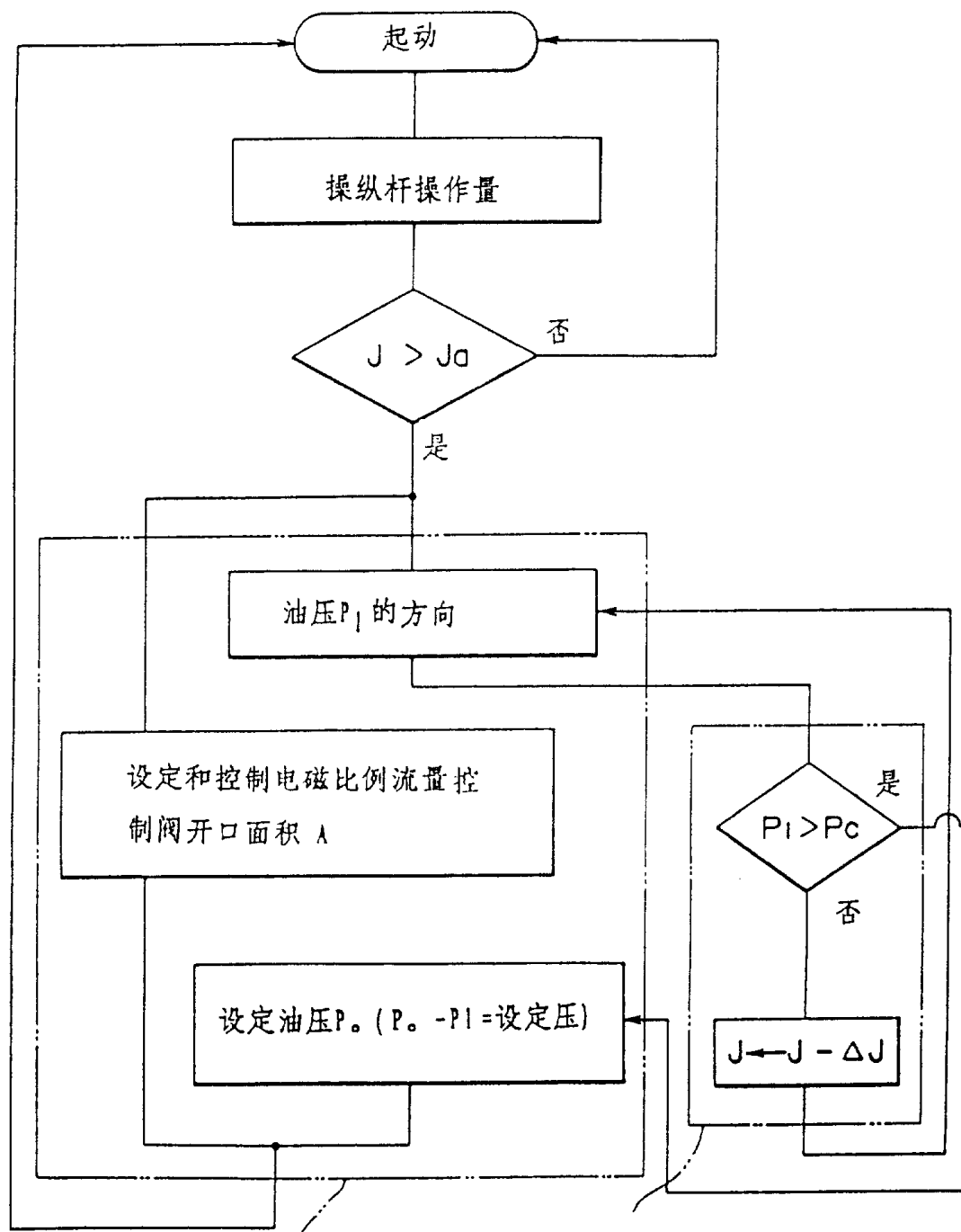


图 10



流入油量控制

可变流出阻力调节控制

图 11

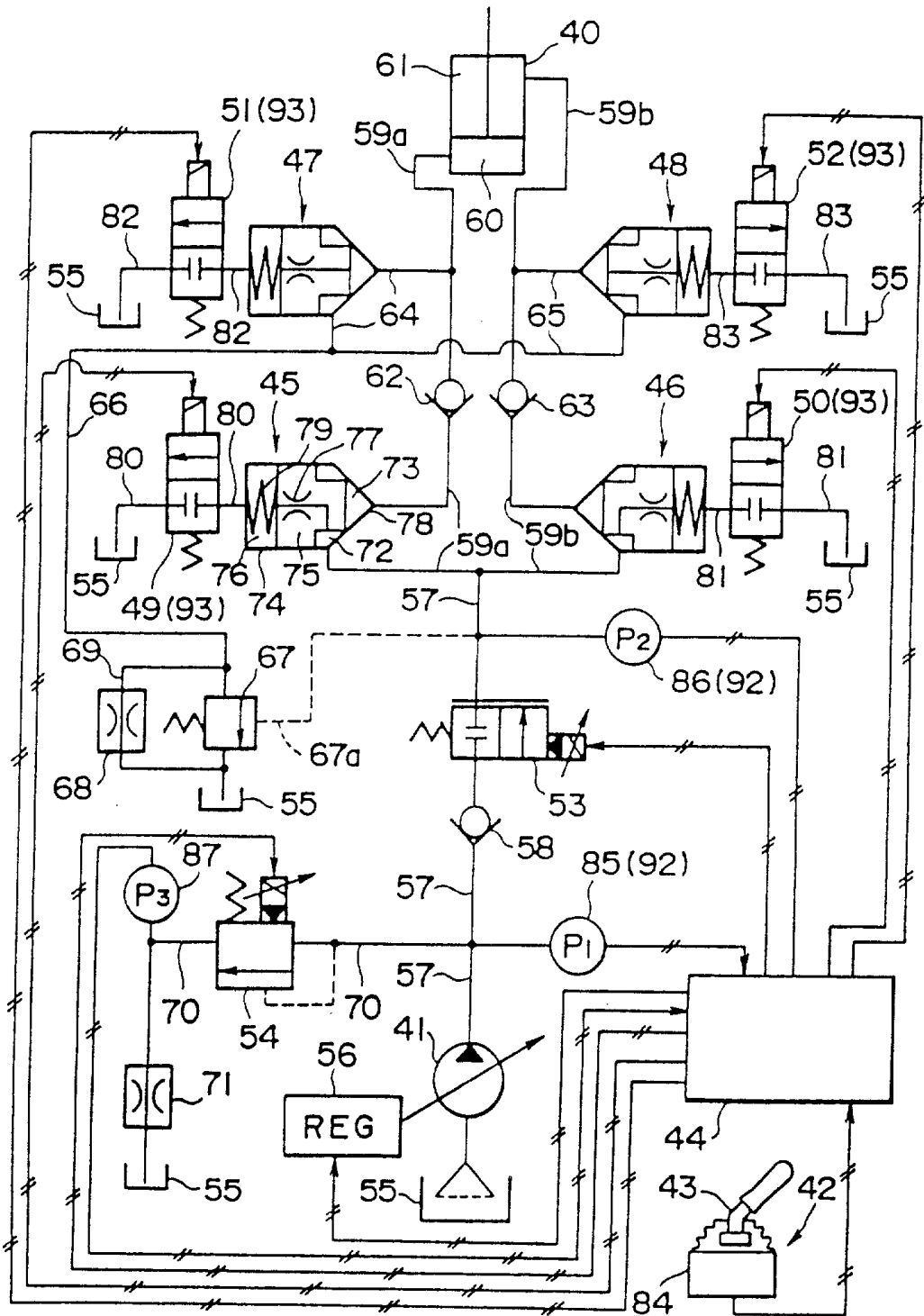


图 12

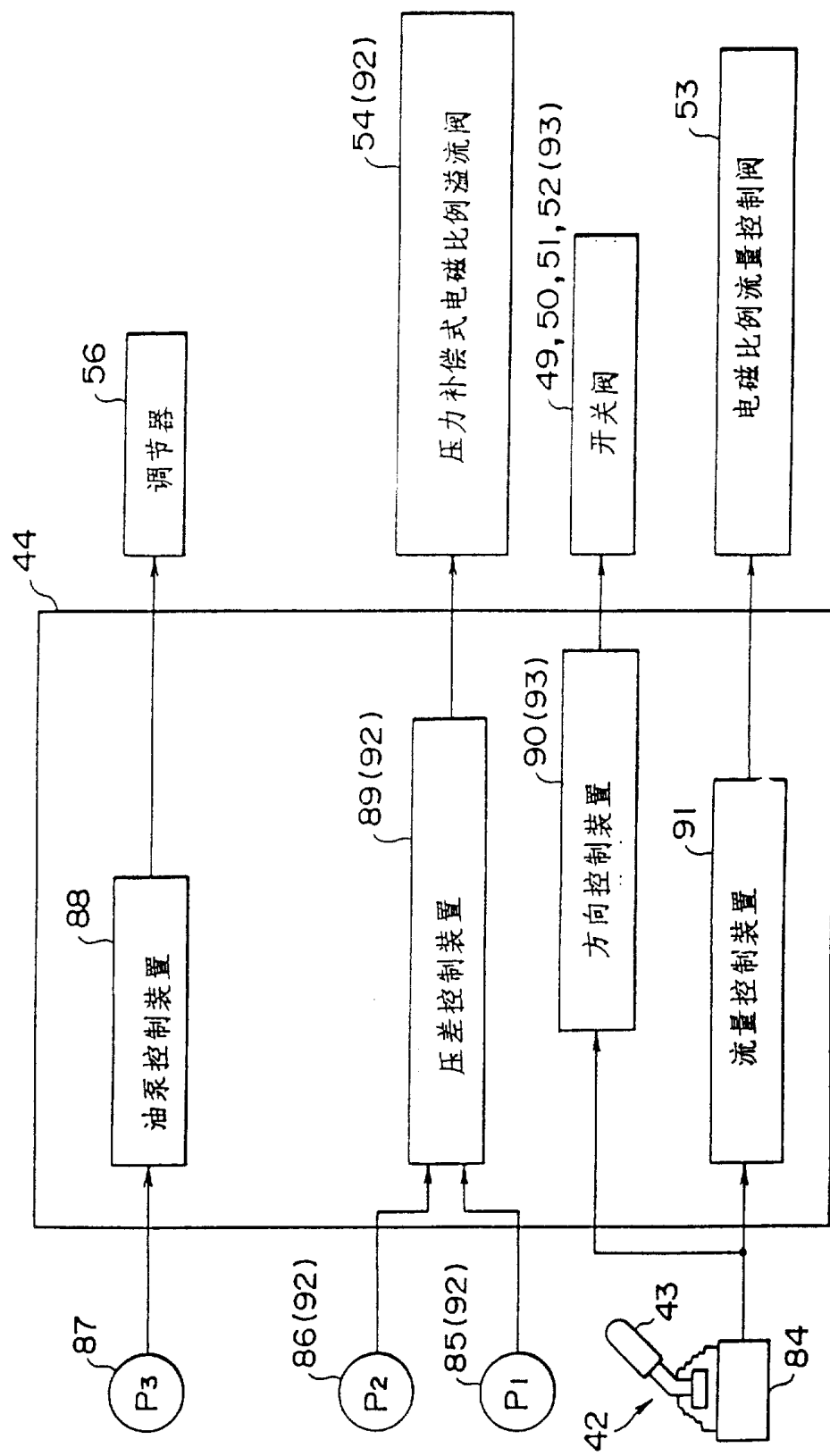


图 13

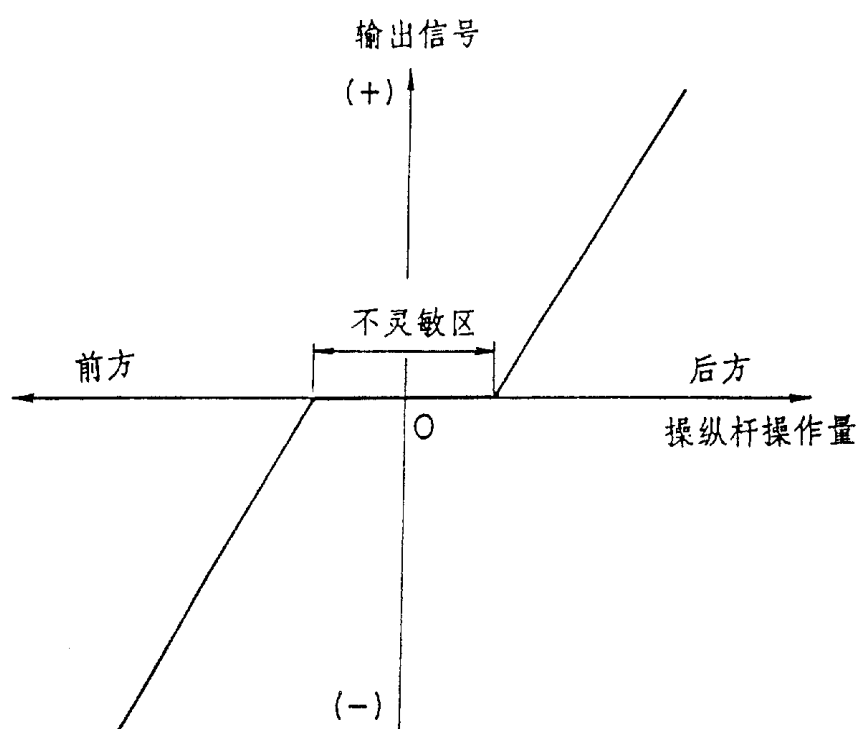


图 14

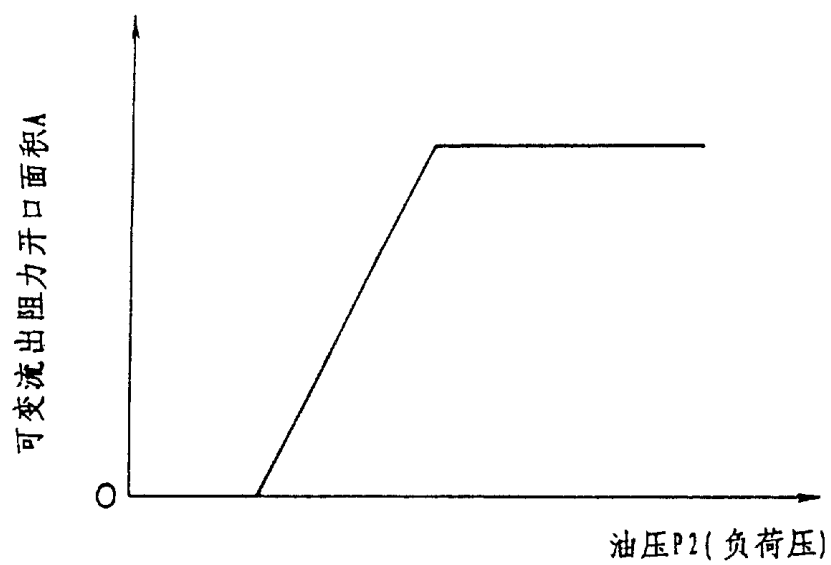


图 15

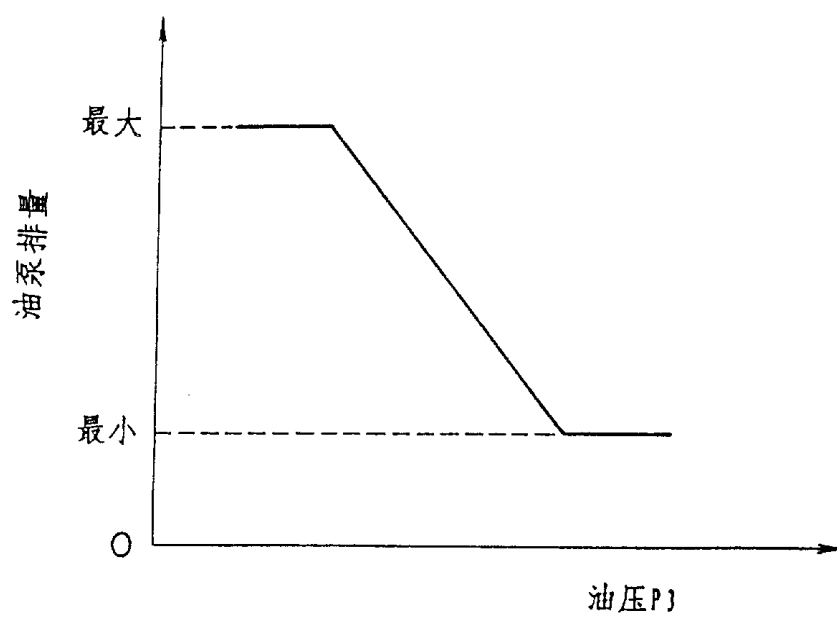


图 16

