[19]中华人民共和国专利局

[51]Int.Cl[6]
F15B 11/00
F15B 11/05 F15B 11/16

[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 95194087.2

[43]公开日 1997 年 6 月 25 日

[11] 公开号 CN 1152950A

[22]申请日 95.7.11
[30]优先权
[32]94.7.12 [33]JP[31]159926/94
[86]国际申请 PCT/JP95/01377 95.7.11
[87]国际公布 WO96/01951 日 96.1.25
[85]进入国家阶段日期 97.1.10
[71]申请人 株式会社小松制作所
地址 日本东京
[72]发明人 石崎直树 明石光正

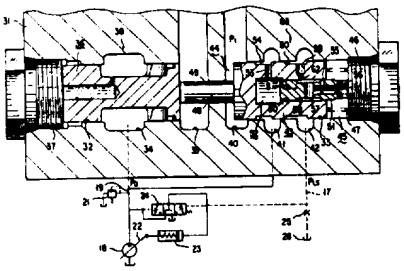
[74]专利代理机构 柳沈知识产权律师事务所
代理人 杨 梧

权利要求书 1 页 说明书 6 页 附图页数 3 页

[54]发明名称 压力补偿阀

[57]摘要

一种压力补偿阀，包括与液压泵输出管线连通的入口、与方向控制阀入口连通出口的单向阀部分和控制两口开启区域的阀；和一减压阀部分，包括可滑动地增加开启区域地沿一方向被推动，或使阀减少开启区域地沿另一方向推动的阀塞，一在阀塞内部形成并在阀塞滑动不小于沿一方向预定位移时将液压泵输出压力流体提供到第二压力腔的内通道，一配置在内通道中的第一节流阀和一使连通油箱的负载压力检测管线与第一节流阀连通的另一口。



权　利　要　求　书

1、一种压力补偿阀，其特征在于，它包括:

一具有一与液压泵输出管线连通的入口、一与方向控制阀入口侧连通的出口的单向阀部分和一个控制所述两口开启区域的阀；和

一减压阀部分，它包括一在其两侧分别限定一第一压力腔和一第二压力腔并可滑动使所述阀在施加到所述第一压力腔的自负载压力作用下增加所述开启区域地沿第一方向被推动的，或使所述阀朝着在所述第二压力腔的压力作用下减少所述开启区域地沿第二方向被推动的阀塞，一在所述阀塞内部形成并在所述阀塞滑动不小于在所述第一方向预定位移时将所述液压泵输出压力流体提供到所述第二压力腔的内通道，一配置在所述内通道中的第一节流阀和一使借助一第二节流阀与油箱连通的负载压力检测管线与所述第一节流阀连通的口。

2、如权利要求1所述的压力补偿阀，其特征在于，

所述单向阀部分的所述阀和所述减压阀部分的所述阀塞可滑动地并相互相对同轴地配置在一阀体中;

当所述阀朝着所述阀塞滑动一预定距离时，所述入口和出口彼此连通;

所述阀塞用于在所述第一压力腔中的压力作用下离开所述阀地沿所述第一方向滑动并在所述第二压力腔的压力作用下朝向所述阀地沿所述第二方向滑动;

所述阀体形成一与所述液压泵输出管线连通的开口；以及

当所述阀塞沿所述第一方向滑动一给定距离时，所述阀塞中的所述内通道使最后所述的口与所述第二腔连通。

说　明　书

压 力 补 偿 阀

本发明涉及一种压力补偿阀，其用于液压系统，例如用于把配置流量的输出压力流体从一个或多个液压泵送到多个建筑机械的致动器中。

若试图把输出压力流体从一个液压泵送到多个致动器，一般只是将压力流体送到最低负载压力致动器中，为了解决其问题，公知的是采用一确定的液压系统，例如在日本未审查专利申请昭 60 - 11706 所记载的技术，在其液压系统中，将一个压力补偿阀分别装在各致动器的方向控制阀的入口侧。特别是这种液压系统中的各压力补偿阀设定出各致动器的不同负载压力的最高值，以使改变负载压力的多个致动器可以被施加配置流量的输出压力。

在日本未审查专利申请平 4 - 244605 中公开了一种用于已知液压系统的压力补偿阀。

附图 1 示出了一种压力补偿阀，其中阀体 1 包括一单向阀部分 5，它设有一个具有一入口 2 和一出口 3 的单向阀孔 1a，在所述单向阀孔 1a 中具有在其中滑动配合的用于实现和切断入口 2 和出口 3 之间连通的阀 4．上述阀体 1 还包括一减压阀部分 12，它设有具有第一口 6、第二口 8 和第三口 9 的减压阀孔 1b，在所述减压阀孔 1b 中具有在其中滑动配合的阀塞 11，所述减压阀孔 1b 两端分别具有与第一口 6 连通的第一压力腔 7 和与第三口 9 连通的第二压力腔 10，在第一压力腔 7 中压力作用下上述阀塞 11 向右被推动使第二口 8 和第三口 9 连通，在第二腔 10 的压力作用下所述阀塞 11 被向左推动切断第二口 8 和第三口 9 的连通，对此应注意到上述阀塞 11 可由弹簧 13 以这样的方向被推动，即切断第二口 8 和第三口 9 之间的连通并接近上述阀 4，正是这些部件构成所述压力补偿阀。

若使用这种压力补偿阀可以看出，在第一压力腔 7 中的压力大于第二压力腔 10 中的压力时，所述阀塞 11 离开阀 4 向右移动直到阀 4 位于使入口 2 的压力等于出口 3 中的压力的位置，结果可以看到，第一压力腔 7 的压力和第二压力腔 10 的压力彼此相等。另一方面，可以看出，当第一压力腔 7 的压力小于第二压力腔 10 的压力时，借助阀塞 11 通过第二压力腔 10 和第一压力

腔 7 的压差推动阀 4 使其进入切断位置，以便出口 3 的压力小于入口 2 的压力。

在这种情况下，可以发现通过把出口 3 与方向控制阀 14 的泵口 15 连通，把第一口 6 与方向控制阀 14 的出口 16 连通将自负载压力 P_1 引入第一压力腔 7，把第三口 9 与一个负载压力检测管线 17 连通将控制压力 P_{LS} 引入第二压力腔 10，并把液压泵 18 的输出口 19 与入口 2 和第二口 8 连通，其泵输出压力 P_0 可以通过控制压力 P_{LS} 减自负载压力 P_1 所形成的出口 3 的输出压力－即压差(P_{LS} － P_1)而变小。

例如，若 P_0 是 120kg/cm^2，而 P_{LS} 和 P_1 各是 100kg/cm^2，输出压力 P_2 将是 120kg/cm^2，而若 P_0 是 120kg/cm^2，P_1 是 10kg/cm^2，P_{LS} 是 100kg/cm^2，输出压力 P_2 将是 30kg/cm^2。

另外应注意到，例如图 2 所示的这些压力补偿阀可以分别配置在多个方向控制阀 14 的入口侧并装在液压泵 18 的输出管线 19 上，使得所有压力补偿阀各自的第三口 9 与负载压力检测管线 17 连通，所有压力补偿阀的自负载压力 P_1 —即所有致动器 20 不同负载压力最大压力可作用到所有压力补偿阀的各第二压力腔 10 上，这一点可以从图 2 示意出的压力补偿阀看到。

在图 2 中，还示出一个用于控制液压泵 18 输出流体流速的旋转斜盘 22。一个伺服缸 23 和一个泵旋转斜盘角控制阀 24。所述泵旋转斜盘角控制阀 24 根据泵输出压力 P_0 和负载压力 P_{LS} 之间的压差可转换地操作，将泵输出压力 P_0 加到伺服缸 23 上，改变旋转斜盘 25 的角度，维持泵输出压力 P_0 与负载压力 P_{LS} 的差总为一个常量。对此应注意到，负载压力检测管线 17 借助节流阀 25 与油箱 26 连通。

在图 2 的液压系统中，多个方向控制阀 14 被同时操作以同时控制所有的致动器 20，应注意到，假定一个致动器 20 移动到端位置，在入口和出口没有压力流体流动导致液压泵 18 输出流体压力 P_0 升至主溢流阀 21 的设定压力值。这样，移动到端位置那个致动器 20 的负载压力 P_1 等于泵输出压力 P_0，而负载压力 P_{LS} 也等于泵输出压力 P_0，因此，由于阀塞 11 向右移动，第二口 8 和第三口 9 会彼此连通，负载压力 P_{LS} 等于泵输出压力 P_0。

由此，所述主溢流阀 21 的上述设定压力作用到与另一没有到达其端位置的致动器 20 连通的压力补偿阀的第二腔 10。由于作用到第一压力腔 7 上的自负载压力 P_1 小于主溢流阀 21 的所述设定压力，阀塞 11 将朝着切断入口

2 和出口 3 连通的方向推动单向阀部分 5 的阀 4。结果，由于入口 2 和出口 3 之间的连通被切断，压力流体不能提供到还没达到端位置的那一致动器 20，因此动作停止。

由于考虑到现有技术中存在的上述问题，本发明的目的在于提供一种把输出压力流体从一个液压泵输送到多个配置流量的致动器液压系统中的压力补偿阀，其中所有多个致动器同时操作相应多个方向控制阀同时操作，即使某个致动阀移到端位置，任一其他致动器也不会停止。

为了实现上述目的，本发明提供的压力补偿阀包括:

一个具有与一液压泵输出管体连通的入口、一个与一方向控制阀一入口侧连通出口的单向阀部分和一个控制所述两个口之间开启区域的阀;

一个减压阀部分，它包括一个在其两侧分别限定一第一压力腔和一第二压力腔并通过滑动使所述阀朝着在施加到所述第一压力腔的自负载压力作用下增加所述开启区域的第一方向被推的、或使所述阀朝着在所述第二压力腔的压力作用下减少所述开启区域的第二方向被推动的阀塞，一个在所述阀塞内部构成，并在所述阀塞滑动不小于在所述第一方向预定位移量时将所述液压泵输出压力流体提供到所述第二压力腔的内通道，一个配置在所述内通道中的第一节流阀，和一个借助第二节流阀与油箱连通的负载压力检测管线与所述第一节流阀连通的口。

根据上述结构，由于所述第二压力腔的压力流体流过所述节流阀进入所述负载压力检测管线，而所述压力流体的一部分借助所述负载压力检测管线的节流阀流入所述油箱，可以看到形成一个恒常流量并在所述节流阀前后形成压差，结果所述负载压力检测管线的负载压力小于所述第二压力腔的压力。

因此，在将压力补偿阀分别配置在液压系统中多个方向控制阀各入口侧用于把输出压力流体从一个液压泵通过这些方向控制阀提供到各致动器，以便所有压力检测管线连通并且所有压力补偿阀可设定最高负载压力，可以看到，即使任何一个致动器移到端位置以便泵输出压力与自负载压力彼此相等，所述压力检测压力管线的负载压力都会小于泵输出压力。随后可注意到，还没有移到端位置的任一另一致动器的压力补偿阀中减压部分的所述第二压力腔中的压小于泵输出压力，由于相应压力补偿阀单向阀部分中的所述阀没有闭合，所述任一另一致动器可以承接泵输出压力，因此可以不停止。

除了上述结构外，最好所述单向阀部分的所述阀和所述减压阀部分的所述阀塞相互可滑动地并相互同轴相对地配置在阀体中；

所述阀朝着所述阀塞已滑动一预定距离时，所述入口和出口彼此连通；

所述阀塞适于在所述第一压力腔中的压力作用下离开所述阀地沿所述第一方向滑动并适于在所述第二压力腔的压力作用下朝着所述阀沿所述第二方向滑动；

所述阀体形成一个与所述液压泵输出管线连通的口；

在所述阀塞沿所述第一方向滑动一给定距离时，所述阀塞内的所述内通道适于使最后所述的口与所述第二腔连通。

从下面的描述和图示的本发明选定的实施例可以更好的理解本发明，对此应注意，图示的实施例不能限定本发明，只利于解释和理解本发明，附图中：

图 1 是现有技术压力补偿阀的横断面图；

图 2 是现有技术压力补偿阀的液压系统的系统示意图；

图 3 是本发明压力补偿阀的横断面图，

下面参照附图，描述本发明压力补偿阀的优选实施例。

首先参见图 3，描述本发明的一选定实施例，与现有技术相同的部件或零件用相同的参考标号表示。

如图 3 所示，在阀体 31 中形成彼此相对并同轴的单向阀孔 32 和减压阀孔 33，所述单向阀孔 32 具有一入口 34 和一出口 35；在所述单向阀孔 32 中设有插入的可滑动配合的阀 36，所述阀 36 由一堵塞 37 限位不能朝图中左侧方向移动，这样构成一单向阀部分 38。

上述减压阀孔 33 上加工有一第一口 40、一第二口 41 和第三口 42。所述减压阀孔 33 中设有一个在其中滑动配合的阀塞 43 并在其两侧分别设有通向所述第一口 40 的第二压力腔 44 和使所述第三口 42 连通和阻断的第二压力腔 45。所述阀塞 43 通过设置在阀塞 43 和右手侧堵塞 46 之间的弹簧 47 向左侧推动，结果与阀塞 43 一体成型的推杆 48 穿过通孔 49 使上述阀 36 抵靠在堵塞 37 上。

一负载活塞 51 可滑动配合地插在轴向在上述阀塞 43 中设置的盲孔 50 中，一承压腔 52 在靠近所述盲孔 50 底部区域形成。所述承压腔 52 借助一径向延伸的第一孔 53 与所述阀塞 43 的小直径区域 54 连通，由此通常与所述第

二口 41 连通。上述负载活塞 51 被轴向加工出流体孔 55，它借助径向延伸的第二孔 56 通常与所述第二压力腔 45 连通并借助径向延伸的第三口 57 和小直径部分 58 通向所述负载活塞的圆周表面。所述小直径部分 58 借助节流阀 62 例如一窄孔、一径向延伸的第四孔 59 和在所述活塞 43 上加工出的第二小直径部分 60 与所述第三孔 43 常连通。在所述阀塞 43 内部形成内通道 61，当所述阀塞 43 克服所述弹簧 47 和弹性力到达右手侧位置时其内通道 61 借助所述第一小直径部分 54、所述第一孔 53、所述承压腔 52、所述小直径部分 58、所述第三孔 57、所述流体孔 55 和所述第二孔 56 使所述第二口 41 和第二承压腔 45 彼此连通。另外，所述内通道 61 借助所述节流阀 62 和所述第四孔 59 与所述第三口 42 连通，这样构成减压阀部分 63。

下面描述本发明上述实施例的操作。

如果所述阀塞 43 从图 3 所示位置在所述第一压力腔 44 中的自负载压力 P_1 作用下向右被推动，且其移动距离超过值 S，所述承压腔 52 与负载活塞 51 的所述小直径部分 58 连通并且所述第二口 41 借助所述内通道 61 与所述第二压力腔 45 连通，结果，泵输出压力 P_0 作用在上述第二压力腔 45 上而所述阀塞 43 实现减压操作(该操作使阀塞 43 向左滑动从而使阀 36 向阻断方向被推动)，其阀塞 43 最后停在所述第一压力腔 44 中的自负载压力 P_1 与所述第二压力腔 45 中的压力彼此相等的位置。

上述第二压力腔 45 中的压力流体从所述第二孔 56、所述流体孔 55、所述第三孔 57、所述节流阀 62、所述第四孔 59 和所述第二小直径部分 60 进入所述第三口 42 并顺次进入负载压力检测管线 17。由于所述负载压力检测管线 17 借助节流阀 25 与油箱 26 连通，形成常流量并在所述节流阀 62 前后产生压差，结果，负载压力 P_{LS} 比所述第二压力腔 45 中的压力低。

这时可以发现，当致动器移到端位置负载压力 P_1 和泵输出压力 P_0 彼此相等而后所述第二压力腔 45 的压力成为泵输出压力 P_0 时，表现为所述第三口 42 输出的负载压力 P_{LS} 相应于所述节流阀 62 直径而比泵输出压力 P_0 要小。

因此在将本实施例应用到图 2 所示液压系统上时，可以发现即使一个致动器已移到端位置，由于所述负载压力检测管线 17 中的负载压力 P_{LS} 小于泵输出压力 P_0，在与还没有到达端位置的任何另一个致动器相连的压力补偿阀中减压阀部分 63 的所述第二压力腔 45 内的压力同样小于泵输出压力 P_0。结

果在所述入口 34 泵输出压力 P_0 的作用下，所述阀 36 朝着既不关闭所述入口 3 也不关闭所述出口 35 的连通方向被推动，因此将泵输出压力流体输送到各个致动器。

另外，由于第二压力腔 45 的压力和负载压力 P_{LS} 之压差可以通过改变节流阀 62 的直径而改变，本发明的压力补偿阀具有可选择地提高致动器控制性能的压力补偿特性。

对本发明上述选定的实施例，普通技术人员在不脱离本发明实质和范围情况下可以进行改变、删略和增加，因此可以理解本发明不限于上述的特定实施例，它包括了所附权利要求书范围内的所有可能的实施例并包括了所有等同物。

说 明 书 附 图

图1

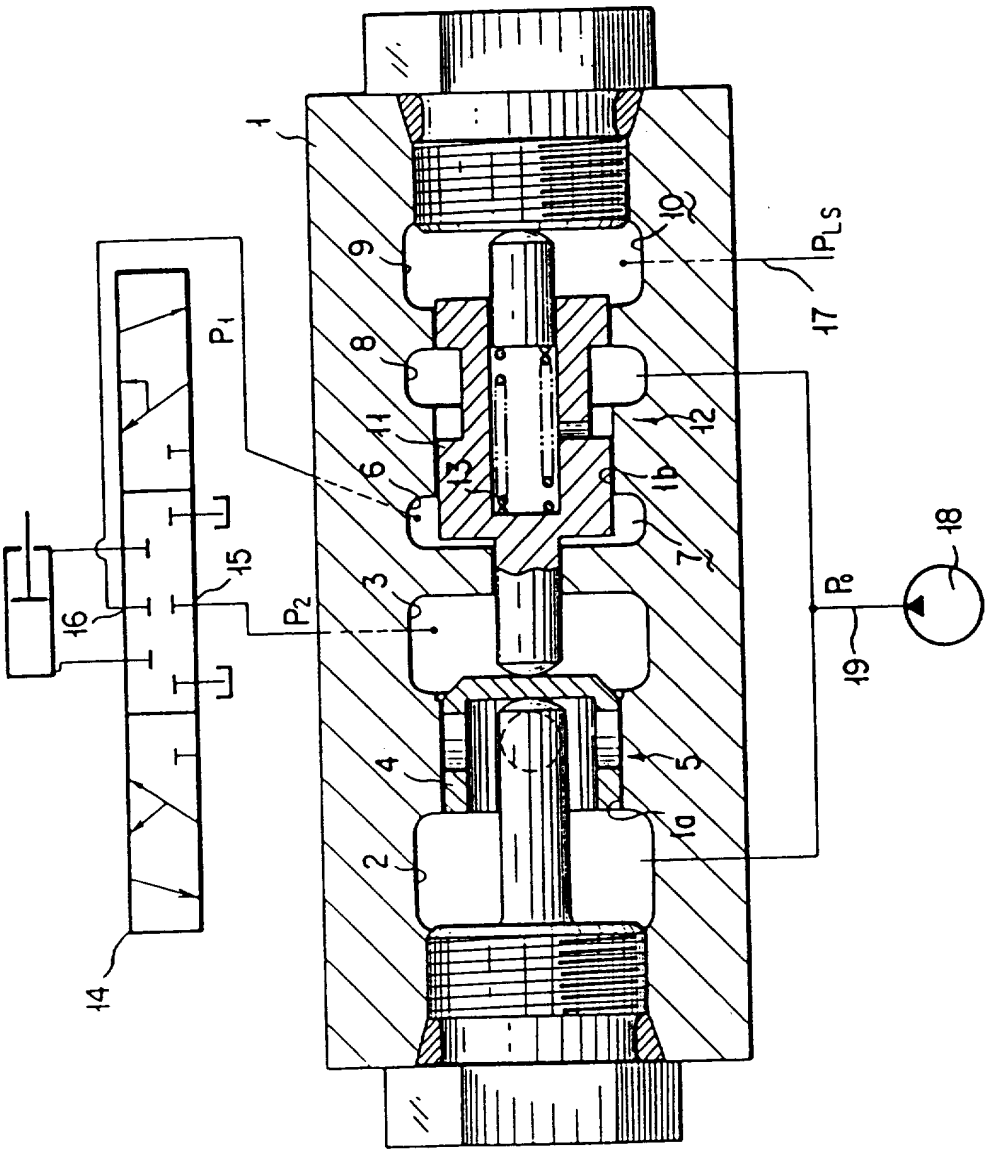


图2

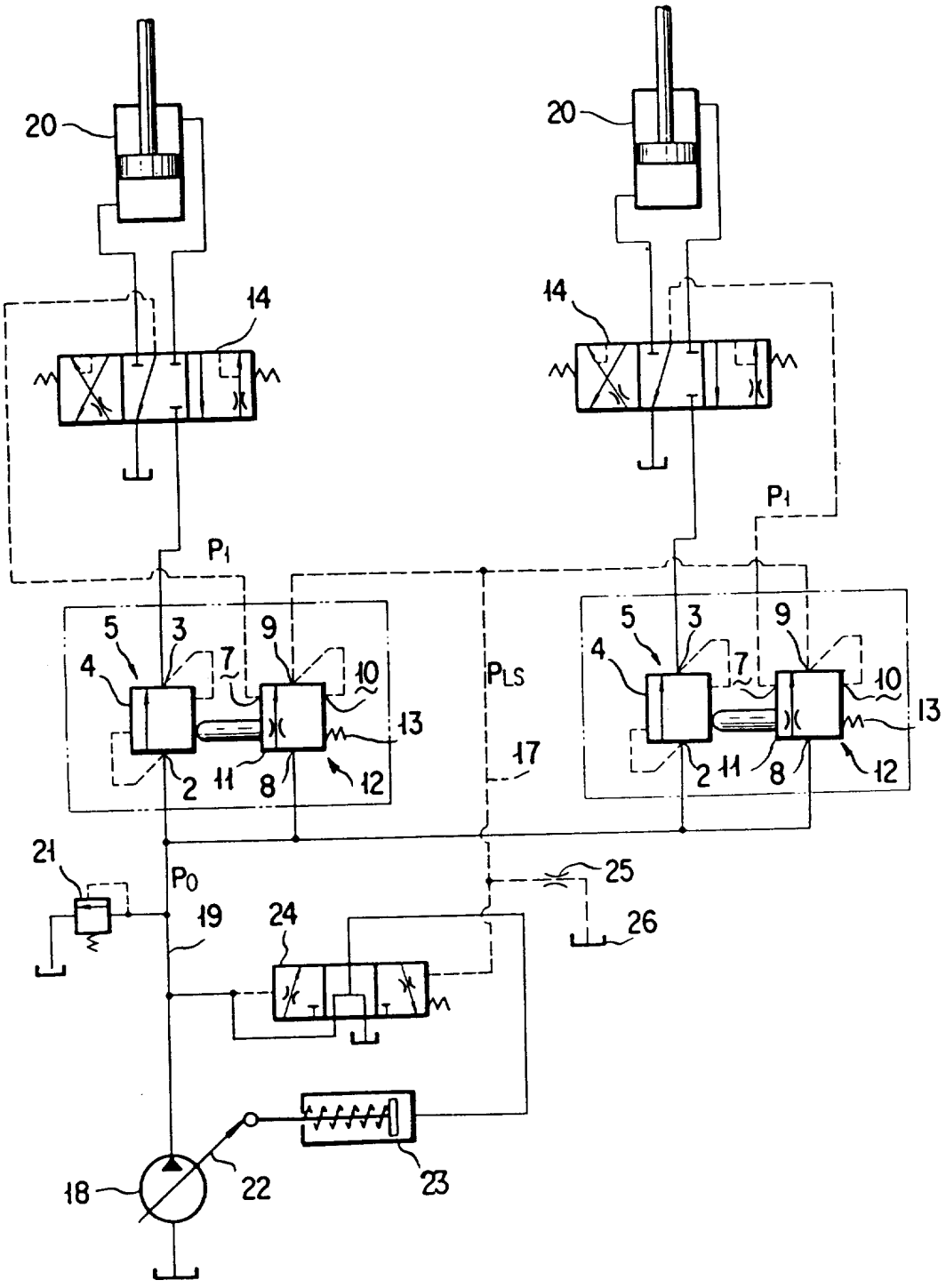
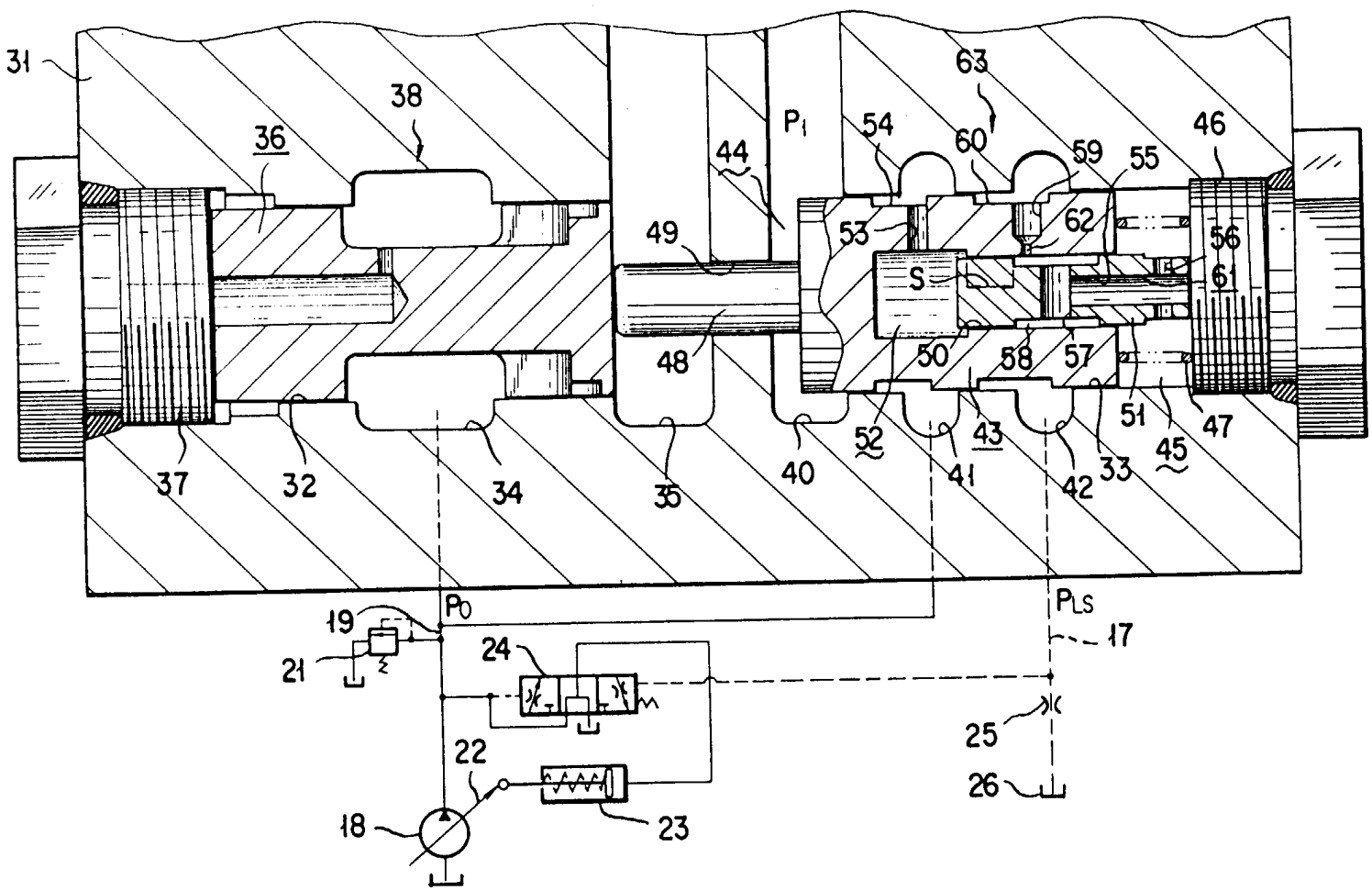

20
20
14
14
P1
P1
5
3
9
4
7
10
13
2
11
8
12
PLS
17
21
P0
19
24
25
26
18
22
23

图3


31
38
36
44
P1
54
63
60
59
55
46
49
53
62
56
S
61
48
50
58
57
51
47
52
43
45
37
32
34
35
40
41
42
33
P0
PLS
19
17
21
24
25
22
26
18
23