



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 109487838 B

(45) 授权公告日 2022. 07. 01

(21) 申请号 201811055879.4

(22) 申请日 2018.09.11

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 109487838 A

(43) 申请公布日 2019.03.19

(30) 优先权数据
2017-176015 2017.09.13 JP

(73) 专利权人 纳博特斯克有限公司
地址 日本东京都

(72) 发明人 岩崎仁 后藤启介

(74) 专利代理机构 北京林达刘知识产权代理事
务所(普通合伙) 11277
专利代理师 刘新宇 张会华

(51) Int.Cl.

E02F 3/42 (2006.01)

E02F 3/43 (2006.01)

E02F 9/22 (2006.01)

(56) 对比文件

JP 2005221026 A, 2005.08.18

JP 2010242796 A, 2010.10.28

JP H1089317 A, 1998.04.07

CN 107061404 A, 2017.08.18

审查员 张芹芹

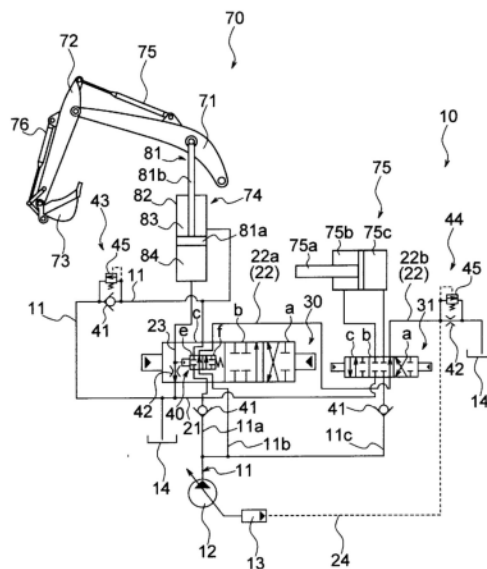
权利要求书1页 说明书11页 附图6页

(54) 发明名称

液压回路

(57) 摘要

本发明提供一种能够能量效率良好地进行动臂等支承构件的动作(特别是下降动作)的液压回路。液压回路(10)包括:选择阀(40),其与头侧室(84)连通,根据来自头侧室(84)的工作油的压力切换油路(11);以及连络路径(23),其使头侧室(84)与杆侧室(83)连通。在来自头侧室(84)的工作油的压力为切换压力以上时,选择阀(40)阻断液压源(12)与杆侧室(83)之间的连通。



1. 一种液压回路,该液压回路与液压源和液压缸连接,该液压源用于向油路供给工作油,该液压缸具有用于支承沿着铅垂方向驱动的支承构件的活塞杆、头侧室以及杆侧室,其中,

该液压回路包括:

选择阀,其与所述头侧室连通,根据来自所述头侧室的所述工作油的压力切换所述油路;以及

连络路径,其使所述头侧室与所述杆侧室连通,

在来自所述头侧室的所述工作油的压力为切换压力以上时,所述选择阀直接阻断所述液压源与所述杆侧室之间的连通。

2. 根据权利要求1所述的液压回路,其中,

在来自所述头侧室的所述工作油的压力低于所述切换压力时,所述选择阀使所述液压源与所述杆侧室连通。

3. 根据权利要求1或2所述的液压回路,其中,

所述连络路径使所述头侧室与油箱通路连通,

所述杆侧室与所述油箱通路连通,经由所述油箱通路及所述连络路径与所述头侧室连通。

4. 根据权利要求1或2所述的液压回路,其中,

在来自所述头侧室的所述工作油的压力为所述切换压力以上时,所述选择阀使所述液压源与旁通通路连通。

5. 根据权利要求4所述的液压回路,其中,

所述液压源是根据所述旁通通路的所述工作油的压力改变所述工作油的供给量的负控制式液压泵。

6. 根据权利要求1或2所述的液压回路,其中,

该液压回路还包括换向阀,该换向阀用于切换所述液压源与所述液压缸之间的所述油路,

所述选择阀设在所述换向阀的内部。

7. 根据权利要求1或2所述的液压回路,其中,

所述支承构件是动臂。

液压回路

技术领域

[0001] 本发明涉及一种与液压缸连接的液压回路。

背景技术

[0002] 液压挖掘机的动臂在重力的影响下大致沿着铅垂方向上下驱动。考虑到这样的动臂的驱动特性,作为与动臂驱动用的液压缸连接的液压回路,提出了各种类型的液压回路。

[0003] 在例如专利文献1中记载的建筑机械的节能装置中,设有用于控制压力油向动臂缸的供给的控制阀(换向阀),并且在与油箱连通的油路设有负控制节流件,在比负控制节流件靠上游侧的位置设置有传感器。在该节能装置的情况下,基于传感器检测到的负控制压力,控制驱动液压泵的发动机的转速,实现节能化。

[0004] 另外,在专利文献2中记载的液压挖掘机的动臂的下降再生回路中,在方向控制阀的动臂下降位置且动臂底侧的油箱返回油路设有节流件,并且在通往动臂杆侧的供给油路设有节流件。并且,设有使油箱返回油路与供给油路连通的再生油路,在该再生油路安装有单向阀。采用该再生回路,在动臂下降动作时,来自动臂底侧的返回油能够利用节流件提高压力之后经由再生油路向动臂杆侧返回,因此能够减少来自液压泵的供给油。

[0005] 另外,在专利文献3中记载的液压回路中,在抵抗动臂下降的力未发挥作用的状态下使动臂下降的情况下,利用第一切换阀打开第一中心旁通油路以减少第一液压泵的喷出量,并且来自伸长侧油室的排出油经由再生回路向缸缩小侧油室供给。另一方面,在抵抗动臂下降的力发挥作用的的情况下,利用第一切换阀关闭第一中心旁通油路以增大泵喷出量。

[0006] 现有技术文献

[0007] 专利文献

[0008] 专利文献1:日本特开2007-333017号公报

[0009] 专利文献2:日本特开平10-089317号公报

[0010] 专利文献3:日本特开平11-247236号公报

发明内容

[0011] 发明要解决的问题

[0012] 在上述的以往的液压回路中,设法抑制了在动臂的下降动作时由液压源(液压泵)供给来的工作油的供给量等,但对于结构的简单化、低成本化及节能化,还具有进一步改良的余地。

[0013] 在如例如专利文献1的节能装置那样基于传感器的检测结果来控制液压泵的工作油的输出的装置中,必须设置传感器,因此装置结构复杂化并且成本升高。另外,在专利文献2的再生回路中,即使在如例如在铲斗处于空中的状态下使动臂下降的情况那样能够利用自重使动臂下降的情况下,也从液压泵向动臂缸(特别是动臂杆侧)供给油。像这样从液压泵向动臂缸供给原本不需要的工作油会造成能量损失,因此不一定能谋求最佳的节能化。另外,在专利文献3的液压回路中,也是,在抵抗动臂下降的力未发挥作用的状态下使动

臂下降的情况下,来自液压泵的压力油供给至动臂缸,造成能量损失。

[0014] 本发明是鉴于上述情况而做成的,其目的在于提供一种能够能量效率良好地进行动臂等支承构件的动作(特别是下降动作)的液压回路。

[0015] 用于解决问题的方案

[0016] 本发明的一技术方案涉及一种液压回路,该液压回路与液压源和液压缸连接,该液压源用于向油路供给工作油,该液压缸具有用于支承沿着铅垂方向驱动的支承构件的活塞杆、头侧室以及杆侧室,其中,该液压回路包括:选择阀,其与头侧室连通,根据来自头侧室的工作油的压力切换油路;以及连络路径,其使头侧室与杆侧室连通,在来自头侧室的工作油的压力为切换压力以上时,选择阀阻断液压源与杆侧室之间的连通。

[0017] 也可以是,在来自头侧室的工作油的压力低于切换压力时,选择阀使液压源与杆侧室连通。

[0018] 也可以是,连络路径使头侧室与油箱通路连通,杆侧室与油箱通路连通,经由油箱通路及连络路径与头侧室连通。

[0019] 也可以是,在来自头侧室的工作油的压力为切换压力以上时,选择阀使液压源与旁通通路连通。

[0020] 也可以是,液压源是根据旁通通路的工作油的压力改变工作油的供给量的负控制式液压泵。

[0021] 也可以是,液压回路还包括换向阀,该换向阀用于切换液压源与液压缸之间的油路,选择阀设在换向阀的内部。

[0022] 也可以是,支承构件是动臂。

[0023] 发明的效果

[0024] 采用本发明,能够能量效率良好地进行动臂等支承构件的动作(特别是下降动作)。

附图说明

[0025] 图1是表示液压回路的回路结构例的回路图,图示了动臂用换向阀配置于中立位置且斗杆用换向阀配置于中立位置的状态。

[0026] 图2是表示液压回路的回路结构例的回路图,图示了动臂用换向阀配置于反向驱动位置且斗杆用换向阀配置于中立位置的状态,图示了动臂处于空中状态的情况。

[0027] 图3是表示液压回路的回路结构例的回路图,图示了动臂用换向阀配置于反向驱动位置且斗杆用换向阀配置于反向驱动位置的状态。

[0028] 图4是表示液压回路的回路结构例的回路图,图示了动臂用换向阀配置于反向驱动位置且斗杆用换向阀配置于中立位置的状态,图示了动臂处于接地状态的情况。

[0029] 图5是表示动臂用换向阀及选择阀的一例的局部剖视图,图示了动臂处于接地状态且动臂用换向阀配置于中立位置的状态。

[0030] 图6是表示动臂用换向阀及选择阀的一例的局部剖视图,图示了动臂处于空中状态且动臂用换向阀配置于反向驱动位置的状态。

[0031] 图7是表示动臂用换向阀及选择阀的一例的局部剖视图,图示了动臂处于接地状态且动臂用换向阀配置于反向驱动位置的状态。

[0032] 图8是表示动臂用换向阀及选择阀的一例的局部剖视图,图示了动臂用换向阀配置于正向驱动位置的状态。

[0033] 附图标记说明

[0034] 10、液压回路;11、油路;11a、主油路;11b、分支油路;11c、分支油路;12、液压源;13、调节器;14、油箱;21、油箱通路;22、旁通通路;22a、第1旁通通路;22b、第2旁通油路;23、连络路径;24、负控制油路;30、动臂用换向阀;31、斗杆用换向阀;40、选择阀;41、止回阀;42、节流件;43、管路安全补给阀;44、排出控制阀;45、压力控制阀;50、滑阀芯;51、主体部;52、油箱连通路;53、第1致动器通路;54、第1上游侧卸载通路;55、第1下游侧卸载通路;56、第2上游侧卸载通路;57、第2下游侧卸载通路;58、桥通路;59、第2致动器通路;60、切换弹簧;70、液压挖掘机;71、动臂;72、斗杆;73、铲斗;74、动臂用液压缸;75、斗杆用液压缸;75a、活塞杆;75b、杆侧室;75c、头侧室;76、铲斗用液压缸;81、活塞杆;81a、活塞部;81b、杆部;82、缸体;83、杆侧室;84、头侧室;a、正向驱动位置;b、中立位置;c、反向驱动位置。

具体实施方式

[0035] 参照附图说明本发明的实施方式。另外,为了便于理解,各附图所示的要素可能包括尺寸和比例等与实际尺寸和比例等不同地示出的要素。

[0036] 以下,说明将本发明应用于液压挖掘机(特别是动臂)的驱动控制用液压回路的情况。其中,本发明能够有效地适用于液压缸的驱动控制用液压回路,该液压缸具有用于支承除动臂以外的沿着铅垂方向驱动的支承构件的活塞杆,本发明的适应对象并不限定于动臂的驱动控制用液压回路。

[0037] 图1~图4是表示本发明的一实施方式的液压回路10的回路结构例的回路图。图1图示了动臂用换向阀30配置于中立位置b且斗杆用换向阀31配置于中立位置b的状态。图2和图4图示了动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c且斗杆用换向阀31配置于中立位置b的状态,图2图示了动臂71处于与铲斗73及斗杆72一起离开地面的状态(以下也称作“空中状态”)的情况,图4图示了动臂71处于经由铲斗73及斗杆72与地面接触的状态(以下也称作“接地状态”)的情况。图3图示了动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c且斗杆用换向阀31配置于反向驱动位置c的状态。

[0038] 另外,在图1~图4中,油路结构以回路图的形态示出,而液压挖掘机70(特别是动臂71、斗杆72及铲斗73等)以外观图的形态示出。因此,在图1~图4中,斗杆用液压缸75以回路图和外观图这两种形态示出,但它们都是指同一斗杆用液压缸75。

[0039] 图1~图4所示的液压回路10与液压源12、动臂用液压缸74及斗杆用液压缸75连接,包括:动臂用换向阀30,其用于切换液压源12与动臂用液压缸74之间的油路11;以及斗杆用换向阀31,其用于切换液压源12与斗杆用液压缸75之间的油路11。在本说明书中,油路11的用语是指供工作油流动的通路的总称,例如后述的分支油路11b、11c、油箱通路21、旁通通路22、连络路径23、负控制油路24及换向阀30、31中的工作油通路也构成油路11。

[0040] 动臂用换向阀30和斗杆用换向阀31由滑阀构成。图1~图4所示的换向阀30、31根据施加于滑阀芯的先导液压来切换油路11,但也可以由其他阀芯(电磁驱动式滑阀等)构成。另外,在液压源12与铲斗用液压缸76之间也设有铲斗用换向阀,但为了使整体结构简单化且便于理解,在图1~图4中省略了铲斗用换向阀,并在以下省略关于铲斗用换向阀及铲

斗用液压缸76的驱动控制的详细说明。其中,铲斗用换向阀及铲斗用液压缸76与油路11之间的连接形态、工作油的供给形态能够与斗杆用换向阀31及斗杆用液压缸75同样。

[0041] 液压源12由用于向油路11供给工作油的可变容量式液压泵构成,能够在调节器13的控制下增大/减少工作油向油路11的供给量。本实施方式的液压源12由负控制式液压泵构成,该负控制式液压泵根据连接于与油箱14连通的旁通通路22(特别是第2旁通油路22b)的负控制油路24的工作油的压力(即,第2旁通油路22b的工作油的压力)来改变工作油的供给量。例如,随着在第2旁通油路22b流动的工作油的流量增大、第2旁通油路22b及负控制油路24的工作油的压力增大,调节器13使来自液压源12的工作油的供给量减少。另一方面,随着在第2旁通油路22b流动的工作油的流量减小、旁通通路22及负控制油路24的工作油的压力减小,调节器13使来自液压源12的工作油的供给量增大。

[0042] 自液压源12延伸的油路11包括朝向动臂用换向阀30延伸的油路11a(以下也称作“主油路”)以及从该主油路11a分支出的两个油路(以下也称作“分支油路”)11b、11c,主油路11a和分支油路11b、11c并列地连接于液压源12。一分支油路11b被期望经由动臂用换向阀30与旁通通路22(特别是第1旁通通路22a)连通,根据动臂用换向阀30的动作状态来控制该分支油路11b与旁通通路22之间的连通及阻断。并且,另一分支油路11c被期望经由斗杆用换向阀31与斗杆用液压缸75连通,根据斗杆用换向阀31的动作状态来控制该分支油路11c与斗杆用液压缸75之间的连通及阻断。

[0043] 动臂用液压缸74具有活塞杆81和缸体82。活塞杆81具有:活塞部81a,其配置在缸体82内;以及杆部81b,其与活塞部81a一体地设置,从缸体82的内侧延伸至外侧。动臂71旋转自如地连结于杆部81b的一顶端部,活塞杆81从铅垂方向下方支承动臂71。通过增大活塞杆81自缸体82的突出量来驱动动臂71上升,通过减小活塞杆81自缸体82的突出量来驱动动臂71下降。缸体82的内部空间借助活塞部81a被分隔成杆侧室83和头侧室84。活塞部81a被设为:以避免工作油在缸体82内的杆侧室83和头侧室84之间泄漏的方式将杆侧室83和头侧室84分别密封,并且能够在缸体82内移动。

[0044] 斗杆用液压缸75基本上与上述动臂用液压缸74同样地构成,具有被设为能够移动的活塞杆75a以及容量可变的杆侧室75b及头侧室75c。另外,对于铲斗用液压缸76,虽然回路图的图示被省略,但基本上与上述动臂用液压缸74及斗杆用液压缸75同样地构成,具有被设为能够移动的活塞杆以及容量可变的杆侧室及头侧室。

[0045] 在本实施方式的液压回路10(特别是动臂用换向阀30)设有连络路径23,在动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c的状态下,头侧室84和杆侧室83借助连络路径23连通。即,头侧室84经由形成于动臂用换向阀30的连络路径23与连接于油箱14的油箱通路21连通。另一方面,杆侧室83不经由动臂用换向阀30地与油箱通路21连通。因而,杆侧室83和头侧室84与动臂用换向阀30的驱动状态相应地经由油箱通路21和连络路径23相互连通,或者彼此的连通被阻断。

[0046] 在油箱通路21与杆侧室83之间的油路11设有管路安全补给阀(日文:ラインリーフメイクアップ弁)43。管路安全补给阀43包括止回阀41和压力控制阀45,止回阀41和压力控制阀45并列地设于油箱通路21侧的油路11及杆侧室83侧的油路11。管路安全补给阀43的止回阀41容许工作油从油箱通路21侧朝向杆侧室83侧流通,但不容许工作油从杆侧室83侧朝向油箱通路21侧流通。管路安全补给阀43的压力控制阀45在杆侧室83侧的油路11的工作

油的压力大于规定的开阀压力时使杆侧室83侧的油路11与油箱通路21侧的油路11连通,但在杆侧室83侧的油路11的工作油的压力为规定的开阀压力以下时阻断杆侧室83侧的油路11与油箱通路21侧的油路11之间的连通。

[0047] 在油箱通路21侧的油路11的工作油的压力大于杆侧室83侧的油路11的工作油的压力的情况下,工作油从油箱通路21侧的油路11经由管路安全补给阀43的止回阀41向杆侧室83侧的油路11流入。另一方面,在杆侧室83侧的油路11的工作油的压力大于油箱通路21侧的油路11的工作油的压力且小于管路安全补给阀43的压力控制阀45的开阀压力的情况下,杆侧室83侧的油路11与油箱通路21侧的油路11之间的工作油的流通被管路安全补给阀43阻断。并且,在杆侧室83侧的油路11的工作油的压力大于油箱通路21侧的油路11的工作油的压力且大于管路安全补给阀43的压力控制阀45的开阀压力的情况下,压力控制阀45打开,工作油从杆侧室83侧的油路11向油箱通路21侧的油路11流入。

[0048] 像这样,管路安全补给阀43兼具以下两种功能,即:防止逆流并且从油箱通路21侧的油路11向杆侧室83侧的油路11供给工作油的功能、以及在杆侧室83侧的油路11的工作油的压力过大时从杆侧室83侧的油路11向油箱通路21侧的油路11释放工作油以防止杆侧室83的工作油的压力过大的功能。因而,管路安全补给阀43的压力控制阀45的开阀压力基于杆侧室83及杆侧室83侧的油路11的工作油的容许压力的上限决定。

[0049] 如上述那样,杆侧室83经由管路安全补给阀43与油箱通路21连通。另一方面,在动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c的情况下,连络路径23使头侧室84与油箱通路21连通。因而,在动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c的情况下,头侧室84和杆侧室83经由包括连络路径23及油箱通路21的油路11以及管路安全补给阀43相互连通。特别是,通过设置管路安全补给阀43,能够根据从头侧室84经由连络路径23排出至油箱通路21的工作油的压力与杆侧室83内的工作油的压力之间的大小关系、以及杆侧室83内的工作油的压力的大小来适当地调整油箱通路21(因而,头侧室84)与杆侧室83之间的工作油的流动。

[0050] 液压回路10还具有选择阀40。在图1~图4所示的液压回路10中,在动臂用换向阀30的内部设有选择阀40。在动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c的状态下,选择阀40经由油路11(特别是连络路径23)与头侧室84连通,根据来自头侧室84的工作油的压力(在图1~图4中为连络路径23的工作油的压力)来切换油路11。例如在从头侧室84向选择阀40供给的工作油的压力(即,连络路径23的工作油的压力)为规定的切换压力以上时,选择阀40阻断液压源12与杆侧室83之间的连通(参照图2中的附图标记“e”)。另一方面,在从头侧室84向选择阀40供给的工作油的压力(即,连络路径23的工作油的压力)低于切换压力时,选择阀40使液压源12与杆侧室83连通(参照图4中的附图标记“f”)。

[0051] 并且,选择阀40在来自头侧室84的工作油的压力为切换压力以上时(参照图2中的附图标记“e”)使液压源12与旁通通路22(特别是第1旁通通路22a)连通,在来自头侧室84的工作油的压力低于切换压力时阻断液压源12与旁通通路22之间的连通(参照图4中的附图标记“f”)。旁通通路22是与油箱14连通的油路11。其中,与旁通通路22连接的油箱14和与上述油箱通路21连接的油箱14由相同的油箱构成。在图1~图4所示的旁通通路22设有斗杆用换向阀31,旁通通路22被划分为比斗杆用换向阀31靠上游侧的第1旁通通路22a和比斗杆用换向阀31靠下游侧的第2旁通油路22b。第1旁通通路22a的两端部分别利用动臂用换向阀30和斗杆用换向阀31控制开闭。另外,第2旁通油路22b的一端部与斗杆用换向阀31连接,另一

端部与油箱14连接。第2旁通油路22b的一端部利用斗杆用换向阀31控制开闭。

[0052] 在图1~图4所示的液压回路10还适当地设有止回阀41、节流件42、压力控制阀45及其他器具。例如在主油路11a和分支油路11c设有止回阀41。另外,在连络路径23设有节流件42,该节流件42设在连络路径23的比与选择阀40连接的部位靠下游侧(即,油箱14侧)的位置。因而,基于选择阀40进行的油路11(参照图1~图4所示的附图标记“e”及“f”)的切换根据压力因设于连络路径23的节流件42而升高了的连络路径23的工作油的压力进行。另外,在第2旁通油路22b设有具有节流件42及压力控制阀45的排出控制阀44。排出控制阀44的节流件42设在第2旁通油路22b的比与负控制油路24连接的部位靠下游侧(即,油箱14侧)的位置。因而,基于调节器13进行的液压源12的控制根据压力因设于第2旁通油路22b的节流件42而升高了的负控制油路24的工作油的压力进行。排出控制阀44的压力控制阀45根据第2旁通油路22b的工作油的压力进行开闭,在第2旁通油路22b的工作油的压力大于规定的开阀压力时打开,使朝向油箱14去的工作油的流量增大。

[0053] 接着,说明上述液压回路10的动作。

[0054] 首先,说明如图1所示那样动臂用换向阀30和斗杆用换向阀31都配置在中立位置b的情况。在该情况下,液压源12与动臂用液压缸74之间的连通被动臂用换向阀30阻断,液压源12与斗杆用液压缸75之间的连通被斗杆用换向阀31阻断。即,动臂用换向阀30阻断头侧室84与油箱通路21之间的连通,阻断杆侧室83与液压源12(特别是主油路11a)之间的连通,使分支油路11b与第1旁通通路22a连通。并且,斗杆用换向阀31阻断斗杆用液压缸75的杆侧室75b与油箱通路21之间的连通,阻断斗杆用液压缸75的头侧室75c与分支油路11c之间的连通,使第1旁通通路22a与第2旁通油路22b连通。

[0055] 在该情况下,液压源12经由分支油路11b与第1旁通通路22a连接,第1旁通通路22a经由斗杆用换向阀31与第2旁通油路22b连接。因此,液压源12经由分支油路11b及旁通通路22与油箱14及负控制油路24连通。因而,在动臂用换向阀30和斗杆用换向阀31被配置于中立位置b的最初的时候,在旁通通路22流动的工作油的量增大,负控制油路24的工作油的压力上升。因此,液压源12在调节器13的控制下抑制工作油的供给量。由此,在旁通通路22流动的工作油的量减少,负控制油路24的工作油的压力降低,谋求节能化。

[0056] 接着,说明如图2所示那样动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c、斗杆用换向阀31配置于中立位置b且动臂71与铲斗73及斗杆72一起处于空中状态的情况。在该情况下,头侧室84与连络路径23连通,经由该连络路径23与油箱通路21连通。另外,活塞杆81在重力的影响下且因动臂71等的重量而下降,头侧室84内的工作油的压力增大,与头侧室84连通的连络路径23的工作油的压力成为选择阀40的切换压力以上。因此,选择阀40成为图1~图4中的附图标记“e”所示的状态,阻断液压源12(特别是主油路11a)与杆侧室83之间的连通,并且,使液压源12经由分支油路11b与第1旁通通路22a连通。另一方面,斗杆用换向阀31阻断斗杆用液压缸75的杆侧室75b与油箱通路21之间的连通,阻断斗杆用液压缸75的头侧室75c与分支油路11c之间的连通,使第1旁通通路22a与第2旁通油路22b连通。

[0057] 在该情况下,从头侧室84排出的高压的工作油经由连络路径23及油箱通路21朝向油箱14流动,并且经由连络路径23、油箱通路21及管路安全补给阀43(特别是止回阀41)向动臂用液压缸74供给(即,再生)。由此,容积随着活塞部81a的下降而增大的杆侧室83的工作油的量及压力的不足得到补偿,动臂71能够利用自重进行下降。另一方面,从液压源12喷

出的工作油经由旁通通路22朝向油箱14输送,来自负控制式液压源12的工作油的供给量被抑制得较低,能够谋求节能化。

[0058] 接着,说明如图3所示那样动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c、斗杆用换向阀31也配置于反向驱动位置c且动臂71与铲斗73及斗杆72一起处于空中状态的情况。在该情况下,与上述图2所示的情况同样地,头侧室84经由连络路径23与油箱通路21连通,连络路径23的工作油的压力成为选择阀40的切换压力以上,选择阀40成为图1~图4中的附图标记“e”所示的状态。因而,动臂用换向阀30阻断杆侧室83与液压源12(特别是主油路11a)之间的连通,并且,使液压源12经由分支油路11b与旁通通路22连通。另一方面,斗杆用换向阀31使杆侧室75b与油箱通路21连通,使头侧室75c与液压源12(特别是分支油路11c)连通,阻断第1旁通通路22a与第2旁通油路22b之间的连通。

[0059] 在该情况下,从头侧室84排出的高压的工作油与上述图2所示的情况同样地经由连络路径23、油箱通路21及管路安全补给阀43向动臂用液压缸74供给,动臂71利用自重进行下降。另一方面,从液压源12喷出的工作油的一部分经由分支油路11c向头侧室75c供给。并且,从杆侧室75b排出的工作油被向油箱通路21输送,之后,向油箱14排出,或者经由管路安全补给阀43向杆侧室83供给。像这样,动臂用液压缸74的驱动能够利用动臂71等的自重,并且能够利用从头侧室84及杆侧室75b排出的高压的工作油,可以不将来自液压源12的工作油用于斗杆用液压缸75的驱动。因而,能够将来自液压源12新供给的工作油高效地利用于斗杆用液压缸75的驱动,能够谋求节能化。另外,第2旁通油路22b被斗杆用换向阀31阻断,因此在第2旁通油路22b流动的工作油的量减小,负控制油路24的工作油的压力降低,负控制式液压源12增大工作油的供给量。由此,能够经由分支油路11c向头侧室75c供给足够量及足够压力的工作油。

[0060] 接着,说明如图4所示那样动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c、斗杆用换向阀31配置于中立位置b且动臂71借助铲斗73及斗杆72而处于接地状态的情况。在该情况下,头侧室84与连络路径23连通,经由该连络路径23与油箱通路21连通。但是,动臂71处于接地状态,因此,对于活塞杆81的下降驱动,基本上无法利用动臂71等的重量。因而,头侧室84内的工作油的压力比较小,与头侧室84连通的连络路径23的工作油的压力小于选择阀40的切换压力。因此,选择阀40成为图4中的附图标记“f”所示的状态,使液压源12经由主油路11a与杆侧室83连通,并且,阻断液压源12(特别是分支油路11b)与旁通通路22(特别是第1旁通通路22a)之间的连通。另一方面,斗杆用换向阀31阻断斗杆用液压缸75的杆侧室75b与油箱通路21之间的连通,阻断斗杆用液压缸75的头侧室75c与分支油路11c之间的连通,使第1旁通通路22a与第2旁通油路22b连通。

[0061] 在液压回路10为上述的图4所示的状态的情况下,从液压源12喷出的工作油被供给至杆侧室83,杆侧室83内的工作油的压力大于头侧室84内的工作油的压力,活塞部81a受到向下方的力,动臂71下降。头侧室84经由连络路径23与油箱通路21连通,但由于从头侧室84排出的工作油的压力小于杆侧室83内的工作油的压力,因此工作油不会从头侧室84向杆侧室83输送。因此,从头侧室84排出的工作油经由连络路径23及油箱通路21向油箱14输送。另外,利用管路安全补给阀43的止回阀41防止工作油从杆侧室83朝向油箱14、油箱通路21及头侧室84逆流。另外,液压源12与旁通通路22(特别是第1旁通通路22a)之间的连通被动臂用换向阀30阻断。因此,在第2旁通油路22b流动的工作油的量减少,负控制油路24的工作

油的压力降低,负控制式液压源12增大工作油的供给量。由此,能够经由主油路11a向杆侧室83供给足够量及足够压力的工作油。

[0062] 另外,虽然省略了详细的说明,但在动臂用换向阀30配置于正向驱动位置a时,液压源12经由主油路11a与动臂用液压缸74的头侧室84连通,动臂用液压缸74的杆侧室83与油箱通路21连通,分支油路11b与第1旁通通路22a之间的连通被阻断。在该情况下,从液压源12喷出的工作油供给至头侧室84,从杆侧室83排出的工作油向油箱通路21流出,动臂71与活塞杆81一起上升。另一方面,在斗杆用换向阀31配置于正向驱动位置a时,液压源12经由分支油路11c与斗杆用液压缸75的杆侧室75b连通,斗杆用液压缸75的头侧室75c与油箱通路21连通,第1旁通通路22a与第2旁通油路22b之间的连通被阻断。在该情况下,从液压源12喷出的工作油供给至杆侧室75b,从头侧室75c排出的工作油向油箱通路21流出,活塞杆75a的突出量减小,斗杆72以与动臂71的连结部位为支点向上升方向摆动。并且,旁通通路22被动臂用换向阀30和/或斗杆用换向阀31阻断,负控制式液压源12增大工作油的供给量,能够向头侧室84和/或杆侧室75b供给足够量及足够压力的工作油。

[0063] 接着,说明动臂用换向阀30和选择阀40的具体的结构例。

[0064] 图5~图8是表示动臂用换向阀30和选择阀40的一例的局部剖视图。图5图示了动臂71处于接地状态且动臂用换向阀30配置于中立位置b的状态。图6图示了动臂71处于空中状态且动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c的状态。图7图示了动臂71处于接地状态且动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c的状态。图8图示了动臂用换向阀30配置于正向驱动位置a的状态。另外,图5~图8所示的动臂用换向阀30和选择阀40不一定与上述图1~图4所示的动臂用换向阀30和选择阀40在构造上和功能上严格地一致,但与图1~图4所示的动臂用换向阀30和选择阀40大致对应。因而,如果是本领域技术人员,则能够基于以下的说明充分地理解图5~图8所示的动臂用换向阀30和选择阀40的构造及功能。

[0065] 图5~图8所示的动臂用换向阀30包括滑阀芯50和主体部51,该滑阀芯50以滑动自如的方式保持在该主体部51的内侧。选择阀40以滑动自如的方式设在滑阀芯50的内部。在滑阀芯50形成有多个台肩部和多个缺口部(包括连接滑阀芯50内的用于收纳选择阀40的槽部和滑阀芯50的外部的孔部),根据滑阀芯50相对于主体部51的相对滑动位置切换油路11。在选择阀40也形成有多个台肩部和多个缺口部,根据选择阀40相对于滑阀芯50的相对滑动位置切换油路11。

[0066] 在主体部51形成有与油箱通路21连通的油箱连通路52、与杆侧室83连通的第1致动器通路53、与液压源12连通的桥通路58、与分支油路11b连通的第1上游侧卸载通路54及第2上游侧卸载通路56、与第1旁通通路22a连通的第1下游侧卸载通路55及第2下游侧卸载通路57、以及与头侧室84连通的第2致动器通路59。另外,虽然省略了图示,但在主体部51的隔着第2致动器通路59与桥通路58相反的一侧(图5~图8中的右侧)还形成有与油箱14连通的油箱连通路。

[0067] 在滑阀芯50还形成有连络路径23。连络路径23的一端部(图5~图8中的左侧端部)与选择阀40的一端部(图5~图8中的右侧端部)连通,连络路径23的另一端部(图5~图8中的右侧端部)与形成于滑阀芯50的缺口部连通。在选择阀40的另一端部(图5~图8中的左侧端部)设有切换弹簧60(弹性体)。如后述那样,选择阀40的滑动位置根据来自连络路径23的工作油作用于选择阀40的一端部的力和切换弹簧60作用于选择阀40的另一端部的弹性力

决定。因而,在没有从连络路径23向选择阀40的一端部供给工作油的状态、来自连络路径23的工作油作用于选择阀40的一端部的力小于切换弹簧60施加于选择阀40的另一端部的弹性力的状态下,选择阀40被切换弹簧60推压而配置于图5~图8中的右侧位置。

[0068] 在例如动臂用换向阀30配置于中立位置b的情况下(参照图1),动臂用换向阀30和选择阀40如图5所示那样配置。即,借助滑阀芯50的台肩部阻断杆侧室83与桥通路58及油箱连通路52之间的连通,阻断第2致动器通路59与桥通路58及油箱连通路(未图示)之间的连通。另一方面,第1上游侧卸载通路54和第1下游侧卸载通路55经由滑阀芯50的缺口部及选择阀40的缺口部而相互连通,第2上游侧卸载通路56和第2下游侧卸载通路57经由滑阀芯50的缺口部而相互连通。因而,来自液压源12的工作油不会供给至杆侧室83和头侧室84中的任一者,而是经由分支油路11b流入第1上游侧卸载通路54及第2上游侧卸载通路56,经由第1下游侧卸载通路55及第2下游侧卸载通路57向第1旁通通路22a流出。

[0069] 另外,在动臂用换向阀30配置于中立位置b的情况下,连络路径23经由第2致动器通路59与头侧室84连通。因而,来自头侧室84的工作油经由第2致动器通路59流入连络路径23,选择阀40的滑动位置根据连络路径23的工作油的压力决定。在图5中图示了这样的情况:动臂71处于接地状态,从头侧室84流入连络路径23的工作油的压力较低,选择阀40被切换弹簧60推压而配置在右侧。但是,在动臂71处于空中状态且从头侧室84流入连络路径23的工作油的压力较高的情况下,选择阀40被来自连络路径23的工作油推压而配置在左侧。在该情况下,也是,杆侧室83与桥通路58及油箱连通路52之间的连通被阻断,第2致动器通路59与桥通路58及油箱连通路(未图示)之间的连通被阻断,第1上游侧卸载通路54和第1下游侧卸载通路55经由滑阀芯50的缺口部及选择阀40的缺口部而相互连通,第2上游侧卸载通路56和第2下游侧卸载通路57经由滑阀芯50的缺口部而相互连通。

[0070] 另一方面,在动臂71处于空中状态且动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c的情况下(参照图2及图3),动臂用换向阀30和滑阀芯50如图6所示那样配置。即,滑阀芯50在先导压力的作用下配置在比图5所示的位置靠右侧的位置。并且,来自头侧室84的工作油经由第2致动器通路59流入连络路径23,推压选择阀40使切换弹簧60压缩,使选择阀40配置在图6中的左侧的位置。由此,第1致动器通路53与桥通路58之间的连通被滑阀芯50的台肩部阻断。并且,第2致动器通路59与桥通路58之间的连通被滑阀芯50的台肩部阻断,并且第2致动器通路59经由滑阀芯50的缺口部及连络路径23与油箱连通路(未图示)连接。另一方面,第1上游侧卸载通路54和第1下游侧卸载通路55经由滑阀芯50的缺口部及选择阀40的缺口部而相互连通,第2上游侧卸载通路56和第2下游侧卸载通路57经由滑阀芯50的缺口部而相互连通。因而,来自液压源12的工作油不会供给至杆侧室83和头侧室84中的任一者,而是从分支油路11b流入第1上游侧卸载通路54及第2上游侧卸载通路56,经由第1下游侧卸载通路55及第2下游侧卸载通路57向第1旁通通路22a流出。另一方面,从头侧室84排出的工作油经由连络路径23流入油箱连通路(未图示),从该油箱连通路流入图6中的附图标记52所示的油箱连通路,从该油箱连通路52经由第1致动器通路53向杆侧室83供给(再生)。

[0071] 另外,在动臂71处于接地状态且动臂用换向阀30配置于反向驱动位置c的情况下(参照图4),动臂用换向阀30和滑阀芯50如图7所示那样配置。即,滑阀芯50在先导压力的作用下配置于在相对于主体部51而言时与图6所示的位置基本相同的位置。但是,从头侧室84经由第2致动器通路59流入连络路径23的工作油施加于选择阀40的力小于切换弹簧60施加

于选择阀40的力,因此选择阀40被切换弹簧60推压而配置在图7中的右侧位置。由此,第1致动器通路53经由滑阀芯50的缺口部及选择阀40的缺口部与桥通路58连通。并且,第2致动器通路59与桥通路58之间的连通被滑阀芯50的台肩部阻断,并且第2致动器通路59经由滑阀芯50的缺口部及连络路径23与油箱连通路(未图示)连接。另一方面,第1上游侧卸载通路54与第1下游侧卸载通路55之间的连通被滑阀芯50的台肩部及选择阀40的台肩部阻断,第2上游侧卸载通路56与第2下游侧卸载通路57之间的连通被滑阀芯50的台肩部阻断。因而,来自液压源12的工作油经由桥通路58及第1致动器通路53供给至杆侧室83,分支油路11b与第1旁通通路22a之间的连通被阻断。另一方面,从头侧室84排出的工作油经由连络路径23流入油箱连通路(未图示),从该油箱连通路朝向未图示的油箱(参照图1~图4中的附图标记“14”)流动。

[0072] 另外,在动臂用换向阀30配置于正向驱动位置a的情况下,动臂用换向阀30和滑阀芯50如图8所示那样配置。即,滑阀芯50在先导压力的作用下配置在比图5所示的位置靠左侧的位置。由此,杆侧室83经由第1致动器通路53及油箱连通路52与油箱通路21连通,头侧室84经由桥通路58及第2致动器通路59与液压源12连通,第1上游侧卸载通路54和第2上游侧卸载通路56分别与第1下游侧卸载通路55和第2下游侧卸载通路57之间的连通被阻断。

[0073] 如以上所述,采用上述液压回路10、动臂用换向阀30及选择阀40,在驱动处于空中状态的动臂71下降时,从头侧室84排出的高压的工作油供给至杆侧室83,不从液压源12向动臂用液压缸74供给新的工作油。因而,能够有效地利用动臂71等的势能,并且能量效率良好地进行动臂的下降动作。

[0074] 另外,在来自头侧室84的工作油的压力低于选择阀40的切换压力时,选择阀40使液压源12与杆侧室83连通(参照图4)。在该情况下,即使无法利用动臂71等的重量使活塞杆81下降,也会因为从液压源12向杆侧室83供给工作油(压力油)而能够使包括活塞部81a的活塞杆81下降。因而,即使在例如液压挖掘机70的铲斗73下降而接地且来自头侧室84的工作油的压力低于选择阀40的切换压力的情况下,也会因为从液压源12供给至杆侧室83的工作油而能够使活塞杆81下降,因此能够高效地进行利用铲斗73压紧地面、抬起液压挖掘机70的机身的作业。

[0075] 另外,本发明并不限定于上述实施方式及变形例。

[0076] 例如,在上述实施方式中,在动臂用换向阀30的内侧设置选择阀40,动臂用换向阀30和选择阀40一体地构成,但也可以在动臂用换向阀30的外侧设置选择阀40,将动臂用换向阀30和选择阀40彼此分开地构成。

[0077] 另外,在图1~图4中主要图示了与动臂用液压缸74及斗杆用液压缸75连接的液压回路10,但铲斗用液压缸76、构成液压挖掘机70的其他液压式致动器(例如,用于驱动车轮(履带)的行驶用液压马达、用于驱动比履带靠上方的构造体旋转的旋转用液压马达)也可以与液压回路10连接。所述液压式致动器与液压回路10的连接形态并不特别限定。也可以是,例如使自液压源12延伸的油路分支,使彼此并列地连接于液压源12的这些分支油路经由滑阀等换向阀与各液压式致动器连接。另外,也可以是,将从与油箱14连通的旁通通路(参照图1~图4中的附图标记“22”)分支出的油路经由换向阀与各液压式致动器连接。

[0078] 另外,也可以对上述实施方式及变形例的各要素施加各种变形。包括除上述构成要素以外的构成要素的形态也能够包含在本发明的实施方式中。并且,不包括上述构成要

素中的一部分要素的形态也能够包含在本发明的实施方式中。并且,包括本发明的某一实施方式所包括的一部分构成要素和本发明的另一实施方式所包括的一部分构成要素的形态也能够包含在本发明的实施方式中。因而,上述实施方式及变形例以及上述以外的本发明的各实施方式所包括的构成要素可以组合,这样的组合形态也能够包含在本发明的实施方式中。另外,由本发明取得的效果也不限于上述效果,还能够发挥与各实施方式的具体结构相对应的特有的效果。像这样,能够在不脱离本发明的技术思想及宗旨的范围内对权利要求书、说明书、摘要以及附图中记载的各要素实施各种追加、变更及局部删除。

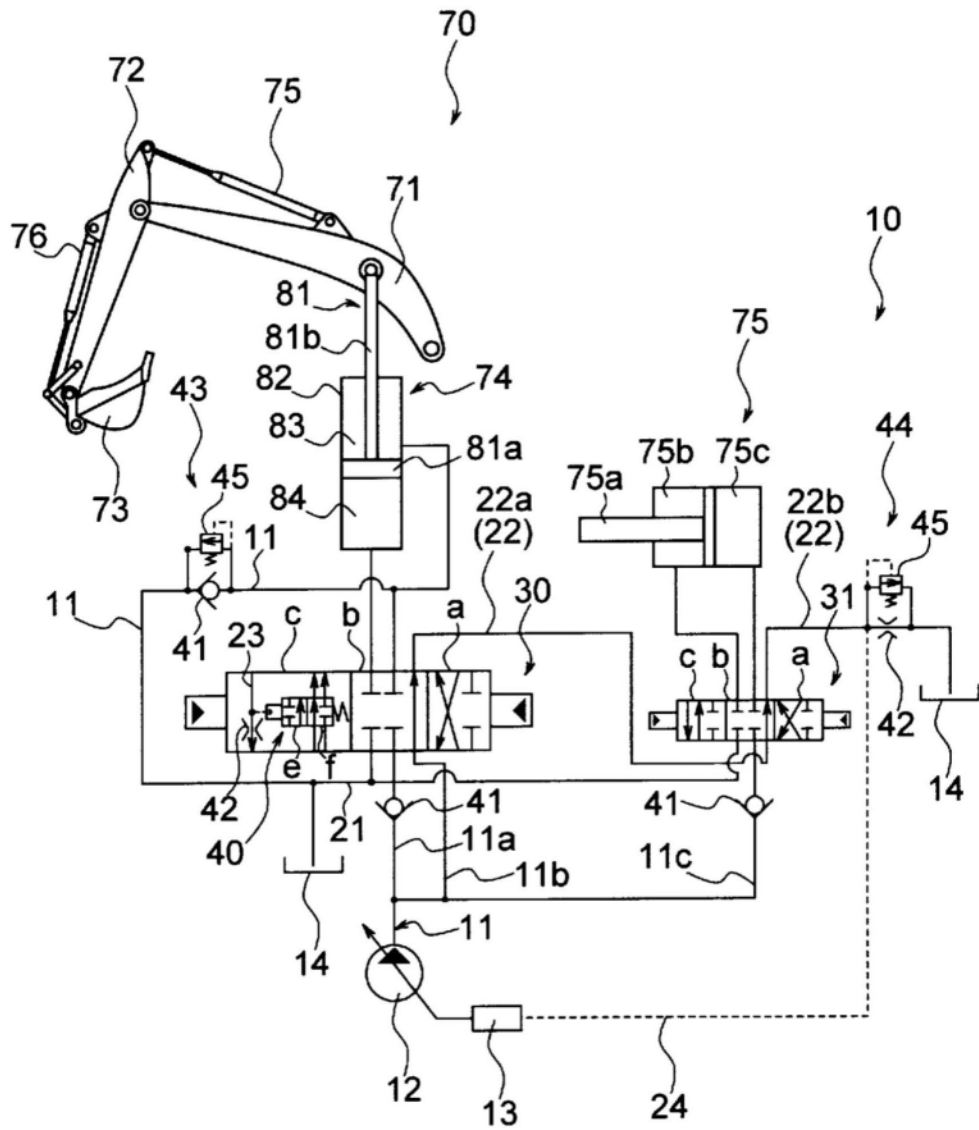


图1

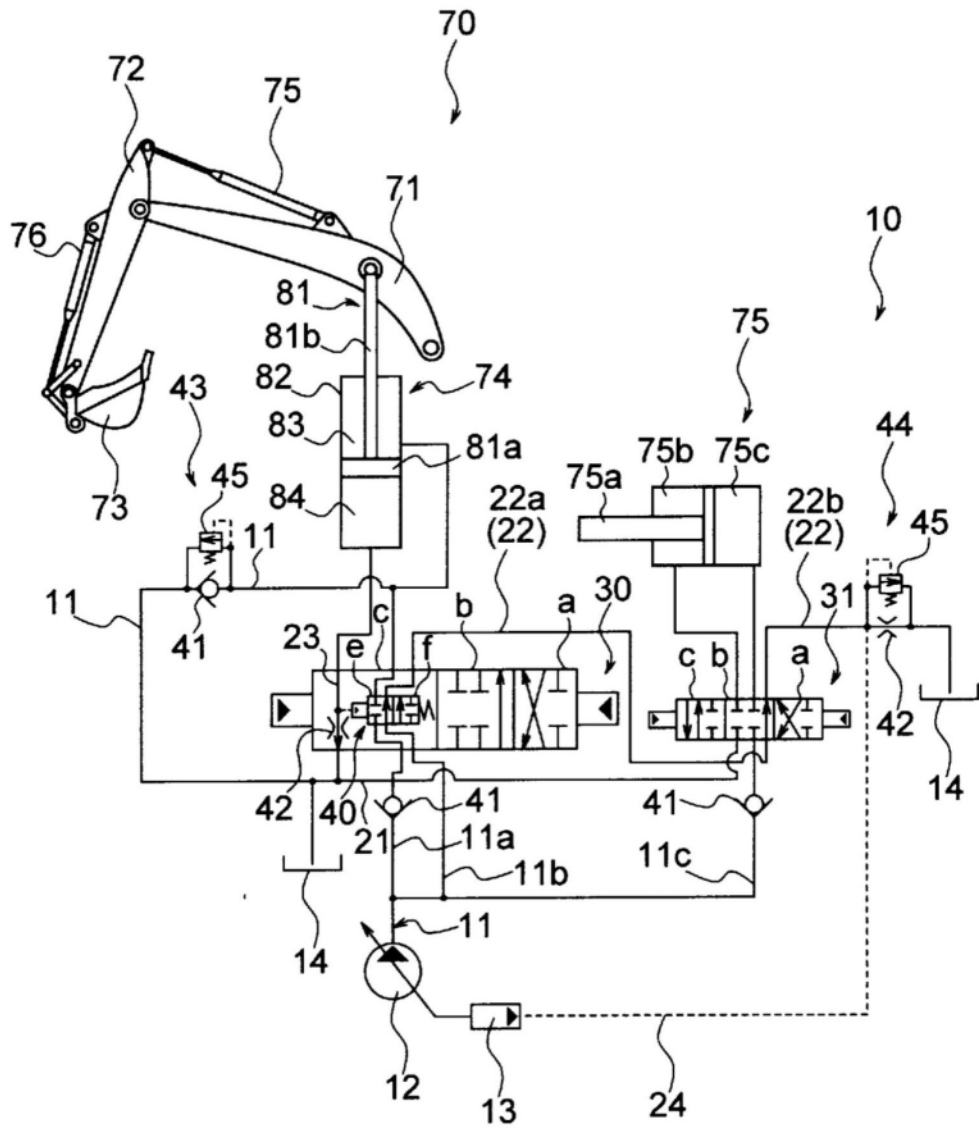


图2

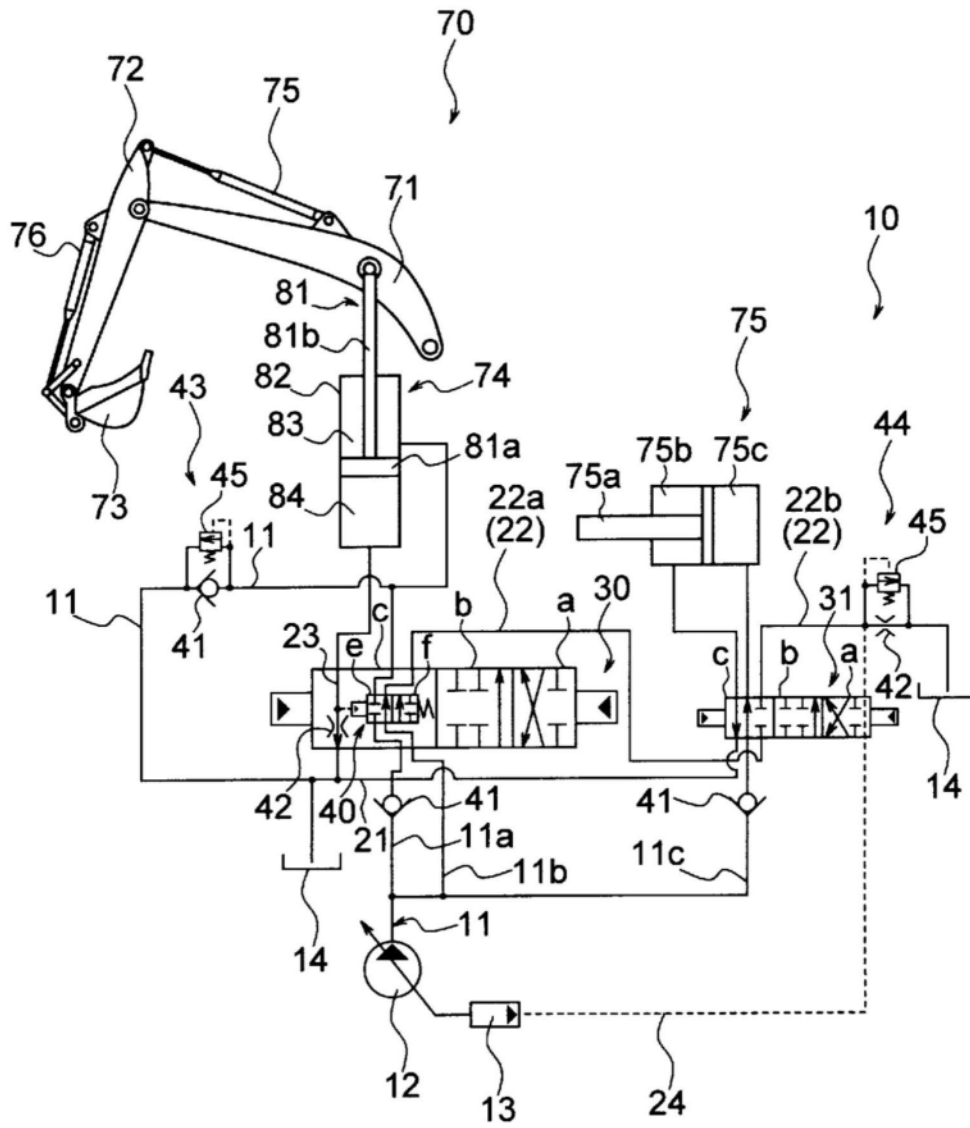


图3

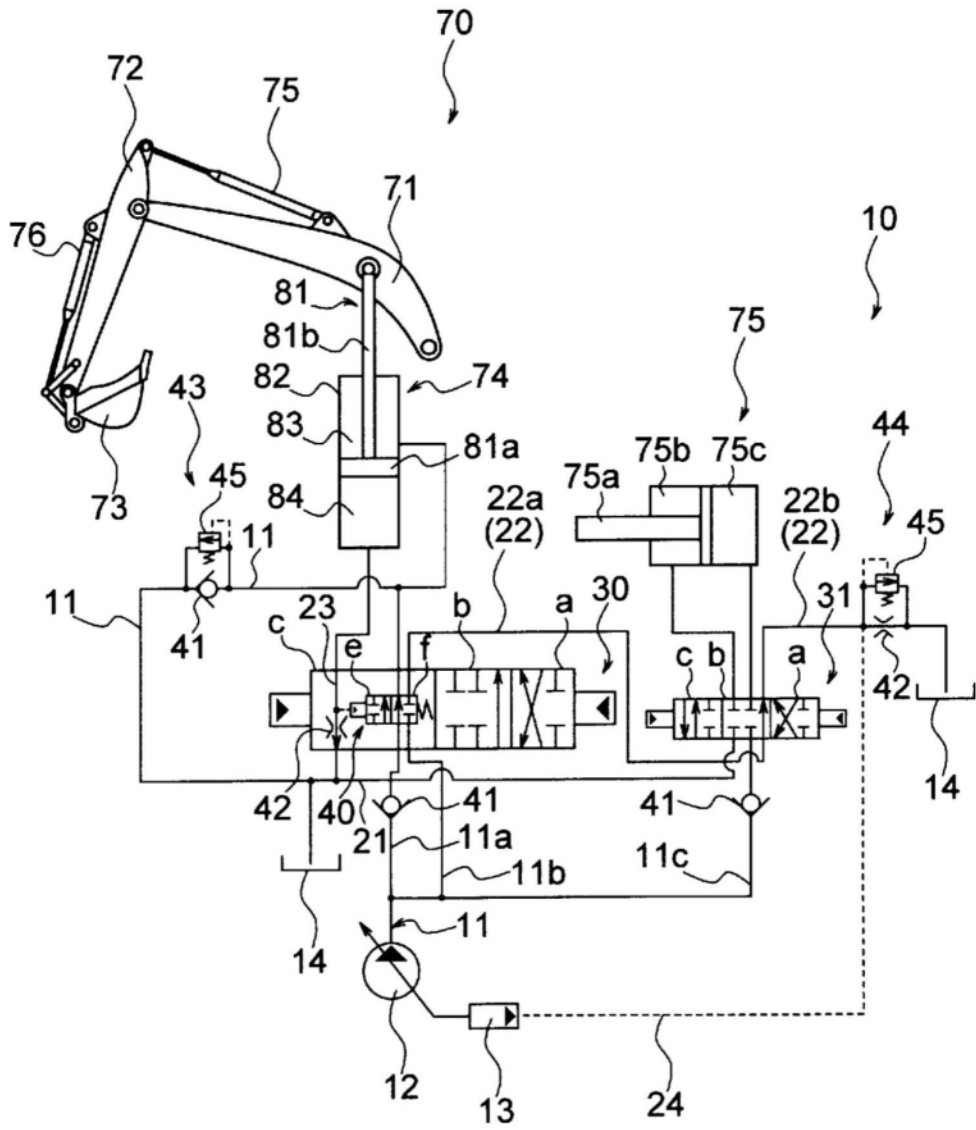


图4

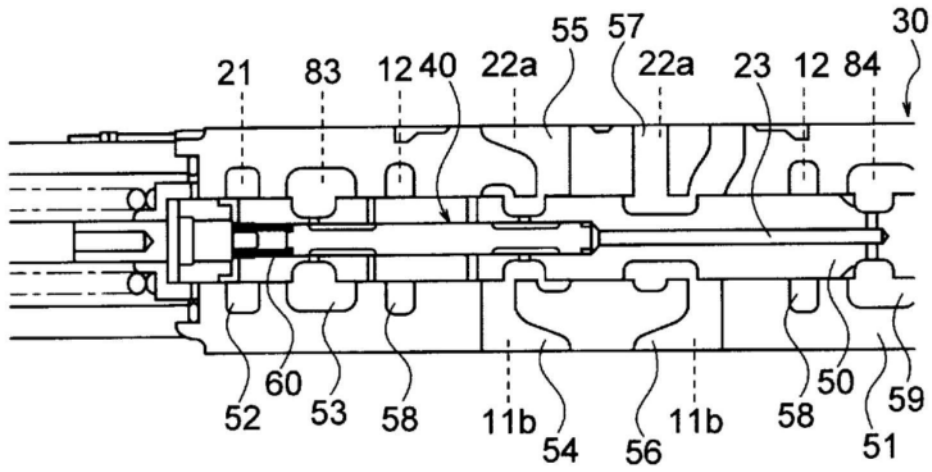


图5

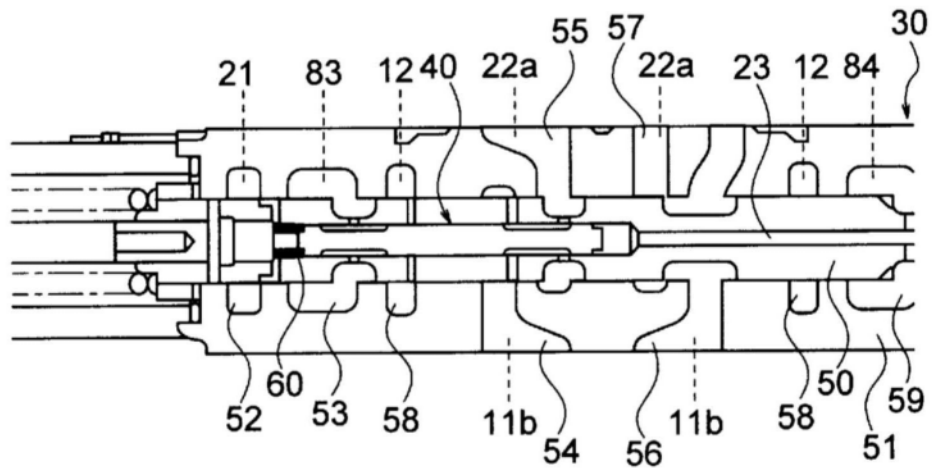


图6

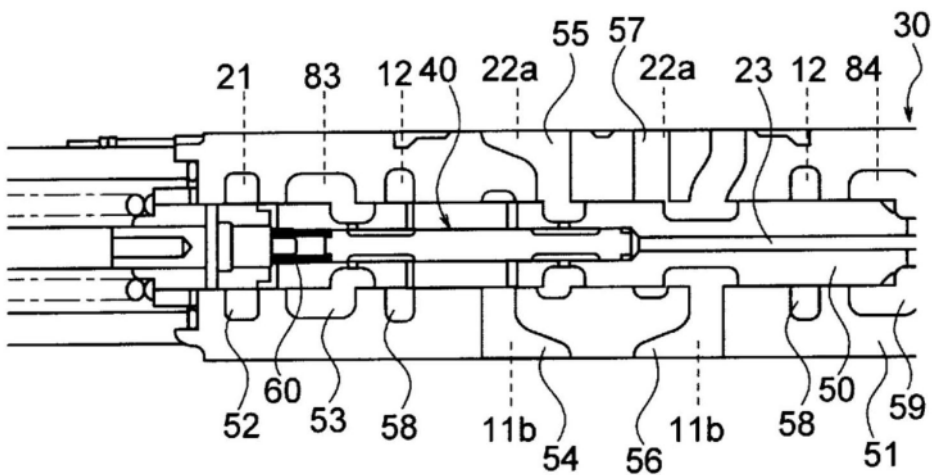


图7

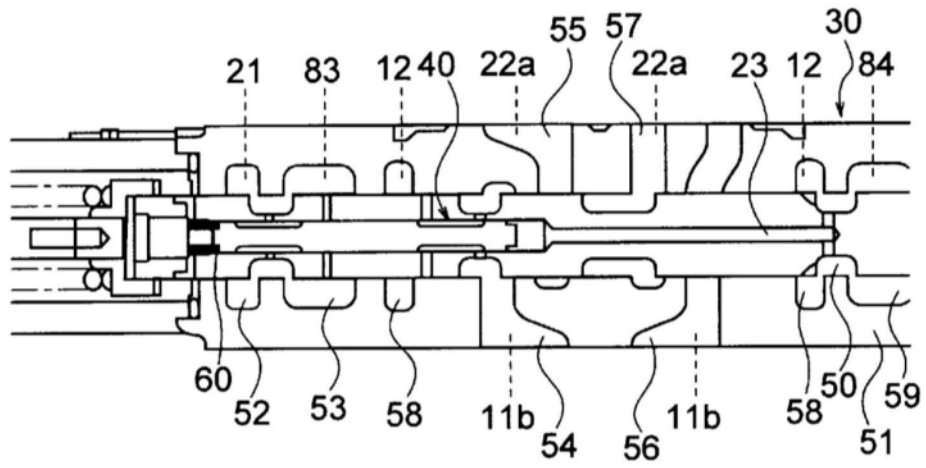


图8