



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106194704 B

(45)授权公告日 2019.11.05

(21)申请号 201610371687.9

(22)申请日 2016.05.30

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 106194704 A

(43)申请公布日 2016.12.07

(30)优先权数据
2015-110735 2015.05.29 JP
2016-040534 2016.03.02 JP

(73)专利权人 株式会社神崎高级工机制作所
地址 日本兵库县尼崎市

(72)发明人 安田纪史 村岛大裕 太田贵大

(74)专利代理机构 北京品源专利代理有限公司
11332
代理人 吕琳 朴秀玉

(51)Int.Cl.

F04B 53/00(2006.01)

F04B 53/22(2006.01)

F04B 53/16(2006.01)

F04B 53/10(2006.01)

F16H 39/04(2006.01)

(56)对比文件

US 2014140863 A1,2014.05.22,

US 2006174614 A1,2006.08.10,

CN 101113727 A,2008.01.30,

CN 104421414 A,2015.03.18,

EP 0211096 A1,1987.02.25,

审查员 陈朝波

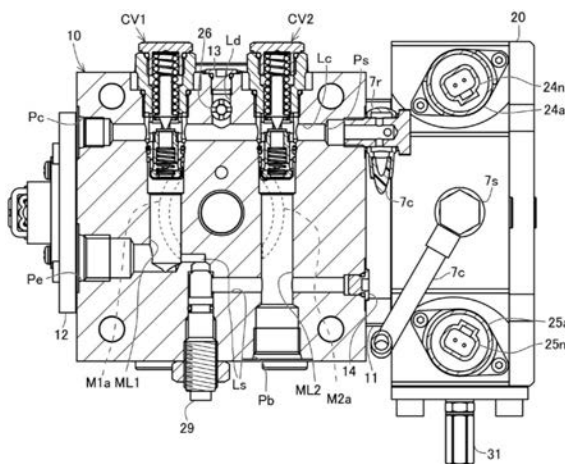
权利要求书1页 说明书21页 附图19页

(54)发明名称

液压泵

(57)摘要

液压泵(1)的机壳(3)构成为拆装自如地安装有用于调整可动倾斜板(6)的倾斜方向以及倾斜角度的伺服单元(2)。在端口块(10)上设有一对主口(Pb/Pe)以及一对主油路(ML1/ML2),所述一对主油路(ML1/ML2)将一对主口(Pb/Pe)分别连通于缸体(40)内的缸部(40a)。所述一对主口(Pb/Pe)用于相对于与所述液压泵(1)分离设置的液压马达(M)通过外部配管进行连接来构成HST。



1. 一种液压泵,该液压泵是轴向活塞式的液压泵,由以下构件构成:

驱动轴,接受来自动力源的动力并被驱动;

机壳,旋转自如地支承所述驱动轴;

端口块,与所述机壳进行组合;

缸体,容纳于所述机壳,并且滑动旋转自如地安装于所述端口块;

多个柱塞,与所述驱动轴平行地往复滑动自如地嵌入于形成在所述缸体的缸部;

可动倾斜板,容纳于所述机壳,并且能够旋转地支承于所述机壳,与所述柱塞抵接,

该液压泵的特征在于,

所述机壳构成为选择性地容纳用于调整所述可动倾斜板的倾斜方向以及倾斜角度的伺服单元,使得所述伺服单元构成为附接到所述机壳和从所述机壳卸下,

在所述端口块设有一对外部端口以及一对主油路,所述一对主油路将该一对外部端口分别连通于所述缸体内的所述缸部,

所述一对外部端口用于相对于与所述液压泵分离设置的液压马达通过外部配管进行连接来构成液压式无级变速装置,

在所述端口块内设有用于对所述一对主油路供给工作油的充油油路,

在所述端口块内设有用于调整所述充油油路内的油压的充油安全泄压阀,

所述充油安全泄压阀从所述端口块向所述机壳内在与所述驱动轴平行的方向延伸设置。

2. 根据权利要求1所述的液压泵,其特征在于,

所述端口块具有安装有所述缸体的、与所述驱动轴正交的平面,

所述一对主油路相互平行,且具有与所述端口块的所述平面平行的平行部分,

在该平行部分设有一对充油单向阀,

连接于所述充油油路的所述充油安全泄压阀和所述充油油路配设于所述端口块中的所述一对充油单向阀之间的部分。

3. 根据权利要求2所述的液压泵,其特征在于,

所述充油油路与所述一对充油单向阀正交,并从所述端口块中的相互对置的一侧面延伸设置到另一侧面,

将该端口块的该一侧面中的该充油油路的开口端设为用于从该液压泵的外部接受工作油的测压口,将该端口块的该另一侧面中的该充油油路的开口端设为用于将工作油供给至安装于所述机壳的所述伺服单元的伺服口。

4. 根据权利要求1所述的液压泵,其特征在于,

设有一对支承件,所述支承件将所述可动倾斜板的两侧倾转自如地支承于所述机壳,将所述伺服单元固定在该两个支承件中的一个支承件,将检测该可动倾斜板的倾斜角度的传感器固定于另一个支承件。

5. 根据权利要求1所述的液压泵,其特征在于,

所述液压泵以具备由所述驱动轴驱动的至少一个外部泵,将从该外部泵喷出的油供给到所述伺服单元的方式构成,并且一体地具备在将该油导入到该伺服单元前对该油进行过滤的过滤器。

液压泵

技术领域

[0001] 本发明涉及一种液压泵,该液压泵适用于包含液压马达的液压式无级变速装置(以下称为“HST”)。

背景技术

[0002] 如日本特开2015-055180中公开的那样,作为适用于割草拖拉机等各种各样的作业车辆的变速装置,公知一种具有液压泵以及液压马达的HST。公开的HST中,在机壳中容纳有液压泵以及液压马达这两者。此外,在该HST中,用于控制液压泵的可动倾斜板的倾斜角度以及倾斜方向的伺服单元拆装自如地安装于该机壳。

[0003] 如上所述的包含液压泵以及液压马达并一体组装而成的HST在减少零件数量方面是有利的。例如,在该HST中,不需要在液压泵与液压马达之间设置配管。

[0004] 此外,可以从所述机壳卸下所述伺服单元,由此可以在HST设置不使用昂贵的伺服机构的执行器,用以对可动倾斜板的倾斜角度以及方向进行控制。此外,可以从HST卸下该执行器,并可与伺服单元进行交换。

[0005] 但是,根据情况,有时也期望得到一种具备其它类型的HST的车辆,该类型的HST不将液压泵和液压马达一体组合,而是相互分离。从液压马达分离的液压泵在提高其布局自由度的方面是有利的。此外,关于如此从液压马达分离的液压泵,仍应可以在伺服单元与执行器之间进行交换,并具备拆卸自如的伺服单元、不具备伺服机构的拆卸自如的执行器中的任意一者。

发明内容

[0006] 本发明的目的在于提供一种液压泵,其以增加布局自由度的方式进行了紧凑化,以及以任意地具备伺服单元的方式进行了标准化。

[0007] 为了达成所述目的,本发明的轴向活塞式液压泵具备驱动轴、机壳、端口块、缸体、柱塞以及可动倾斜板。该驱动轴从动力源接受动力。该机壳对该驱动轴进行轴支承。该端口块与该机壳进行组合。该缸体滑动旋转自如地安装于该端口块,配置于该机壳内。该柱塞与该驱动轴平行地往复滑动自如地嵌入于形成在该缸体内的各个缸部。该可动倾斜板被支承于该机壳,与该柱塞抵接。该机壳构成为拆装自如地安装有用于调整该可动倾斜板的倾斜方向以及角度的伺服单元。在该端口块上设有一对外部端口,可将它们介由各自的外部配管连接于与该液压泵独立设置的液压马达。此外,在该端口块上设有一对主油路,该一对主油路将各外部端口连接于该缸体内的该缸部。

[0008] 因此,由于能以与液压马达分离的方式配置可拆装自如地安装伺服单元的轴向活塞式液压泵,因此能提高将液压泵与液压马达流体连接而得到的HST的布局自由度,能将该HST应用于各种大小、设计的车辆等。进而,拆装自如的伺服单元能与不是伺服构造的执行器简单地进行交换。即,能选择伺服单元或不是伺服构造的执行器并安装于液压泵来用以控制液压泵的喷出方向以及量,因此能促进液压泵的标准化,谋求低成本化。

[0009] 优选,在所述端口块设有用于对所述一对主油路供给工作油的充油油路。此外,该端口块上设有用于限制该充油油路内的油压的充油安全泄压阀。该充油安全泄压阀从该端口块朝所述机壳内延伸。

[0010] 由此,能够谋求液压泵中的特别是端口块的小型化。此处,只要在将铝等成形而成的端口块上组装充油安全泄压阀整体,就必须增加端口块的厚度来确保端口块的刚性,会导致成本提升、阻碍紧凑化。对此,通过使充油安全泄压阀从端口块内朝机壳内延伸,从而在端口块中应当支承充油安全泄压阀的部分变小,使端口块小型化,由此,能实现液压泵整体的紧凑化、成本降低。

[0011] 进一步优选,所述端口块具有安装有所述缸体的、与所述驱动轴正交的平面。所述一对主油路分别具有相互平行且与该平面平行的平行部分。将一对充油单向阀各自设置在该一对主油路的该平行部分。该充油安全泄压阀以及该充油油路配设于所述端口块中的该一对充油单向阀之间的部分。该充油安全泄压阀在与该驱动轴平行的方向延伸设置。

[0012] 因此,关于一对充油单向阀,其以整体组装于端口块且通过端口块支承的方式构成,但是通过与所述端口块的平面平行地配置,从而能确保端口块的紧凑性。另一方面,充油安全泄压阀从上述的端口块朝机壳内延伸。由此,能利用配置于端口块内的充油安全泄压阀的部分变小的特点,并且能在一对充油单向阀之间这样的小空间部分配置充油安全泄压阀。由此,能更加可靠地实现端口块的小型化。

[0013] 进一步优选,所述充油油路设为从所述端口块中的相互对置的一侧面到另一侧面呈贯通状并与所述两个充油单向阀交叉。将该端口块的该一侧面中的该充油油路的开口端设为用于从该液压泵的外部接受工作油的测压口,将端口块的该另一侧面中的该充油油路的开口端设为用于将工作油供给至安装于所述机壳的所述伺服单元的伺服口。

[0014] 因此,通过简单的穿孔加工,就能将设有充油单向阀的一对的主油路的所述平行部分和以与它们正交的方式延伸设置的充油油路紧凑地形成于端口块内。此外,由于将从端口块的一侧端到另一侧端呈贯通状形成的充油油路的两开口端分别设为测压口以及伺服口,因此与将该测压口以及伺服口构成于各自的油路的情况相比,减少了加工工序数和成本,也能确保端口块的紧凑性。

[0015] 优选,在所述液压泵设有将所述可动倾斜板的两侧倾转自如地支承于所述机壳的一对支承件,将所述伺服单元固定在该两个支承件中的一个支承件,将检测该可动倾斜板的倾斜角度的传感器固定于另一个支承件。

[0016] 因此,利用将所述可动倾斜板的两侧倾转自如地支承于所述机壳的一对支承件,能容易且紧凑地将所述伺服单元和所述传感器与液压泵进行组合。

[0017] 优选,所述液压泵以下述方式构成:具备由所述驱动轴驱动的至少一个外部泵,将从该外部泵喷出的油供给到所述伺服单元。此外,将过滤器组合于所述液压泵,在导入到该伺服单元前对来自该外部泵的喷出油进行过滤。

[0018] 因此,通过如上所述那样提供具备外部泵以及过滤器的液压泵,从而不需要再另行准备用于将外部泵以及过滤器安装于液压泵的空间、构件,此外,从外部泵到隔着过滤器的伺服单元的油路构造紧凑且简单,能实现装置的紧凑化和低成本化。

[0019] 关于以上的以及除此以外的目的、特征以及效果,通过参照了附图的对本发明的以下的详细说明,更加显而易见。

附图说明

- [0020] 图1是分离状态下的液压泵以及伺服单元的主视立体图。
- [0021] 图2是安装有所述伺服单元的所述液压泵的仰视立体图。
- [0022] 图3是安装有所述伺服单元的所述液压泵的主视图。
- [0023] 图4是安装有所述伺服单元的所述液压泵的后视图。
- [0024] 图5是图4中朝箭头V的方向观察的情况下的卸下所述伺服单元的所述液压泵的左侧视图。
- [0025] 图6是沿图5的VI-VI线的剖面图。
- [0026] 图7是沿图4的VII-VII线的剖面图。
- [0027] 图8是沿图5的VIII-VIII线的剖面图。
- [0028] 图9是沿图3所示的IX-IX线的剖面图。
- [0029] 图10是安装有所述伺服单元以及管路过滤器、且连接有外部泵的状态下的所述液压泵的主视图。
- [0030] 图11是表示向包含图10所示的液压泵以及伺服单元的HST供给工作油的供给系统的回路图。
- [0031] 图12是安装有所述伺服单元以及所述管路过滤器、且连接有外部泵的液压泵另一实施例的俯视图。
- [0032] 图13是沿图12的XIII-XIII线的剖面图。
- [0033] 图14是沿图12的XIV-XIV线的剖面图。
- [0034] 图15是沿图13的XV-XV线的剖面图。
- [0035] 图16是表示向包含图12~图15所示的液压泵以及伺服单元的HST供给工作油的供给系统的回路图。
- [0036] 图17是构成零转向式车辆用液压式车辆驱动系统的一对液压式车轴驱动装置的立体图。
- [0037] 图18是表示用于图17的液压式车轴驱动系统的工作油的供给系统的回路图。
- [0038] 图19是表示代表安装于图18中所示的左右车轴驱动装置的左右伺服机构的阀块的右阀块内的油路构造的透视平面立体图。

具体实施方式

[0039] 本申请的液压泵可适用作还包含液压马达的HST的液压泵。具备该液压泵的HST搭载于具备内燃机等原动机(动力源)的车辆,将来自该原动机的动力传递至该车辆的驱动轮。作为具备该HST的车辆的典型例,可想到割草拖拉机。

[0040] 如图1所示,液压泵1是作为如上所述的本申请的液压泵的一个实施例的可变容量型的轴向活塞式液压泵。在液压泵1拆装自如地安装有伺服单元2。在液压泵1具备可动倾斜板6,通过由伺服单元2来控制其倾斜角度以及方向,控制液压泵1的可变容积。

[0041] 虽然关于液压泵1以及伺服单元2的配置并没有限定,但以下在如下前提下,对液压泵1的本实施方式进行说明,该前提为:使液压泵1的驱动轴4在垂直方向上延伸设置,使可动倾斜板6的转动中心线朝向左右方向,如图3所示,在主视情况下,将伺服单元2安装于液压泵1的左侧。即,对于哪边是左哪边是右,以如图3所示的主视作为前提。

[0042] 安装有伺服单元2的液压泵1构成为：介由软管7c、该软管7c两端的管接头7s/7r、伺服口 (servo port) Ps、回油口Pr等使油可以在液压泵1与伺服单元2之间流动。当操作员操作踏板、摇杆等变速用或前进后退切换用的手动操作工具 (未图示) 时，根据该操作工具的操作位置，伺服单元2控制可动倾斜板6的倾斜角度和倾斜方向。由此，控制由液压泵1喷出的油的流量和流动方向。

[0043] 如图2所示，伺服单元2具备比例电磁铁 (proportional solenoid) 24a、25a。在比例电磁铁24a、25a分别设有连接器24n、25n。在连接器24n、25n连接有电路 (未图示)，通过操作所述操作工具，根据该操作工具的操作位置对比例电磁铁24a/25a施加电流。当操作未图示的操作工具时，在比例电磁铁24a或比例电磁铁25a施加根据操作工具的位置的电流。如此，根据施加于比例电磁铁24a或比例电磁铁25a的电流来控制可动倾斜板6的倾斜角度以及倾斜方向。

[0044] 如图3~5所示，液压泵1具备端口块 (port block) 10、机壳3、以及驱动轴4。机壳3形成液压泵1的外框。端口块10固定于机壳3的底部。驱动轴4驱动连接于发动机等的原动机。

[0045] 如图6和图7所示，液压泵1具备缸体40、多个柱塞 (plunger) 5、以及可动倾斜板6。缸体40、多个柱塞5、以及可动倾斜板6容纳于机壳3。机壳3与缸体40之间的空间构成储油部3b。

[0046] 驱动轴4是液压泵1的输入轴。驱动轴4介由轴承39被旋转自如地支承于机壳3，并且被插入到缸体40以及端口块10。缸体40被固定于驱动轴4，能与驱动轴4一体旋转。

[0047] 如图7所示，柱塞5与驱动轴4平行且上下滑动自如地嵌入到形成于缸体40内的各缸部40a。可动倾斜板6具有抵接于全部柱塞5的头部的推力轴承6d。在各个柱塞5的内部形成有油路5a。

[0048] 缸体40介由固定设置于端口块10的水平上端面的阀板41 (或不介由阀板41而直接地) 滑动旋转自如地安装于端口块的该上端面。将与柱塞5抵接的可动倾斜板6的推力轴承6d沿与端口块10的水平上端面 (以及阀板41) 平行的水平方向进行配置，并将此时的可动倾斜板6的旋转位置作为可动倾斜板6的中立位置。中立位置上的可动倾斜板6的倾斜角度是0度。

[0049] 如图6所示，在可动倾斜板6形成有一对枢轴轴部6a/6b。两枢轴轴部6a/6b之间的可动倾斜板6的中央部形成有开口部6c。垂直的驱动轴4从开口部6c通过，贯通可动倾斜板6。

[0050] 各枢轴轴部6a/6b以其内侧端从划分出开口部6c的可动倾斜板6的中央部的内周面的下端缘向垂直下方延伸的方式进行配置，并且从该内侧端到其外侧端，在液压泵1的左右水平方向延伸。即，枢轴轴部6a/6b具有相互配置于同一轴芯上的左右水平方向的轴芯，这些枢轴轴部6a/6b的左右水平方向的轴芯构成可动倾斜板6的转动中心线。

[0051] 在机壳3的中央上端部形成有开口3a。轴承39嵌装于开口3a内，对驱动轴4的上部进行轴支承。另一方面，在端口块10的底面10a的中央形成有凹陷部10b。从端口块10的顶面到凹陷部10b，在端口块10贯通设置有轴孔10c。驱动轴4的上端4a从开口3a突出，驱动轴4的下端4b插入到垂直的轴孔10c。

[0052] 驱动轴4的下端4b如后述那样连接于安装在端口块10的底面10a的外部泵8a/8b/

8c(参照图10)的驱动轴。或者,也可以使驱动轴4从端口块10朝外部泵8a/8b/8c内向下方延伸,作为外部泵8a/8b/8c的驱动轴。

[0053] 需要说明的是,在本实施例中,虽然如后述那样将管路过滤器F2外装于液压泵1,但也可根据液压泵1的其它方式,将过滤器安装于端口块10的凹陷部10b内。

[0054] 在机壳3的左右侧部分别形成有开口3c/3d。在左右开口部3c/3d上分别嵌入有左右支承件(supporter)11/12,支承分别配置于各开口3c/3d的左右枢轴轴部6a/6b。

[0055] 在支承件11形成有筒状部11a以及法兰部11b。筒状部11a嵌入于左开口3c,其外周面抵接于划分出开口3c的机壳3的左侧部内的内周面。法兰部11b沿着机壳3的左外侧面,从筒状部11a的外(左)侧端呈离心状延伸,抵接于机壳3的该左外侧面。

[0056] 在支承件12形成有筒状部12a以及法兰部12b。筒状部12a嵌入于右开口3d,其外周面抵接于划分出开口3d的机壳3的右侧部内的内周面。法兰部12b沿着机壳3的右外侧面,从筒状部12a的外(右)侧端呈离心状延伸,抵接于机壳3的该右外侧面。

[0057] 左枢轴轴部6a贯通左支承件11的筒状部11a,其外(左)侧端从支承件11的法兰部11b向外侧(左侧)突出。在筒状部11a的内周面与枢轴轴部6a的外周面之间安装有轴承61。右枢轴轴部6b的外(右)侧端配置于右支承件12的筒状部12a内。在筒状部12a的内周面与枢轴轴部6b的外周面之间安装有轴承62。

[0058] 因此,左枢轴轴部6a介由轴承61以及支承件11被支承于机壳3的左侧壁部,介由轴承61可相对于支承件11以及机壳3进行相对旋转。此外,右枢轴轴部6b介由轴承62以及支承件12被支承于机壳3的右侧壁部,介由轴承62可相对于支承件12以及机壳3进行相对旋转。如此,两个枢轴轴部6a/6b分别介由各轴承61/62被支承于机壳3的两侧部,由此,可动倾斜板6可相对旋转地被支承于机壳3。

[0059] 左支承件11的法兰部11b在径向上扩张,构成为足以支承大型且重量较重的伺服单元2。在伺服单元2的伺服机壳20、支承件11的法兰部11b、以及液压泵1的机壳3的左侧壁部,分别设有相互吻合的螺栓孔。

[0060] 在将伺服单元2的伺服机壳20右端面抵接于法兰部11b的状态下,用螺栓将伺服机壳20紧固于法兰部11b,此外,通过将每个伺服机壳20、法兰部11b用螺栓紧固于机壳3的左侧壁部,将伺服单元2介由支承件11拆装自如地安装于液压泵1。从法兰部11b向左方突出的枢轴轴部6a的左外侧端配置在伺服单元2内,连接于伺服单元2内的活塞22。

[0061] 另一方面,关于不需要支承伺服单元2的右支承件12的法兰部12b,只要是满足以下要求的径向大小即可:对小型且重量较轻的角度传感器12c进行支承并用螺栓将其紧固于机壳3的右侧壁部。电位器(potentiometer)等角度传感器12c介由支承件12的法兰部12b连接于筒状部12a内的枢轴轴部6b的右外侧端部,检测可动倾斜板6的倾斜状态(即倾斜角度以及方向)。角度传感器12c介由导线(harness)等连接于图外的控制器,在伺服单元2的工作过程中将反馈信号发送给该控制器。

[0062] 在枢轴轴部6a的所述外侧端部连接有臂部63。如图5所示,沿枢轴轴部6a的轴芯方向观察,枢轴轴部6a的外侧端部形成为四角形。在臂部63的基端部形成有与枢轴轴部6a的四角形的外侧端部相配合的四角形的通孔63c,枢轴轴部6a的外侧端部嵌入于该孔63c,通过径向的锁销(lock pin)紧固于臂部63的基端部。

[0063] 臂部63从该基端部朝向顶端部在枢轴轴部6a的径向上延伸。在臂部63的该顶端部

的、相对于机壳3相反侧的左侧面安装有键部件64。如此,臂部63和键部件64与枢轴轴部6a一体旋转自如。

[0064] 如图6和图9所示,在伺服单元2的伺服机壳20内形成有圆筒状的缸孔21a,使其在相对于枢轴轴部6a的左右水平轴芯呈直角方向的、液压泵1和伺服单元2的前后方向上延伸设置。在缸孔21a内配设有圆柱状的活塞22。

[0065] 支承件11的法兰部11b以包围开口的方式进行配置,在该开口内,以能以枢轴轴部6a的轴芯为中心转动的方式容纳有臂部63的与机壳3对置的右半部。另一方面,在将右端面抵接于法兰部11b的伺服机壳20,以与法兰部11b所包围的所述开口对置的方式形成有右方开口状的凹部20a,在凹部20a内,以能以枢轴轴部6a的轴芯为中心转动的方式容纳有臂部63的左半部。

[0066] 凹部20a的上部连接于缸孔21a,设于臂部63的顶端部的左侧的键部件64介由该凹部20a的上部,嵌入到形成于缸孔21a内的活塞22的轴芯方向中央部的环状槽22c。如此,键部件64、臂部63、以及可动倾斜板6随着缸孔21a内的活塞22的滑动,以枢轴轴部6a/6b的轴芯为中心转动。活塞22的整个滑动范围划分出具有角度T角范围的可动倾斜板6的整个倾斜角度范围(参照图5)。

[0067] 在车辆前进过程中,可动倾斜板6的倾斜角度被控制在从角度0的位置起的一方的具有角度T一半角范围的一半范围内。该车辆的后退过程中,可动倾斜板6的倾斜角度被控制在从角度0的位置起的另一方的具有角度T一半角范围的剩余的一半范围内。

[0068] 例如,将从角度0的位置起到上侧的最大角度位置为止向上方具有角度T一半角范围的可动倾斜板6一半的旋转范围分配给车辆的前进变速,将从角度0的位置起到下侧的最大角度位置为止向下方具有角度T一半角范围的可动倾斜板6的剩余一半旋转范围分配给车辆的后退变速。

[0069] 在组合在一起的状态下的液压泵1和伺服单元2中,枢轴轴部6a和臂部63均不固定于伺服机壳20,此外,臂部63的顶端部和键部件64也不固定于活塞22。由此,如果使利用拔出螺栓等方法解除了相对于支承件11的固定的伺服机壳20离开支承件11,伺服机壳20和活塞22自然地与枢轴轴部6a、臂部63、键状板64分离,很简单地变为如图1所示的伺服单元2从液压泵1卸下的状态。

[0070] 与之相反,为了将伺服单元2安装到液压泵1,在使伺服机壳20接近支承件11的过程中,使固定有臂部63的枢轴轴部6a嵌入到开口部20a,并且使键部件64嵌入到活塞22的槽部22a中。此后,仅通过用螺栓来将伺服机壳20紧固于支承件11,即可简单地完成将伺服单元2安装于液压泵1的过程。

[0071] 如此,能够简单地将伺服单元2相对液压泵1进行安装或拆卸,因此容易进行液压泵1以及伺服单元2的维修。此外,通过方式变更等,能在液压泵1设置控制或调节可动倾斜板6的倾斜角度的机械连杆机构、执行器来取代伺服单元2。即,不论在采用安装伺服单元2的方式的情况下,还是在采用安装机械连接机构或者执行器的方式的情况下,均能共用相同的液压泵1。

[0072] 接着,根据图6~图8以及图11对形成于端口块10的油路构造进行说明。

[0073] 如图8所示,端口块10的横剖面大致具有长方形状。在端口块10形成有作为朝向端口块10的入口的测压口(gauge port)Pc、作为来自端口块10的出口的伺服口Ps、以及

可切换为流入口和流出口的两个主口 (main port) Pb/Pe。

[0074] 伺服口Ps在端口块10的一方侧面开口,测压口Pc在端口块10的另一方侧面开口,由此,测压口Pc和伺服口Ps在端口块10中相互对置。在端口块10形成有将测压口Pc和伺服口Ps连通的充油油路(charge oil passage)Lc。

[0075] 充油油路Lc从端口块10内的驱动轴4的下部配置在后方的端口块10的后部内。充油油路Lc相对于端口块10的前端面以及后端面平行地延伸设置,即朝液压泵1的左右方向延伸设置,从左端面到右端面贯通端口块10。将端口块10的左右一端面(本实施例中为左端面)中的充油油路Lc的一开口端设为伺服口Ps,将端口块10的左右另一端面(本实施例中为右端面)中的充油油路Lc的另一开口端设为测压口Pc。

[0076] 此外,用于限制从充油油路Lc流通的工作油压的充油安全泄压阀(charge relief valve) 26嵌入到端口块10,介由形成于端口块10内的排油路Ld与充油油路Lc连接。

[0077] 排油路Ld从在充油阀单元(charge valve unit) CV1/CV2之间连接于充油油路Lc的前端到配置于端口块10的后端面的后端,朝后方延伸设置。需要说明的是,端口块10的后端面中的排油路Ld的后端由盖子13进行封闭。

[0078] 充油安全泄压阀26从端口块10向作为储油部3b的机壳3的内部空间延伸,充油安全泄压阀26的上部配置于机壳3内,另一方面,下部配置于端口块10内。在端口块10内,排油路Ld从连接于充油油路Lc的前端与由盖子13封闭的后端之间的部分朝上方分支,在其上端连接于充油安全泄压阀26。

[0079] 如此,充油安全泄压阀26介由排油路Ld从充油油路Lc接受工作油,当该油压超过通过充油安全泄压阀26设定的安全压力时,充油安全泄压阀26打开并将过剩部分的油向机壳3内的储油部3b排出,限制用于介由充油阀单元CV1或充油阀单元CV2向主油路ML1或ML2供给的充油油路Lc内的工作油压。

[0080] 在端口块10内形成有作为主油路ML1/ML2的一对孔,相互平行地从端口块10的后端面的各后端向前方延伸,与液压泵1的沿左右方向延伸设置的充油油路Lc交叉。

[0081] 以从作为主油路ML1/ML2的各孔的后端跨过充油油路Lc的方式,将充油阀单元CV1/CV2分别向前方嵌入至该孔中。

[0082] 即,在端口块10的左右端面间贯通端口块10的左右方向的充油油路Lc与充油阀单元CV1/CV2交叉。主油路ML1从充油阀单元CV1向前方延伸,将其上部连通于在端口块10的上端面开口的肾形口(kidney port) M1a。主油路ML2从充油阀单元CV2向前方延伸,将其上部连通于在端口块10的上端面开口的肾形口M2a。

[0083] 主油路ML2的前端在端口块10的前端面开口,并将其设为主口Pb。主油路ML1在其前端部处向与伺服单元2相反的右侧弯折,将端口块10的右端面中的该开口端设为主口Pe。

[0084] 在主口Pb的右侧配置旁通阀(bypass valve) 29,从端口块10的前端面向后方将旁通阀29嵌入于端口块10。

[0085] 在比端口块10内的驱动轴4的下部靠前方的端口块10的前部内,作为旁通油路Ls的孔以跨过充油阀单元CV2与主口Pb之间的主油路ML2的前部的方式延伸设置于旁通阀29的左方。该孔的在端口块10的左端面中的开口端被盖子14封闭。

[0086] 旁通油路Ls的另一孔从充油阀29向后方延伸设置,向右方弯折,连接于主油路ML1的弯折前端部。如此,在中途部具备旁通阀29的旁通油路Ls设于主油路ML1与主油路ML2之

间。

[0087] 在阀板41,以与在端口块10的上表面开口的一对肾形口M1a/M2a相吻合的方式形成有一对端口,它们构成为针对缸体40内的缸部40a的工作油的吸入口和喷出口。

[0088] 工作油介由阀板41的吸入口和喷出口,在端口块10内的主油路ML1/ML2与柱塞5内的油路5a之间流通。根据可动倾斜板6的倾斜角度,决定柱塞5的冲程,此外,根据可动倾斜板6的倾斜方向,决定主油路ML1/ML2中的哪个是高压侧的主油路。如此,控制相对于后述的液压马达的来自液压泵1的工作油的喷出方向和每单位时间的喷出量。

[0089] 在端口块10中,平行的两个主油路ML1/ML2与相对于两个主油路ML1/ML2在正交方向延伸设置的充油油路Lc交叉,可通过开孔加工而容易形成这些油路ML1/ML2/Lc。如此,液压泵1的端口块10得以谋求加工性的提升。

[0090] 此外,通过将多个端口Pc/Ps/Pb/Pe和多个阀门CV1/CV2/29分配配置于端口块10的四个侧面,由此能使液压泵1的前后宽度以及左右宽度紧凑化。

[0091] 在向端口块10组装充油安全泄压阀26时,在端口块10形成垂直的孔,将其设为在底端连接于作为排油路Ld的前后水平方向的孔的所述排油路Ld的朝向上方分支的部分,充油安全泄压阀26的下部简单地嵌入于该端口块10内的垂直的孔。此后,通过将端口块10固定于机壳3的底端,从端口块10突出的充油安全泄压阀26的上部自然地配置于机壳3的内部空间内,因此不需要为了使从充油安全泄压阀26释放出的油返回到机壳3内的储油部3b而追加油路。

[0092] 接着,主要通过图9对伺服单元2进行说明。

[0093] 如上所述,伺服单元2具有形成有缸孔21a的伺服机壳20。通过如上所述使伺服机壳20的右侧面抵接于支承件11并将伺服单元2安装于液压泵1,从而缸孔21a朝向前后水平方向。

[0094] 在缸孔21a内容纳有活塞22、弹簧23、弹簧支座32、挡环(stopper collar)33和弹簧支座34,通过这些构件,构成作为用于控制可动倾斜板6的倾斜方向以及角度的液压执行器的液压缸21。

[0095] 弹簧支座32、挡环33和弹簧支座34在同一轴芯上前后排列,容纳于筒状的活塞22。需要说明的是,由于将图3设为液压泵1和伺服单元2的主视,因此将缸孔21a和活塞22设为后端闭口状且前端开口状,将弹簧支座32设为后弹簧支座32,将弹簧支座34设为前弹簧支座34,在后弹簧支座32和前弹簧支座34之间配置挡环33。

[0096] 在活塞22内的挡环33周围,压缩螺旋弹簧23安装于后弹簧支座32和前弹簧支座34之间。弹簧23对后弹簧支座32向后方施力,对前弹簧支座34向前方施力,由此,对活塞22向缸孔21a内的中立位置施力。在活塞22的中立位置处,如图9所示,后弹簧支座32的后端压接于活塞22的后端部,前弹簧支座34的前端压接于固定设置在活塞22的开口前端的内周缘的挡圈35。

[0097] 将缸孔21a的内部空间之中的活塞22的后端与缸孔21a的后端之间的部分设为油室2a,将配置于活塞22的开口状前端部的前弹簧支座34的前端与在固定设置于伺服机壳20的前端面的盖板21c所划分出的缸孔21a的前端之间的部分设为油室2b。

[0098] 在后弹簧支座32、挡环33以及前弹簧支座34,呈贯通状形成有前后方向的中心孔,在这些中心孔中插通有导杆30。导杆30的后端构成法兰部30a,以前后滑动自如的方式配置

于筒状的后弹簧支座32内。另一方面,在油室2b内,在导杆30固定设置有止动环(stopper ring)36。

[0099] 即,导杆30的在法兰部30a与止动环36之间的部分的长度是固定的,关于该长度,以如下方式进行设定:当活塞22位于中立位置时,法兰部30a与压接于活塞22的后端部的状态下的后弹簧支座32的前端部抵接,并且止动环36与压接于挡圈35的状态下的前弹簧支座34的前端抵接。反过来说,当后弹簧支座32抵接于导杆30的法兰部30a,并且前弹簧支座34抵接于导杆30的止动环36时,活塞22处于中立位置。

[0100] 导杆30的前部从油室2b通过,插通盖板21c,并朝盖板21c的前方延伸。在突出到盖板21c的前方的导杆30的前端部的外周形成有螺纹。在盖板21c的前方配置有在内周部形成了螺纹的轴盖31,导杆30的前端部拧入该轴盖31中。

[0101] 当旋转轴盖31时,导杆30的前端部进入轴盖31内的深度受到调整,由此,导杆30的轴心方向的位置受到调整。即,法兰部31a和止动环36的位置沿导杆30的轴心方向受到调整,由此,活塞22的中立位置受到调整。

[0102] 在伺服机壳20,从伺服机壳20的底面嵌入安装有前后并列设置的供给排出切换阀24/25。后方的供给排出切换阀24控制朝后方的油室2a的工作油的流量以及压力,前方的供给排出切换阀25控制朝前方的油室2b的工作油的流量以及压力。

[0103] 各供给排出切换阀24/25具备各给入口24b/25b、各排出口24c/25c、以及各供给排出口24d/25d(参照图11)。如图9所示,在各供给排出切换阀24/25的上端部上设有供给排出口24d/25d,在各供给排出切换阀24/25的下部设有排出口24c/25c,在各供给排出口24d/25d与各排出口24c/25c之间的、各供给排出切换阀24/25的上下中间部设有给入口24b/25b。

[0104] 如图9所示,在伺服机壳20的下部,以连接给入口24b/25b之间的方式,沿前后方向(伺服机壳20的长尺寸方向)形成有给入油路2c。

[0105] 如图6和图9等所示,在伺服机壳20的底面开口有入口Pi,入口Pi在伺服机壳20内连通于给入油路2c。在入口Pi安装有管接头7s。在伺服机壳20内,在管接头7s的里侧(上方)设有内置式过滤器F3。

[0106] 如后所述,从液压泵1导入至伺服单元2的工作油介由入口Pi、过滤器F3和给入油路2c,被导入至两个供给排出切换阀24/25的给入口24b/25b(参照图11)。

[0107] 如图1所示,在液压泵1的支承件11的左侧面开口有前后一对回油口Pr,该回油口Pr连通于机壳3内的储油部3b(参照图6)。

[0108] 在伺服单元2的伺服机壳20的右侧面设有前后一对出口Po(参照图11)。在为了将伺服单元2安装于液压泵1而使伺服机壳20的右侧面抵接于支承件11的左侧面的情况下,各出口Po与各回油口Pr相吻合。

[0109] 如图9所示,在伺服机壳20的下部,在给入油路2c的下方形成有前后一对排出油路2d。后侧的排出油路2d从后侧的供给排出切换阀24的排出口24c向前方延伸,在其前端向右侧弯折(未图示),连接于后侧的出口Po。前侧的排出油路2d从前侧的供给排出切换阀25的排出口25c向后方延伸,在其后端而向右侧弯折(未图示),连接于前侧的出口Po。

[0110] 如此,供给排出切换阀24/25的排出口24c/25c介由各排出油路2d、各出口Po、各回油口Pr,连通于液压泵1的机壳3内的储油部3b。

[0111] 需要说明的是,在图11的液压回路图中,以来自排出口24c的排出油路2d与来自排出口25c的排出油路2d合流,并介由一个出口Po以及回油口Pr连通于储油部3b的方式进行了描绘。如此,正如图11所示的液压回路图,也可以在支承件11设置回油口Pr,在伺服机壳20设置一个出口Po,在伺服机壳20内,来自两个排出口24c/25c的排出油路2d以合流并连接于该出口Po的方式形成。

[0112] 供给排出切换阀24/25是分别具备比例电磁铁24a/25a的电磁比例控制阀。比例电磁铁24a/25a设为从伺服机壳20的底面向下方呈突出状。

[0113] 各供给排出切换阀24/25基本上通过将其比例电磁铁24a/25a进行励磁,而将油供给向该油室2a或2b。在本实施例中,后方的供给排出切换阀24通过比例电磁铁24a的励磁而将工作油供给至后方的油室2a,前方的供给排出切换阀25通过比例电磁铁25a的励磁而将工作油供给至前方的油室2b。

[0114] 比例电磁铁24a/25a产生与控制电流值(施加于各比例电磁铁24a/25a的电流值)成正比的驱动力。就是说,向各油室2a/2b的工作油的流量以及压力根据控制电流值进行控制。由此,精细地控制活塞22的轴芯方向(前后方向)的位置,精细地控制可动倾斜板6的倾斜角度。

[0115] 控制电流值根据操作员对所述操作工具的操作量,通过控制器进行控制(未图示)。被如此控制的值的电流被施加于各比例电磁铁24a/25a。各供给排出切换阀24/25构成成为根据控制电流值可振动性的切换至供给位置和排出位置。当各供给排出切换阀24/25位于供给位置时,通过使其对应的给入口24b/25b连通于其对应的供给排出口24d/25d,从而将导入至其对应的给入口24b/25b的工作油供给至其对应的油室2a/2b。

[0116] 当供给排出切换阀24位于供给位置时,通过将给入口24b连通于供给排出口24d,从而将导入至给入口24b的工作油供给至油室2a。此时,供给排出切换阀25位于排出位置,通过将供给排出口25d连通于排出口25c,从而将从油室2b导入至供给排出口25d的工作油介由排出油路2d、出口Po、回油口Pr排出至机壳3内的储油部3b。

[0117] 当供给排出切换阀25位于供给位置时,通过将给入口25b连通于供给排出口25d,将导入至给入口25b的工作油供给至油室2b。此时,供给排出切换阀24位于排出位置,通过将供给排出口24d连通于排出口24c,将从油室2b导入至供给排出口24d的工作油介由排出油路2d、出口Po、回油口Pr排出至机壳3内的储油部3b。

[0118] 通过如此反复进行工作油的供给和排出,设定油室2a/2b内的压力。而且,活塞22移动,直到该压力与弹簧23的作用力达到平衡的位置。

[0119] 当比例电磁铁24a进行励磁,油室2a内的压力变高时,活塞22抵抗弹簧23的弹性力并向前方(图9中的左方)移动。此时,后弹簧支座32以及挡环33均与活塞22一起向前方移动。其间,前弹簧支座34被卡定于止动环36而不向前方移动。由此,前后的弹簧支座32/34之间的距离缩短,弹簧23的压缩度逐渐增加。

[0120] 根据活塞22的向前方的移动,在液压泵1中,键部件64、臂部63以及两个枢轴轴部6a/6b从中立位置正方向旋转(参照图5)。控制器接受来自所述角度传感器12c的反馈信号,当可动倾斜板6的实际倾斜角度与对应于操作员的操作量的目标倾斜角度的差变为零时,控制器识别可动倾斜板6已经到达所期望的倾斜角度位置,不向比例电磁铁24a输出励磁信号。

[0121] 需要说明的是,活塞22的向前方的移动被限制,直到被后弹簧支座32推动的挡环33与前弹簧支座34接触而处于被前后的弹簧支座32/34夹持的状态。从中立位置到该界限位置的活塞22的向前方的移动的范围与枢轴轴部6a的正方向的倾斜角度的范围(具体来说,大于等于零度小于等于 $(T/2)$ 度)(参照图5)一致。

[0122] 当从相较于中立位置进一步向前方移动了的活塞22的位置解除比例电磁铁24a的励磁时,活塞22以油室2a内的压力减小并且两侧的油室2a/2b的压力变为均等的方式,通过被压缩的弹簧23的复位力(弹性力)向后方(图9中的右方)移动。此时,后弹簧支座32也与活塞22一起向后方移动,直到其移动被法兰部30a限制。根据活塞22的向后方的移动,在液压泵1中,键部件64、臂部63、以及两个枢轴轴部6a/6b向倾斜角度减小的方向旋转直到原中立位置(参照图5)。

[0123] 另一方面,当通过比例电磁铁25a进行励磁,而油室2b内的压力变高时,活塞22以及前弹簧支座34抵抗弹簧23的弹性力并向后方(图9中的右方)移动。其间,后弹簧支座32被卡定于导杆30的法兰部30a不向后方移动。由此,前后的弹簧支座32/34之间的距离得以缩短,弹簧23的压缩度逐渐增加。

[0124] 根据活塞22的向前方的移动,在液压泵1中,键部件64、臂部63以及两个枢轴轴部6a/6b从中立位置逆方向旋转(参照图5)。控制器接受来自所述角度传感器12c的反馈信号,当可动倾斜板6的倾斜角度与对应于操作员的操作量的倾斜角度的差变为零时,控制器识别可动倾斜板6已经到达所期望的倾斜角度位置,不向比例电磁铁25a输出励磁信号。

[0125] 需要说明的是,由比例电磁铁25a的励磁导致的活塞22的向后方的移动也被限制,直到挡环33与前弹簧支座34接触,即挡环33处于被前后的弹簧支座32/34夹持的状态。从中立位置到该界限位置的活塞22的向后方的移动的范围与枢轴轴部6a的逆方向的倾斜角度的范围(具体来说,大于等于零度小于等于 $(-T/2)$ 度)(参照图5)一致。

[0126] 当从相较于中立位置进一步向后退侧移动的活塞22的位置解除比例电磁铁25a的励磁时,活塞22以油室2b内的压力减小并且两侧的油室2a/2b的压力变为均等的方式,通过被压缩的弹簧23的复位力(弹性力)向前方移动。此时,前弹簧支座34也与活塞22一起向前方移动,直到其移动被止动环36限制。根据活塞22的向前方的移动,键部件64、臂部63和两个枢轴轴部6a/6b向倾斜角度减小的方向旋转直到原中立位置(参照图5)。

[0127] 接着,根据图10以及图11等对将工作油补给至液压泵1的封闭回路的充油构成进行说明。

[0128] 如图10所示,在端口块10的下方设有至少一个外部泵,在本实施例中设有三连的外部泵8a/8b/8c。关于外部泵8a/8b/8c的配设位置、排列顺序,并不受如图示那样的限制,在图10的实施例中,沿着自液压泵1远离的方向(本实施例中为朝下),以外部泵8a、外部泵8b以及外部泵8c的顺序排列。即,在本实施例中,在外部泵8a的下方连设有外部泵8b,在外部泵8b的下方连设有外部泵8c。

[0129] 三连的外部泵8a/8b/8c是例如为齿轮泵,并驱动连接于驱动轴4的下端4b(参照图7),介由驱动轴4,通过从后述的发动机等的原动机E接受旋转动力而进行泵工作。它们之中的两个外部泵8b/8c是用于将工作油供给于液压泵1以及伺服单元2的泵(参照图11)。

[0130] 在液压泵1的侧方设有对导入至液压泵1的内部之前的工作油进行过滤的管路过滤器F2。管路过滤器F2通过固定于过滤器安装用的台座ht,从而配置于与液压泵1的测压口

Pc(参照图8)面对的位置。台座ht被设于端口块10的底面侧的四个脚部hs中的两个脚部所支承。

[0131] 即,在本实施例中,台座ht被四个脚部hs中右边的两个脚部hs支承,并且从端口块10的底部延伸设置于液压泵1的右侧。搭载于该台座ht的管路过滤器F2被配置于与伺服单元2左右相反侧的、液压泵1的机壳3的右侧,与在端口块10的右侧面开口的测压口Pc对置。

[0132] 管路过滤器F2具有端口块Bf。在端口块Bf的一侧面设有作为入口的管接头c1,在端口块Bf的另一侧面设有作为出口的管接头c2。以管接头c2配置于端口块Bf的左侧面,并与在端口块10的右侧面开口的测压口Pc对置的方式,管路过滤器F2的端口块Bf安装于台座ht。

[0133] 此处,使用图11对液压泵1、伺服单元2、以及液压马达M中的工作油的供给系统进行说明。

[0134] 在具备HST的车辆中搭载有外部箱Rt,介由由软管等配管构成的油路L1,从该箱Rt向外部泵8a/8b/8c吸入工作油。在油路L1上设有管路过滤器F1,来自箱Rt的工作油由管路过滤器F1进行过滤后,被吸入至外部泵8a/8b/8c。

[0135] 车辆中具备用于驱动液压泵1的驱动轴4的发动机等的原动机E、以及车辆的左右旋转用的液压转向单元9b(例如包含动力转向缸(power steering cylinder)的单元)。此外,在本实施例中,将具备包含液压泵1的HST的车辆设为具备卷筒割草单元(reel mower unit)的割草拖拉机(乘用割草机),具备用于使卷筒割草单元升降的液压升降装置以及用于控制卷筒的工作量的液压设备。

[0136] 车辆具备用于对向所述液压升降装置供给工作油进行控制的升降控制阀9a,此外具备用于对向卷筒控制用液压设备供给工作油进行控制的卷筒控制阀9c。

[0137] 外部泵8a的喷出油被供给至卷筒控制阀9c,从卷筒控制阀9c排出的油介由排油路L3返回箱Rt。

[0138] 外部泵8b的喷出油被供给至具备阀门、转向用执行器等液压设备的转向单元9b,并用于这些液压设备的工作。外部泵8c的喷出油向升降控制阀9a供给。

[0139] 来自转向单元9b的排出油以及来自升降控制阀9a的排出油被聚集,并介由油路L2向端口块10的测压口Pc导入,如后所述,作为HST工作油被供给至作为HST的封闭回路,并且作为用于控制液压泵1的喷出量以及喷出方向的活塞22的控制用的工作油被供给至伺服单元2。

[0140] 需要说明的是,可以将来自外部泵8a/8b/8c之中的两个以上的泵的喷出油合流并供给至卷筒控制阀9c、转向单元9b、升降控制阀9a中的任一个。或者,也可以将来自外部泵8a/8b/8c之中的任一个的喷出油向卷筒控制阀9c、液压转向单元9b、升降控制阀9a中的两个以上进行分支供给。

[0141] 在该油路L2上设有所述管路过滤器F2。即,油路L2由升降控制阀9a以及转向单元9b与管路过滤器F2的入口之间的上游侧部分、管路过滤器F2的出口与测压口Pc之间的下游侧部分构成。

[0142] 在设于管路过滤器F2的端口块Bf的所述管接头c1,连接有从升降控制阀9a以及转向单元9b延伸设置的软管等油管,该油管构成管路L2的所述上游侧部分。另一方面,在管路过滤器F2的端口块Bf的管接头c2与液压泵1的端口块10的测压口Pc之间设有软管等油管,

该油管构成管路L2的所述下游侧部分。

[0143] 由管路过滤器F2过滤的工作油介由测压口Pc被导入至充油油路Lc。充油油路Lc内的油压由充油安全泄压阀26进行限制。充油油路Lc内的过剩的工作油从充油安全泄压阀26,介由排油路Ld被排出至机壳3内的储油部3b。储油部3b介由设有油冷却器G1的油路L5与所述外部箱Rt连通。

[0144] 在液压泵1与液压马达M之间形成有一对主油路ML1/ML2。所谓所述端口块10内的主油路ML1/ML2,是指液压泵1与液压马达M之间的的主油路ML1之中的肾形口M1a与主口Pe之间的部分、以及液压泵1与液压马达M之间的的主油路ML2之中的肾形口M2a与主口Pb之间的部分。需要说明的是,液压马达M包含连结于车辆的左侧的行驶装置的左侧马达LM、连结于车辆的右侧的行驶装置的右侧马达RM。

[0145] 在所述端口块10内,在主油路ML1与主油路ML2之间,设有一对充油阀单元CV1/CV2。充油阀单元CV1具有单向阀271和安全泄压阀281。充油阀单元CV2具有单向阀272、安全泄压阀282和中立阀(neutral valve)283。

[0146] 由充油安全泄压阀26进行调压的工作油通过充油阀单元CV1中的单向阀271的打开而被补充至主油路ML1,此外,通过充油阀单元CV2中的单向阀272的打开而被补充至主油路ML2。

[0147] 此处,主油路ML1/ML2中的哪个是高压侧哪个是低压侧由可动倾斜板6从中立位置向哪个方向倾斜来决定。作为低压侧的主油路ML1或ML2的油压比由充油安全泄压阀26进行调整的充油油路Lc内的油压低,由此其对应的充油阀单元CV1或CV2的单向阀271或272打开,向该低压侧的主油路ML1或ML2补充工作油。

[0148] 各安全泄压阀281/282在充油阀单元CV1/CV2中,以对各自的单向阀271/272进行分流的方式设置。当成为高压侧的主油路ML1或ML2的油压超过由安全泄压阀281或282设定的安全压力时,相应的安全泄压阀281或282使该高压侧的主油路ML1或ML2中的过剩压力部分的工作油返回充油油路Lc,限制该高压侧的主油路ML1或ML2内的工作油的油压。

[0149] 在充油阀单元CV2设有用于以对单向阀272和安全泄压阀282进行分流的方式使可动倾斜板6的中立区域扩张的中立阀(节流孔(orifice))283。与此相对应,优选,将由充油阀单元CV2的单向阀272的开放进行补充油的主油路ML2设为车辆后退时的高压侧的油路。由此,在从可动倾斜板6的中立位置起在后退用的倾斜方向上,可靠地使液压马达M的旋转停止的中立区域得到了扩张。

[0150] 需要说明的是,也可考虑将中立阀设于相对于车辆前进时作为高压侧的主油路ML1的充油阀单元CV1,或设于充油阀单元CV1/CV2的双方。

[0151] 在以主油路ML1为高压侧的方式设定可动倾斜板6的倾斜方向的情况下,介由主口Pe将工作油供给于液压马达M,并且来自于液压马达M的工作油介由主口Pb返回至液压泵1的端口块10。另一方面,在以主油路ML2为高压侧的方式设定可动倾斜板6的倾斜方向的情况下,介由主口Pb将工作油供给于液压马达M,并且来自于液压马达M的工作油介由主口Pe返回至液压泵1的端口块10。

[0152] 作为手动阀的旁通阀29、液压马达M、一对充油阀单元CV1/CV2构成分别相对于液压泵1并列连接的并列回路。在车辆被牵引的情况等,需要使连结于车辆的行驶装置的车轴(未图示)进行空转的情况下如果打开旁通阀29,则能不介由液压泵1,而使工作油在液压马

达M与旁通阀29之间循环。由此,能减轻牵引时施加于车轮的由HST封闭回路内的工作油引起的阻力。

[0153] 充油油路Lc内的油介由如前所述的充油阀单元CV1或CV2的单向阀271或272,被供给至包含液压泵1以及液压马达M的HST,并且介由端口块10的伺服口Ps以及伺服机壳20的入口Pi被供给至伺服单元2。

[0154] 需要说明的是,如前所述,形成于伺服机壳20的出口Po与形成于支承件11的回油口Pr直接接合。与此相对,通过在设于伺服口Ps的管接头7r(参照图8等)与设于入口Pi的管接头7s(参照图9等)之间,设置如图5等所示的软管7c,使得伺服口Ps与入口Pi连通。

[0155] 介由入口Pi被导入至伺服机壳20内的工作油由内置式过滤器F3进行过滤后,如前所述,被供给至供给排出切换阀24/25的各自的给入口24b/25b。另一方面,从供给排出切换阀24/25的排出口24c/25c中排出的工作油从伺服机壳20的出口Po介由回油口Pr被排出至机壳3内的储油部3b。

[0156] 接下来,对如图12~图15所示的带有伺服单元、管路过滤器以及外部泵的液压泵1的其它实施例、以及采用了图12~图15的液压泵1的图16所示的液压回路构造进行说明。需要说明的是,关于具有与图10以及图11所示的上述实施例中的构件、部分相同的构造或功能的构件、部分,附上与上述实施例相同的附图标记,对此,只要没有必要特别说明,就省略说明。

[0157] 关于图10以及图11所示的管路过滤器F2,将其端口块Bf安装于从液压泵1的端口块10延伸设置的台座Ht,在该端口块Bf设置作为出口的外置的管接头c2,在该管接头c2与在液压泵1的端口块10的、与管路过滤器F2对置的侧面开口的测压口Pc之间,设置外置的油管(软管等)作为油路L2的所述下游侧部分。

[0158] 对此,在如图12~图16所示安装于液压泵1的管路过滤器F2中,使相当于将所述的台座ht和端口块Bf一体化的构造的端口块50的侧面接合于液压泵1的端口块10的所述侧面,将该在向端口块10的接合侧面开口的、端口块50内的后述出口侧油路50e的开口端设为管路过滤器F2的出口50f,将该出口50f直接接合于在端口块10的所述侧面开口的测压口Pc。

[0159] 因此,在如图10、11所示的实施例中对于连接管路过滤器F2的出口和测压口Pc而言所必要的外置的油管(图11的油路L2中的管路过滤器F2的下游侧部分)、以及为了将该油路连接于管路过滤器F2的出口而安装于该出口的管接头c2,在图12~图16的实施例中是不需要的。

[0160] 如此,在图12~图16的实施例中,仅仅通过将管路过滤器F2的端口块50的侧面接合于液压泵1的端口块10的侧面,就能使管路过滤器F2的出口50f与端口块10的测压口Pc直接接合,并简单地构成从管路过滤器F2向端口块10内的充油阀单元CV1/CV2的油路,此外,所构成的油路较短即可,确保了紧凑性。

[0161] 需要说明的是,在本实施例中,以贯通端口块50与端口块10的接合面的方式,将从出口50f跨到测压口Pc的筒构件55设于端口块50以及端口块10内,由此,防止从两端口50f/Pc之间的缝隙漏油。

[0162] 对端口块50以及安装于端口块50的管路过滤器F2的油路构造进行详细说明。端口块50的一面构成过滤器安装面,在该过滤器安装面安装有管路过滤器F2,即内装有过滤器

主体52以及喷出口部件53的大致圆筒状的过滤器壳体51。

[0163] 在本实施例中,与以从端口块10垂直设置的方式将外部泵8a/8b/8c安装于端口块10的下表面的情况相同,将端口块50的下表面设为过滤器安装面,将安装于该过滤器安装面的过滤器壳体51设为与外部泵8a/8b/8c平行地从端口块50向下方垂直设置的状态。

[0164] 如果在将过滤器安装面设为上表面的状态下将端口块50接合于端口块10的话,通过将管路过滤器F2安装于该过滤器安装面,能以与液压泵1的机壳3平行的状态朝上设置管路过滤器F2。

[0165] 在端口块50的过滤器安装面(在本实施例中为下面)形成有作为朝向过滤器壳体51内的油的吸入口50c的环状槽。在端口块50的、与过滤器安装面为相反侧的面(在本实施例中为端口块50的上表面),开有用于安装所述管接头c1的入口50a,在端口块50内,在本实施例中贯穿设有垂直的入口侧油路50b,连接入口50a与吸入口50c。

[0166] 在图10的实施例中,在端口块Bf中,具有安装有管接头c1的入口的侧面与安装管路过滤器F2的面(上表面)呈垂直状配置,为了连接入口与朝向过滤器内的吸入口,需要在端口块Bf形成L字形等复杂的油路。

[0167] 与如此的图10的实施例相比,在本实施例中,通过在端口块50的呈对置状的一面(本实施例中为上表面)设置入口50a,在另一面(在本实施例中为下表面)设置吸入口50c,从而以连接入口50a与吸入口50c的方式形成于端口块50内的入口侧油路50b呈直线状,在端口块50的厚度方向(本实施例中为上下方向)构成最短的油孔构造。

[0168] 因此,从入口侧油路50b通过的过程中的油流以及油压的损失较少,提高了管路过滤器F2的过滤效率,此外,用于构成入口侧油路50b的加工工序数较少即可,也能对低成本化做出贡献。

[0169] 在过滤器壳体51内容纳有大致圆柱状的过滤器主体52,从吸入口50c流入至过滤器壳体51内的油向过滤器主体52导入。

[0170] 以在被端口块50的所述过滤器安装面(在本实施例中为下表面)的吸入口50c包围的部分进行开口的方式,在端口块50内形成有喷出口50d。在该喷出口50d安装有管路过滤器F2的喷出口构件53,使喷出口部件53面对形成于过滤器主体52的中心部的喷出口部分。

[0171] 如此,构成如下构造:从吸入口50c流入至过滤器壳体51内的油如图13中的箭头所示,在从过滤器主体52内通过的过程中被过滤,介由喷出口构件53向端口块50内的喷出口50d喷出。

[0172] 在端口块50内,从喷出口50d开始到所述出口50f为止贯穿设置有直线状的出口侧油路50e。在如前所述的出口50f与端口块10的测压口Pc接合的状态下,该出口侧油路50e延伸设置在与端口块10内的充油油路Lc相同的轴芯上。

[0173] 因此,从喷出口50d到充油油路Lc呈直线状形成油路,从该油路通过的油流以及油压的损失较少,能对充油阀单元CV1/CV2的适当的工作做出贡献,此外,能对出口侧油路50d周围的端口块50的紧凑化做出贡献,并且其加工工序数较少即可,也对低成本化做出贡献。

[0174] 需要说明的是,在端口块50内以面对喷出口50d的方式安装有过滤器堵塞检测开关54。此外,从该开关54到吸入口50c延伸设置有油路50g。如此,开关54为如下构造:通过连通于过滤器主体52的一次侧(吸入口50c)与二次侧(喷出口50d),检测该一次侧与二次侧之间的油压差,根据该油压差是否超过阈值来切换ON/OFF。

[0175] 即,如果过滤器主体52发生堵塞的话,从过滤器52流出至二次侧的喷出口50d的油的油压降低。当其降低量变大而与一次侧的油压差超过一定值(阈值)时,需要更换管路过滤器F2(或者过滤器主体52),切换开关54的ON/OFF(比如,处于OFF状态的开关变为ON)。

[0176] 该开关54的切换介由从开关54延伸设置的电线54a传递至图外的警报装置(例如,在车辆的仪表盘的显示面板上显示需要更换过滤器),通过该警报装置向车辆的驾驶员警报更换过滤器的必要性。

[0177] 如上所述,端口块50也能以上下反转并使过滤器安装面朝上,即使管路过滤器F2朝上、使入口50a(管接头c1)朝下的状态接合于端口块10。

[0178] 因此,能考虑液压泵1的周边环境、作为连接于安装在入口50a的管接头c1的图16所示的油路L2的油管的处理等,选择将管路过滤器F2是朝上还是朝下,将端口块50安装于端口块10。

[0179] 此外,端口块50通过螺栓56而紧固于端口块10,可通过拧开螺栓56而从端口块10卸下,因此,例如,即使曾经选择管路过滤器F2朝上,也可在将端口块50安装于端口块10后改变想法,以使管路过滤器F2朝下的方式重新安装端口块50。

[0180] 需要说明的是,虽然在图13中记载了赋予附图标记8d的、配置于与泵轴4相同轴芯上的轴,但其为用于一体驱动外部泵8a/8b/8c的泵驱动轴8d,可一体旋转地连接于液压泵1的泵轴4。虽然没有在图10中图示出,但图10的实施例中也同样设有泵驱动轴8d。

[0181] 以下使用图17、图18以及图19对液压式车轴驱动系统100进行说明。

[0182] 该液压式车轴驱动系统100具备左右驱动轮,利用左右驱动轮的旋转速度差进行转弯,并且适用于将该左右车轮的旋转方向设为相互相反方向而能进行小半径转弯(零转向)的方式构成的零转向式车辆。

[0183] 液压式车轴驱动系统100具备箱R2、左右一对车轴驱动装置LA/RA以及左右一对伺服机构LB/RB。左右一对车轴驱动装置LA/RA分别将液压泵Pm以及液压马达M2作为一体容纳于车轴驱动壳体LAa/RAa中。箱R2以架设于左右的车轴驱动壳体LAa/RAa的上部之间的方式配置。

[0184] 左侧的车轴驱动装置LA的车轴驱动壳体LAa支承车轴Lx,以与车辆的左侧驱动轮相联系的方式,使该车轴Lx的左端部从车轴驱动壳体LAa的左端向左方突出。右侧的车轴驱动装置RA的车轴驱动壳体RAa支承车轴Rx,以与车辆的右侧驱动轮相联系的方式,使该车轴Rx的右端部从车轴驱动壳体RAa的右端向右方突出。

[0185] 在各车轴驱动装置LA/RA中,以如下方式构成有HST:在液压泵Pm与液压马达M2之间循环有工作油。构成有如下构造:根据各HST中的液压马达M2的输出,各车轴驱动装置LA/RA所支承的车轴Lx/Rx被相互独立地驱动。

[0186] 如图18所示,在各车轴驱动装置LA/RA中,在液压泵Pm与液压马达M2之间设有主油路90/91。通过液压泵Pm、液压马达M、主油路90/91构成HST。

[0187] 液压泵Pm具备如图17所示的在垂直方向延伸设置的泵轴Pma(在图17中,仅对左车轴驱动装置LA的泵轴Pma做出了图示)和可动倾斜板65。可动倾斜板65的倾斜方向以及倾斜角度由如后所述的各伺服机构LB/RB进行控制。

[0188] 左右车轴驱动装置LA/RA的泵轴Pma的上端部从车轴驱动壳体LAa/RAa突出,在其突出部固定设置有带轮Pmb。左右泵轴Pma介由卷绕于带轮Pmb的传动带而同步接受来自发

动机等的原动机的动力,由此,同步驱动左右液压泵Pm。

[0189] 两个车轴驱动装置LA/RA的可动倾斜板65相互独立地被倾斜控制。左右车轴驱动装置LA/RA的各个液压马达M2介由主油路90或91,从根据各自的可动倾斜板65的倾斜方向以及倾斜角度被设定了喷出方向以及喷出量的液压泵Pm被供给工作油并被驱动。根据该输出来驱动相应的车轴Lx/Rx。

[0190] 各车轴驱动装置LA/RA与如上所述构成的HST关联,具备储油部Rp、充油泵80、充油安全泄压阀81、单向阀82,旁通阀92、充油单向阀83以及充油单向阀85。

[0191] 带有中立阀84的充油单向阀83连接于主油路90。带有中立阀86的充油单向阀85连接于主油路91。

[0192] 各车轴驱动装置LA/RA的充油泵80所喷出的油作为工作油被供给至附设于具有该充油泵80的各车轴驱动装置LA/RA的伺服机构LB或RB,并且介由此伺服机构LB或RB而向相反侧的车轴驱动装置LA/RA的HST进行补充。就是说,将从另一个车轴驱动装置LA/RA的充油泵80喷出的工作油补充至各车轴驱动装置LA/RA的HST。通过如此构成,来自于充油泵80的喷出油在循环过程中得到充分冷却后,作为工作油补充至HST,故能抑制HST的温度上升。

[0193] 充油安全泄压阀81、充油单向阀83/85、中立阀84/86、旁通阀92的各自的功能与上述的液压泵1中的充油安全泄压阀26、充油单向阀271/272、中立阀283以及旁通阀29相同。

[0194] 需要说明的是,在本实施例中,以使两个充油单向阀83/85分别分流的方式设有中立阀84/86,不设置与上述的安全泄压阀281/282对应的高压侧的主油路的调压用的安全泄压阀。但是,通过中立阀84/86以从高压侧的主油路向低压侧的补充油路排出油的方式发挥功能,由此确保了高压侧的主油路的调压作用。

[0195] 需要说明的是,单向阀82用于从储油部Rb向形成负压的主油路90或91补充工作油。即,即使在车辆的原动机停止,液压泵Pm的泵轴Pma和充油泵80均未被驱动的状态下,也可通过充油泵82的开放,向负压状态下的任一主油路90/91补充工作油。

[0196] 由此,能防止停车于坡道上的状态下的车辆从HST的封闭回路泄漏工作油。由此,通过减轻施加于液压马达M2的工作油的阻力而能防止车辆意外从坡道冲下的事态发生。

[0197] 左/右伺服机构LB/RB用于控制在各自的车轴驱动装置LA/RA的车轴驱动壳体LAa/RAa容纳的液压泵Pm的可动倾斜板65的倾斜方向以及倾斜角度。

[0198] 此处,作为所述实施例的液压泵1的伺服机构,使用了在容纳供给排出阀24/25的伺服机壳20还构成有液压缸21的构造的伺服单元2。另一方面,本实施例的各伺服机构LB/RB由阀块LV/RV和从所述阀块LV/RV分离的液压缸Cr构成。

[0199] 根据如此的分离构造,即使有在阀块LV/RV与液压缸Cr之间需要配管的情况,阀块LV/RV本身的厚度变小将液压缸Cr分离开的程度。而且,能在液压缸Cr与阀块LV/RV之间空出用于配置其它构件等的有效的空间。此外,能够确保阀块LV/RV与液压缸Cr不相互束缚的自由布局性。

[0200] 左右各车轴驱动装置LA/RA的前后一侧分别配置有伺服机构LB/RB。在本实施例中,将伺服机构LB/RB配置于车轴驱动装置LA/RA的前侧。

[0201] 例如,如果将液压式车轴驱动系统100适用于具备中置式割草单元的割草拖拉机的后轮驱动用的话,在支承左右车轮Lx/Rx的车轴驱动装置LA/RA的前方,在割草单元的紧邻后方配置有伺服机构LB/RB。即,通过各车轴驱动装置LA/RA,提高伺服机构LB/RB的液压

缸Cr以及阀块LV/RV以及其它相关的如后所述的配管构造的保护性。

[0202] 以下,在伺服机构LB/RB配置于车轴驱动装置LA/RA的前侧的前提下,针对液压式车轴驱动系统100进行说明。在各伺服机构LB/RB中,阀块LV/RV固定设置于该车轴驱动装置LA/RA的车轴驱动壳体LAa/RAa的下部的前侧,液压缸Cr固定设置于该车轴驱动壳体LAa/RAa的上部的前侧。

[0203] 如此,车轴驱动壳体LAa/RAa的下部安装有阀块LV/RV。另一方面,如上所述,液压缸Cr与阀块LV/RV分离,安装于车轴驱动壳体LAa/RAa的上部。

[0204] 由此,阀块LV/RV的上下方向的厚度变薄去除了液压缸Cr的程度,抑制了其下方延伸量。各阀块LV/RV的底端配置于与车轴驱动壳体LAa/RAa的底端大致均等的高度。由此,可确保车辆的必要的地上高度。

[0205] 如图17所述,在各阀块LV/RV从上方嵌入有两个供给排出切换阀44/45,以从阀块LV/RV的上表面分别竖立设置比例电磁铁44a/45a的状态,左右并列设置。

[0206] 需要说明的是,当将阀块LV/RV相互对置的一侧设为左右内侧,将与其相反一侧设为左右外侧时,那么在各阀块LV/RV中,在左右外侧配置有供给排出切换阀44,在左右内侧配置有供给排出切换阀45。在这些比例电磁铁44a/45a的近旁(紧邻后方)以屏障的方式配置有各车轴驱动壳体LAa/RAa的前部。如此,保护了比例电磁铁44a/45a,能防止其破损。

[0207] 供给排出切换阀44包含比例电磁铁44a、给入口44b、排出口44c以及供给排出口44d。供给排出切换阀45包含比例电磁铁45a、给入口45b、排出口45c以及供给排出口45d。各比例电磁铁44a/45a产生与控制电流值成比例的驱动力。两个供给排出切换阀44/45之中的一方(供给排出切换阀44)的比例电磁铁被励磁为用于前进,另一方(供给排出切换阀45)比例电磁铁被励磁为用于后退。

[0208] 各供给排出切换阀44/45以根据控制电流值而振动地切换为供给位置和排出位置的方式构成。例如,在供给排出切换阀44位于供给位置时,通过将给入口44b连通于供给排出口44d,从而将导入至给入口44b的工作油供给至相应的油室。另一方面,在供给排出切换阀45位于排出位置时,通过将供给排出口44d连通于排出口45c,从而将从对应的油室导入至供给排出口45d的工作油排出至阀块LV的外部。

[0209] 通过如此反复进行工作油的供给和排出,设定液压缸Cr内的两个油室内的压力。需要说明的是,即使在液压式车轴驱动系统100中,施加于各比例电磁铁44a/45a的控制电流值也根据所述操作工具的操作量由控制器控制(未图示)。

[0210] 如图19中所示,在与各自的车轴驱动壳体LAa/RAa相接的各阀块LV/RV的后侧面开有主体出口P1和主体入口P7。

[0211] 此外,如图17~图19所示,在各阀块LV/RV的外侧面中,设有连接于供给排出切换阀44的供给排出口44d的第一供给排出口P2、连接于供给排出切换阀45的供给排出口45d的第二供给排出口P3、连接于伺服安全泄压阀87的泄压侧的出口P4、连接于主体入口P7的回油口P5、以及连接于两个供给排出切换阀44/45的排出口44c/45c的排泄口P6。

[0212] 当将相互对置的阀块LV/RV的面设为左右内侧面,将与其相反的面设为左右外侧面时,在左右内侧面设有出口P4和排泄口P6,在左右外侧面设有第一供给排出口P2。此外,在阀块LV/RV的前侧,在靠近左右内侧的部分设有第二供给排出口P3,在靠近左右外侧的部分设有回油口P5。

[0213] 另一方面,在液压缸Cr的前侧,在靠近左右外侧的部分设有第一口Cp1,在靠近左右内侧的部分设有第二口Cp2。第一口Cp1连通于其液压缸Cr内的活塞的左右外侧的油室,第一口Cp2连通于该活塞的左右内侧的油室。

[0214] 如图19所示,在将各阀块LV/RV以左右中央划分为左右内侧半部和左右外侧半部的情况下,供给排出切换阀44/45配置于各阀块LV/RV的左右内侧半部。在该左右内侧半部中,供给排出切换阀44/45的前方部分向前方鼓出。在该鼓出部分容纳有沿水平方向且前后方向延伸设置的伺服安全泄压阀87。

[0215] 即,各阀块LV/RV的前部通过左右内侧半部的前部比左右外侧半部的前端更向前方突出,从而形成阶梯差。配设于各阀块LV/RV的前侧的第二供给排出口P3以及回油口P5中的第二供给排出口P3在向前方鼓出的左右内侧半部的前侧面开口,进而,配置于比伺服安全泄压阀87更靠近左右内侧的位置。另一方面,回油口P5在左右外侧半部的前侧面开口,该左右外侧半部的前侧面配置为比左右内侧半部的前部更靠后方。

[0216] 对如图19所示的右阀块RV的内部的油路的布局进行说明。需要说明的是,左阀块LV相对于右阀块RV左右对称,除此之外具有与右阀块RV的油路构造相同的构造。由此,通过该右阀块RV内的油路构造的说明,也对左阀块LV内的油路构造进行了说明。

[0217] 左右并排设置的供给排出切换阀44/45从阀块RV的上面垂直向下方形成。此外,在各供给排出切换阀44/45的上部形成有排出口44c/45c,在上下中间部形成有给入口44b/45b,在下端部形成有供给排出口44d/45d。

[0218] 阀块RV的后侧面的主体出口P1和容纳于阀块RV的前部的伺服安全泄压阀87配置在同一轴线上,它们介由在左右供给排出切换阀44/45之间在前后方向延伸设置的给入油路71进行连接。

[0219] 此外,在右侧的阀块RV内,左右外侧(图19的纸面上为左侧)的供给排出切换阀44的给入口44b与左右内侧(图19的纸面上为右侧)的供给排出切换阀45的给入口45b之间,贯穿设置有朝向左右方向且水平方向的油孔。该油孔与给入油路71呈直角交叉。此外,在该油孔中,将从给入油路71向外侧供给排出切换阀44的给入口44b延伸设置的部分设为第一给入油路71a,将从给入油路71向内侧的供给排出切换阀45的给入口45b延伸设置的部分设为第二给入油路71b。

[0220] 此外,在阀块RV的左右内侧面(在右阀块RV中为左侧面)开口的排出口P6的右方贯穿设置有朝向左右方向且水平方向的油孔。作为排出油路72的该油孔从内侧的供给排出切换阀45的排出口45c经过,并到达外侧的供给排出切换阀44的排出口44c。

[0221] 需要说明的是,在排出油路72中,排出口44c/45c之间的部分从在前后方向延伸设置的给入油路71的上方部分通过,不与给入油路71交叉。排出油路72使两个供给排出切换阀44/45的排出口44c/45c连通至排出口P6。

[0222] 此外,在阀块RV中,从外侧的供给排出切换阀44的下端的供给排出口44d到配设于阀块RV的右侧面(左右外侧面)的第一供给排出口P2,沿阀块RV的左右外侧半部的前侧面延伸设置有第一供给排出油路73。

[0223] 另一方面,从内侧的供给排出切换阀45的下端的供给排出口45d到配设于阀块RV的左右内侧半部的前侧面的第二供给排出口P3,沿阀块RV的左侧面(左右内侧面)延伸设置有第二供给排出油路74。

[0224] 此外,在阀块RV的左右内侧半部的鼓出部分内,从伺服安全泄压阀87到配设于阀块RV的左右内侧面的出口P4,延伸设置有朝向左右方向且水平方向的安全泄压油路75。需要说明的是,安全泄压油路75从第二供给排出油路74的上方部分通过,不与第二供给排出油路74交叉。

[0225] 另一方面,配设于阀块RV的左右外侧半部的前侧面的回油口P5和配设于阀块RV的后侧面的主体入口P7配置在同一轴线上,它们介由在前后方向且水平方向延伸设置的回油油路76进行连接。

[0226] 需要说明的是,回油油路76从第一供给排出油路73的上方部分通过,不与第一排出供给油路73交叉。进而,回油油路76从沿垂直方向延伸设置的外侧的供给排出切换阀44的左右外侧(右方)部分通过,也不与供给排出切换阀44交叉。

[0227] 接下来,根据图17和图18对与左右的伺服机构LB/RB相关的配管构造进行说明。

[0228] 各伺服机构LB/RB分别具有作为设于各阀块LV/RV、配置于其上侧的液压缸Cr之间的油管的油管93以及油管94。油管93将第一供给排出口P2和第一口Cp1连接。油管94将第二供给排出口P3和第二口Cp2连接。根据这些配管,液压缸Cr内的两个油室连接于阀块LV/RV各自的供给排出切换阀44/45的供给排出口44d/45d。

[0229] 并且,作为设于左右的阀块LV/RV之间的油管,设有油管96和油管97。油管96将左侧的阀块LV的出口P4和右阀块RV的回油口P5连接。油管97将右阀块RV的出口P4和左阀块LV的回油口P5连接。根据这些配管,油能在两个阀块LV/RV之间流通。

[0230] 进而,作为设于左右两阀块LV/RV与箱R2之间的油管,从各阀块LV/RV的排泄口P6向箱R2延伸设置有油管95。需要说明的是,如图18所示,在各车轴驱动壳体LAa/RAa开口有与各自的储油部Rp连通的排泄口PLa/RPa,在各排泄口PLa/P Ra与箱R2之间设有油管98。

[0231] 左右车轴驱动装置LA/RA的各充油泵80从各自的车轴驱动壳体LAa/RAa的储油部Rp吸入工作油,介由主体出口P1以及给入油路71向阀块LV/RV内喷出工作油。如此,从充油泵80导入至阀块LV/RV的喷出油在伺服安全泄压阀87进行调压后,介由第一/第二给入油路71a/71b流入至供给排出切换阀44/45的给入口44b/45b。

[0232] 如果供给排出切换阀44的电磁铁被励磁的话,从供给排出口44d,介由第一供给排出油路73、第一供给排出口P2、油管93、以及第一口Cp1将工作油供给至液压缸Cr的一方的油室。如果供给排出切换阀44的电磁铁被消磁的话,从液压缸Cr的该一方的油室,介由第一口Cp1、油管93、第一供给排出口P2、第一供给排出油路73、供给排出口44d、排出口44c、排出油路72、排泄口P6、以及油管95,将油排出至箱R2。

[0233] 如果供给排出切换阀45的电磁铁被励磁的话,从供给排出口45d,介由第二供给排出油路74、第二供给排出口P3、油管94、以及第二口Cp2而将工作油供给于液压缸Cr的另一方的油室。如果供给排出切换阀45的电磁铁被消磁的话,从液压缸Cr的该另一方的油室,介由第二口Cp2、油管94、第二供给排出口P3、第二供给排出油路74、供给排出口45d、排出口45c、排出油路72、排泄口P6、以及油管95,将油排出至箱R2。

[0234] 从左侧的阀块LV中的伺服安全泄压阀87被泄压出的过剩压力部分的油介由左阀块LV的安全泄压油路75以及出口P4、设于左右阀块LV/RV之间的油管96、右阀块RV的回油口P5、回油油路76以及主体入口P7导入至右车轴驱动装置RA。并且,过剩部分的油在此处通过充油安全泄压阀81进行调压之后,介由充油单向阀83或85,补充至右车轴驱动装置RA的HST

的主油路90/91。

[0235] 另一方面,从右阀块RV的伺服安全泄压阀87被泄压出的过剩压力部分的油介由右阀块RV的安全泄压油路75以及出口P4、设于左右阀块LV/RV之间的油管97、左阀块LV的回油口P5、回油油路76以及主体入口P7导入至左车轴驱动装置LA。并且,过剩部分的油在此处通过充油安全泄压阀81进行调压之后,介由充油单向阀83或85,补充到左车轴驱动装置LA的HST的主油路90/91。

[0236] 如此,从安装于左右各车轴驱动装置LA/RA的伺服机构LB/RB各自的伺服安全泄压阀87的安全泄压油路,向另一方的车轴驱动装置LA/RA内的充油安全泄压阀81,构成有包含油管96/97等的串联回路。

[0237] 需要说明的是,在各车轴驱动装置LA/RA中,从充油安全泄压阀81被泄压出的过剩压力部分的油排出至该车轴驱动壳体LAa/RAa内的储油部Rp。此外,储油部Rp介由各自的排泄口PLa/PRa以及油管98连通于箱R2。由此,即使因HST的工作导致储油部Rp的温度上升其容积增大,该容积增大部分的油也被吸收到箱R2中,储油部Rp的容积得到调整。

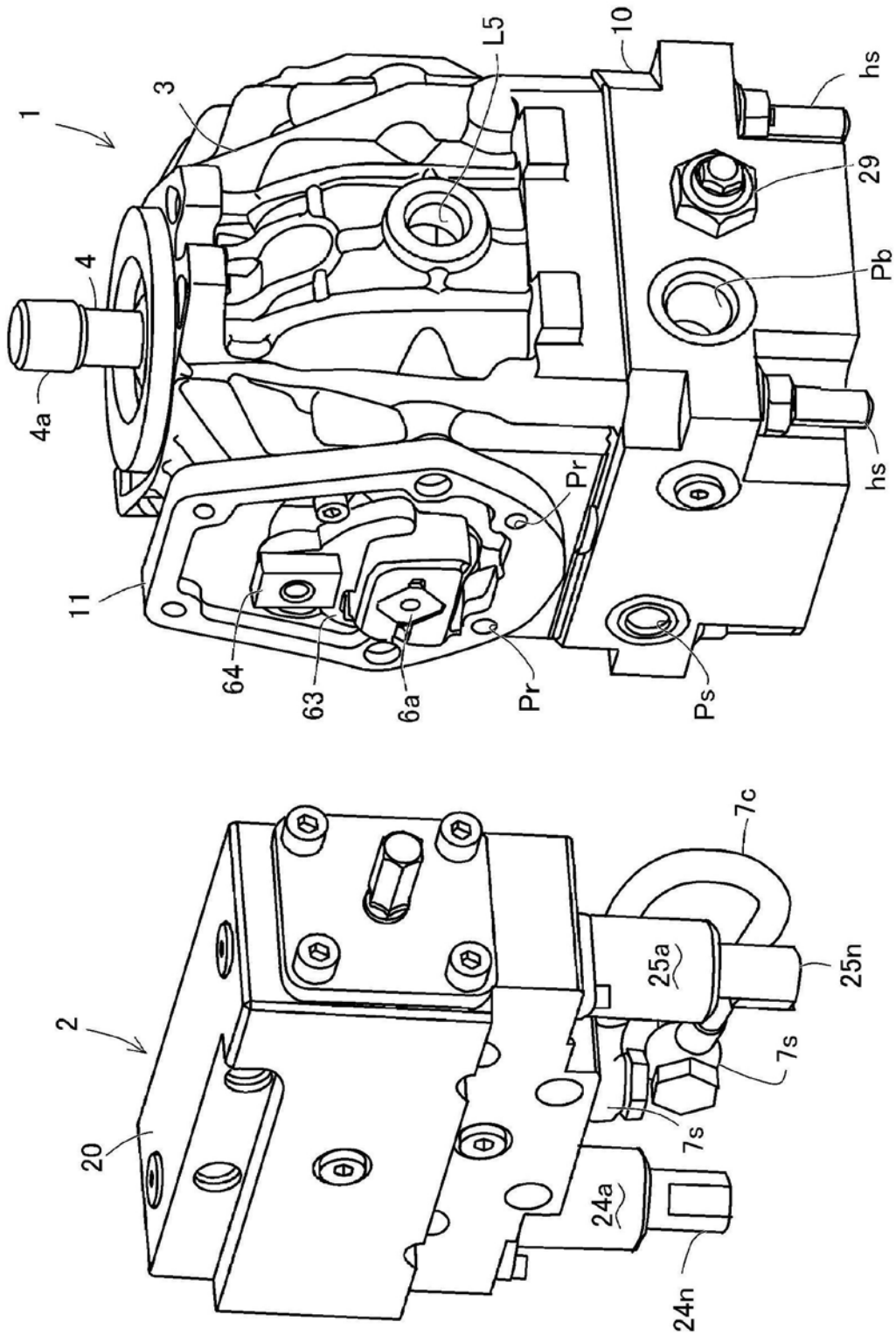


图1

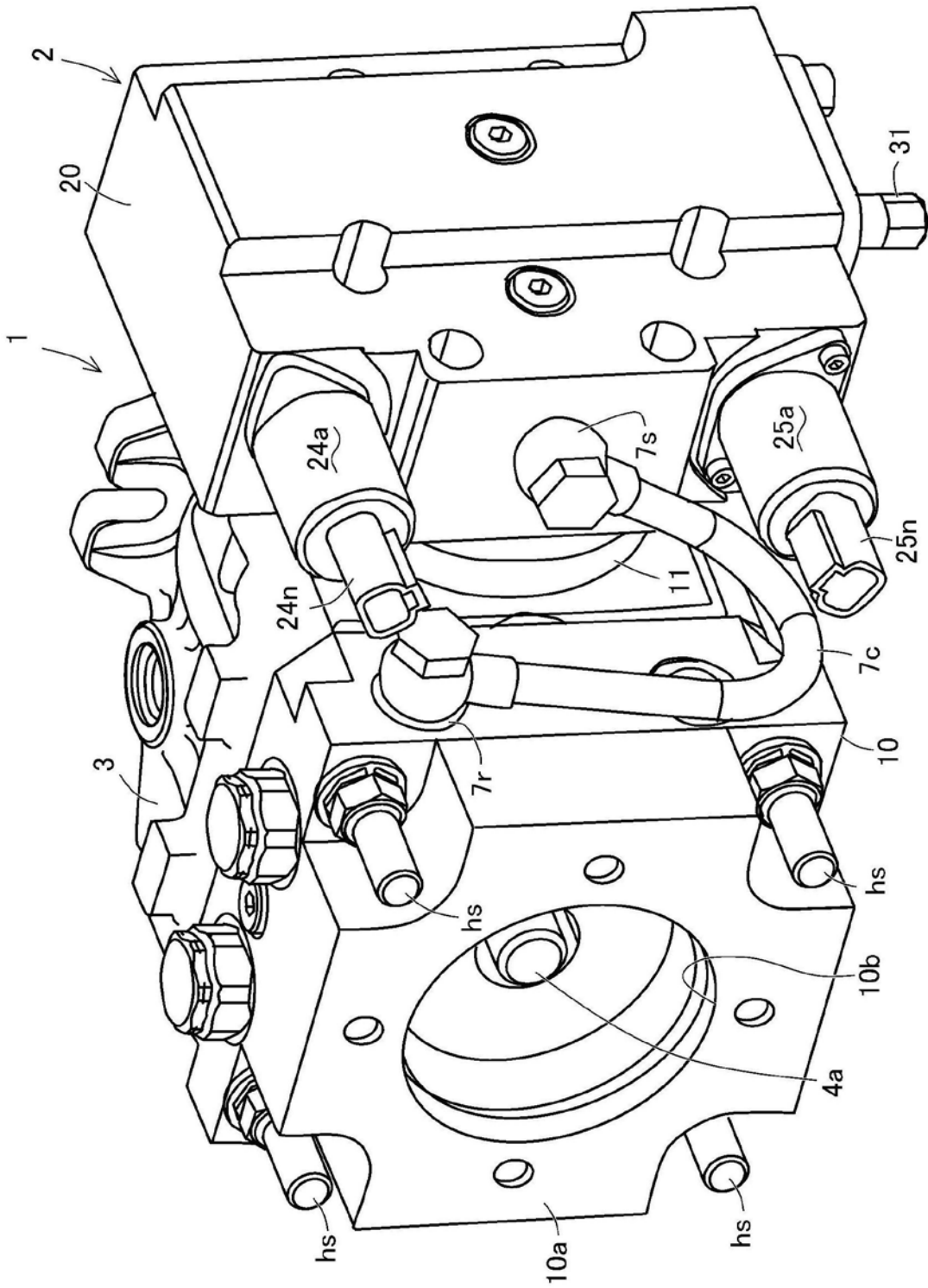


图2

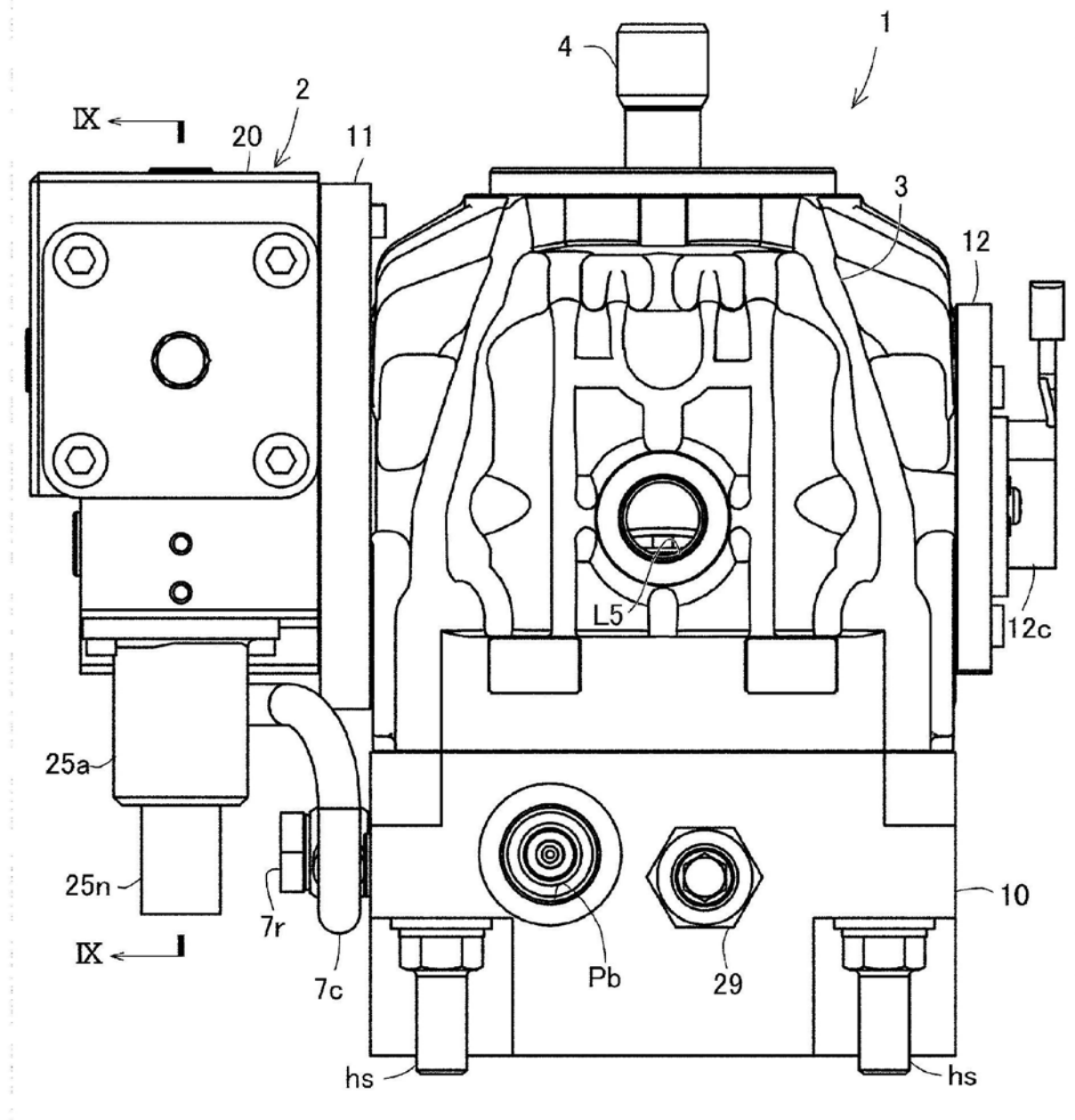


图3

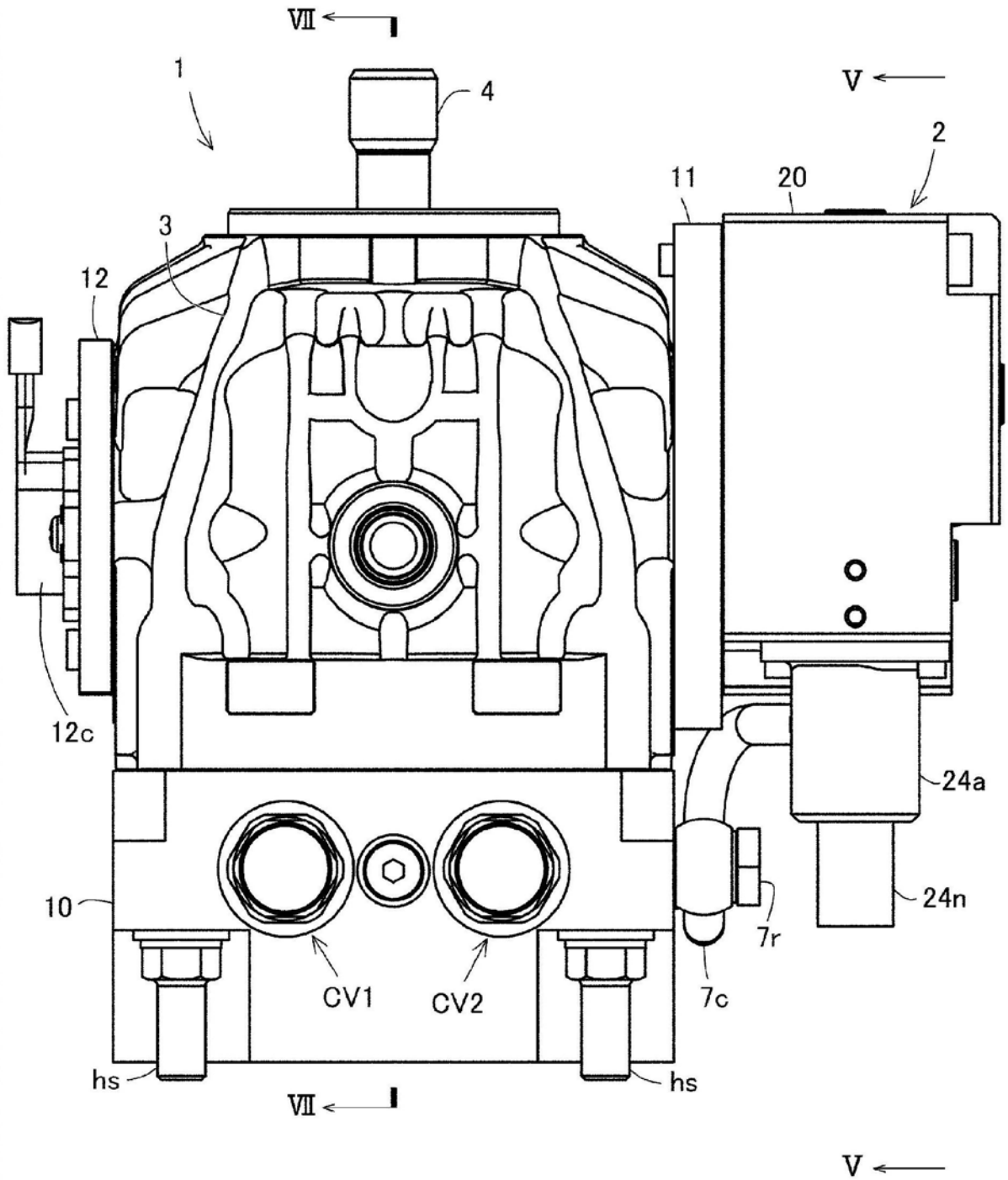


图4

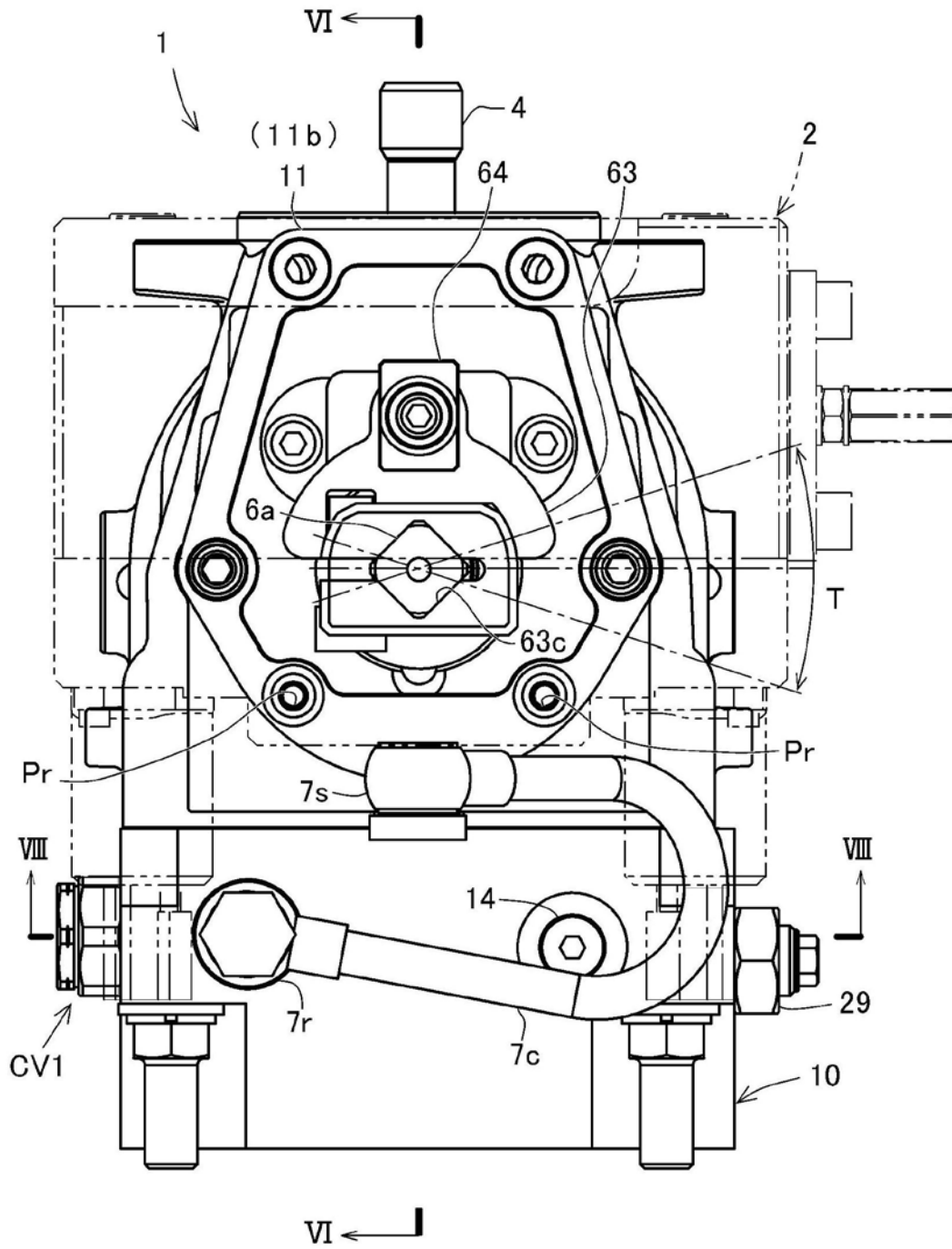


图5

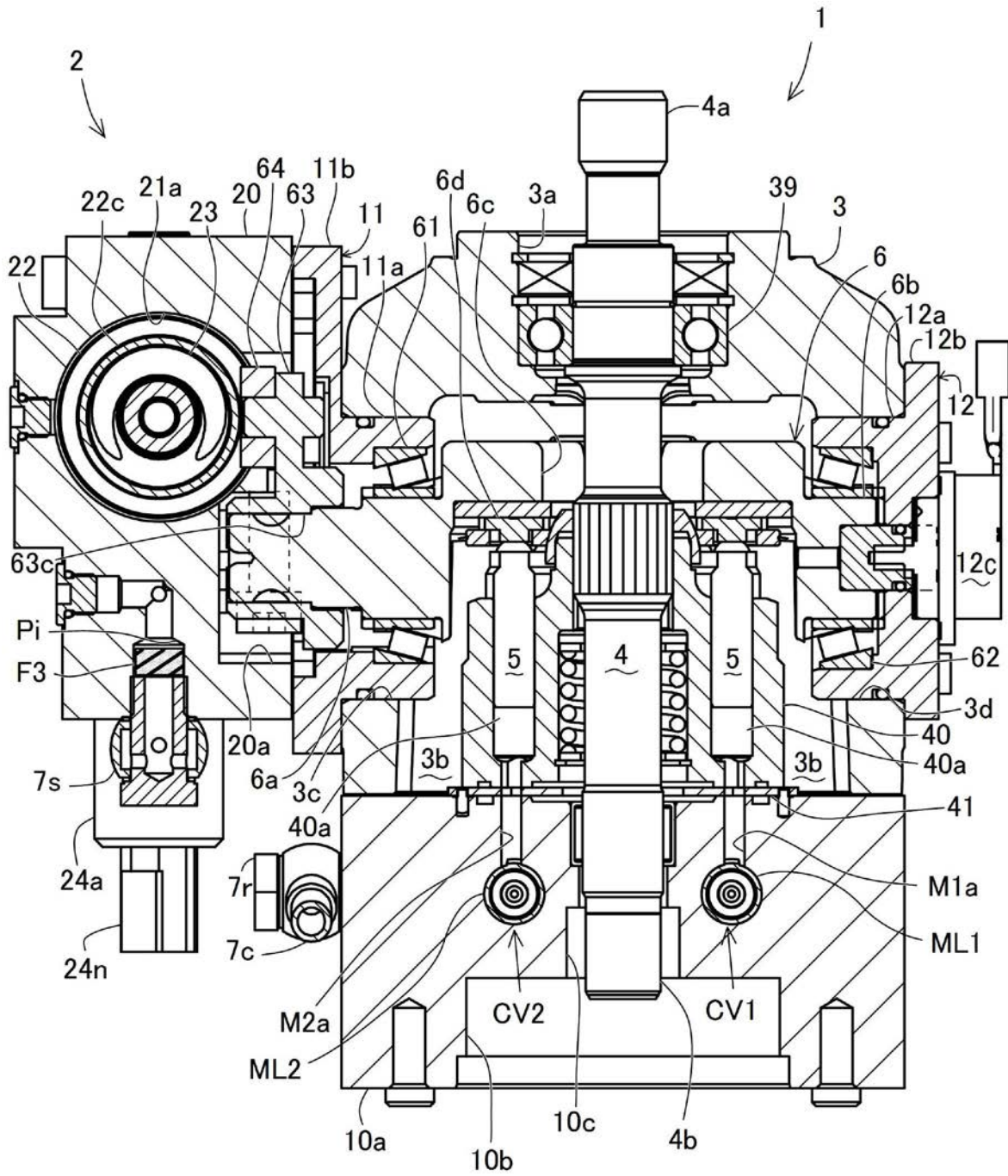


图6

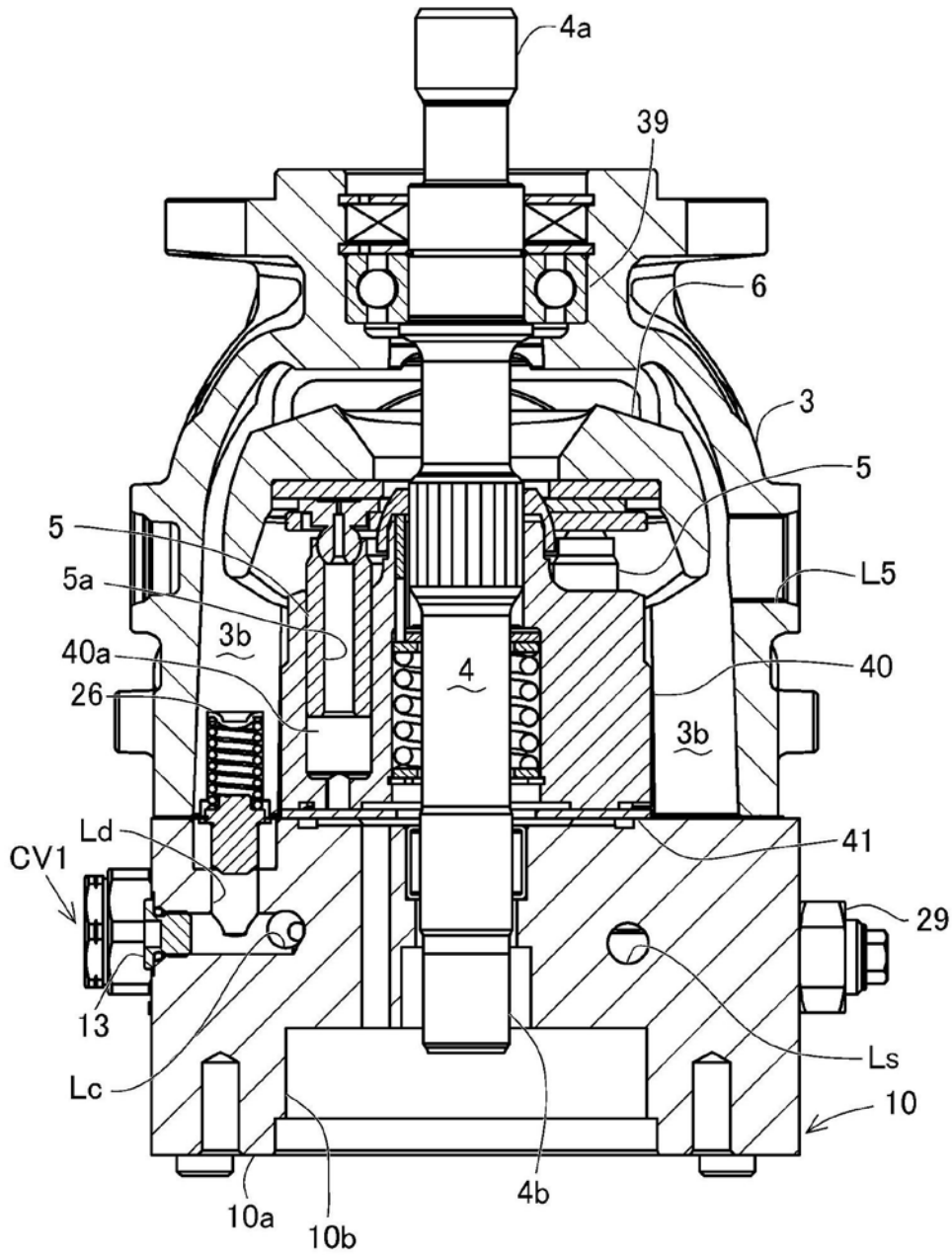


图7

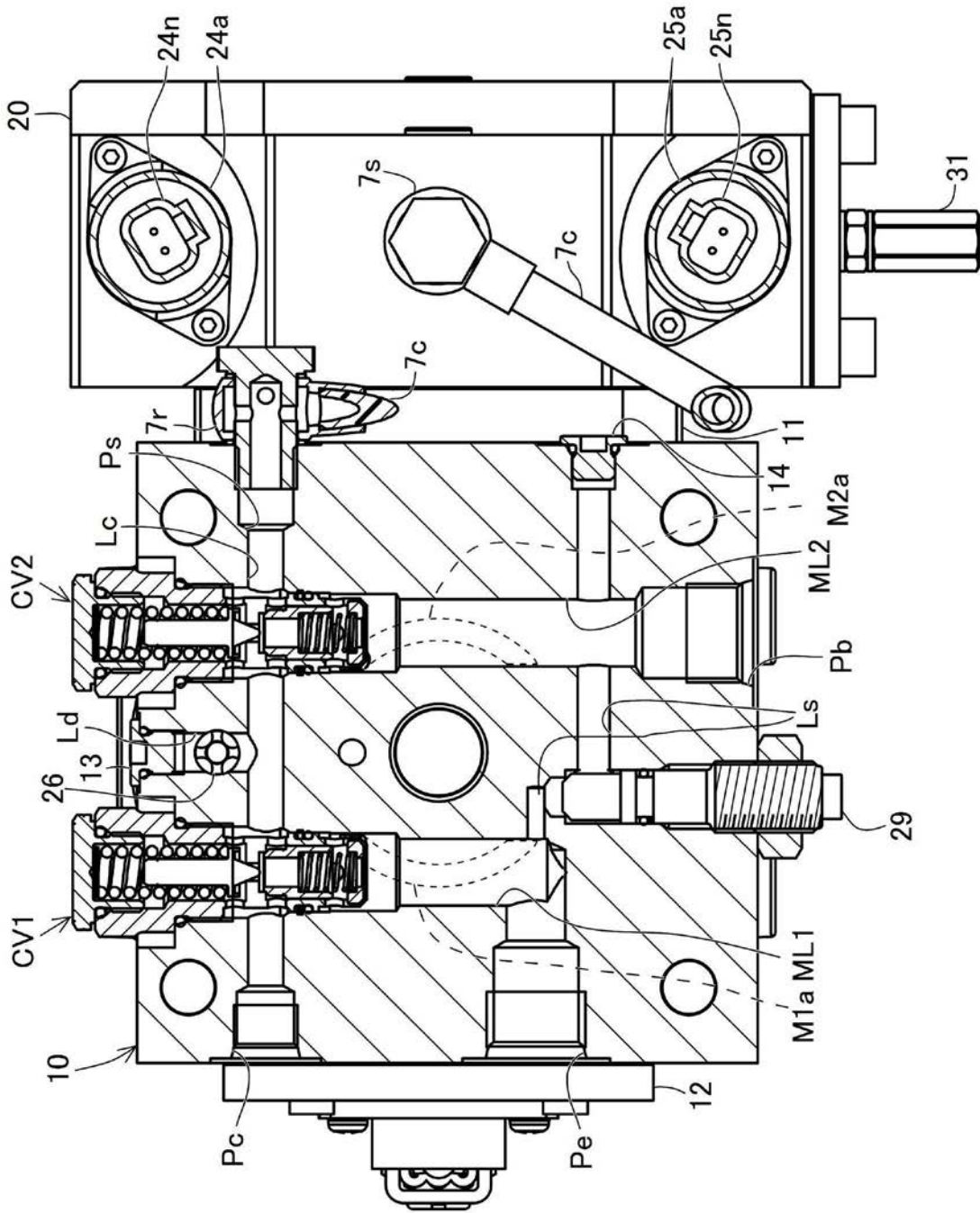


图8

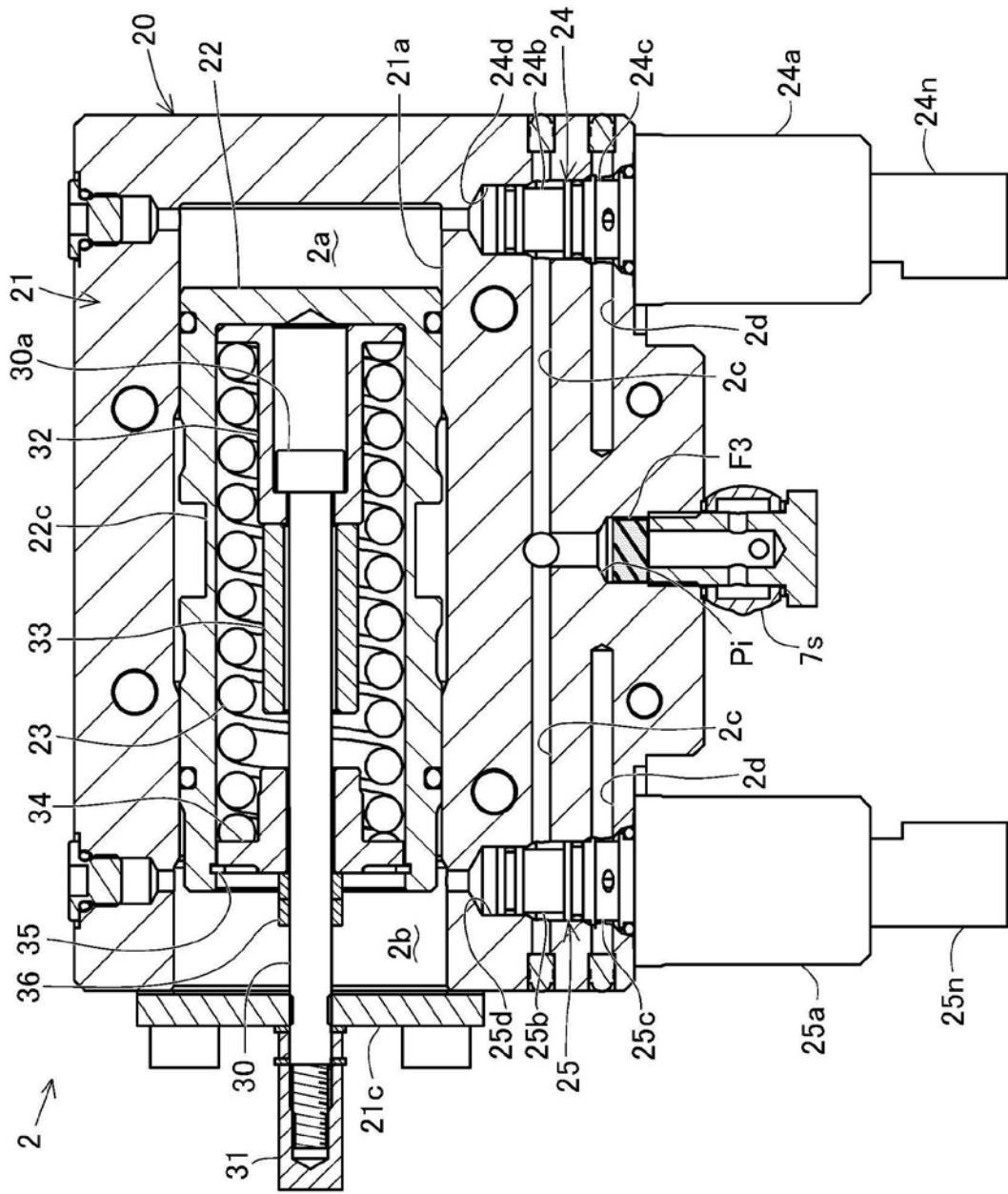


图9

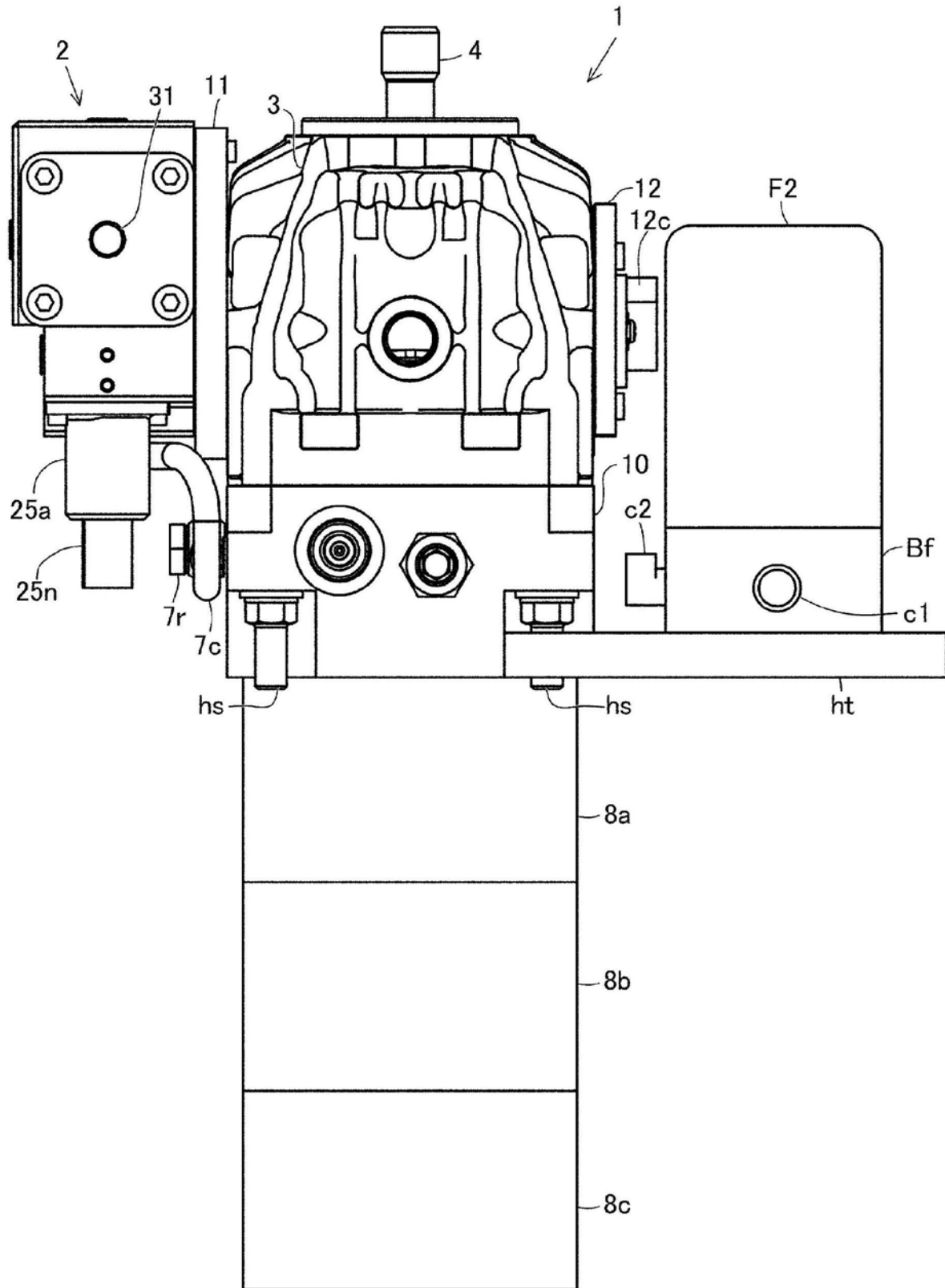


图10

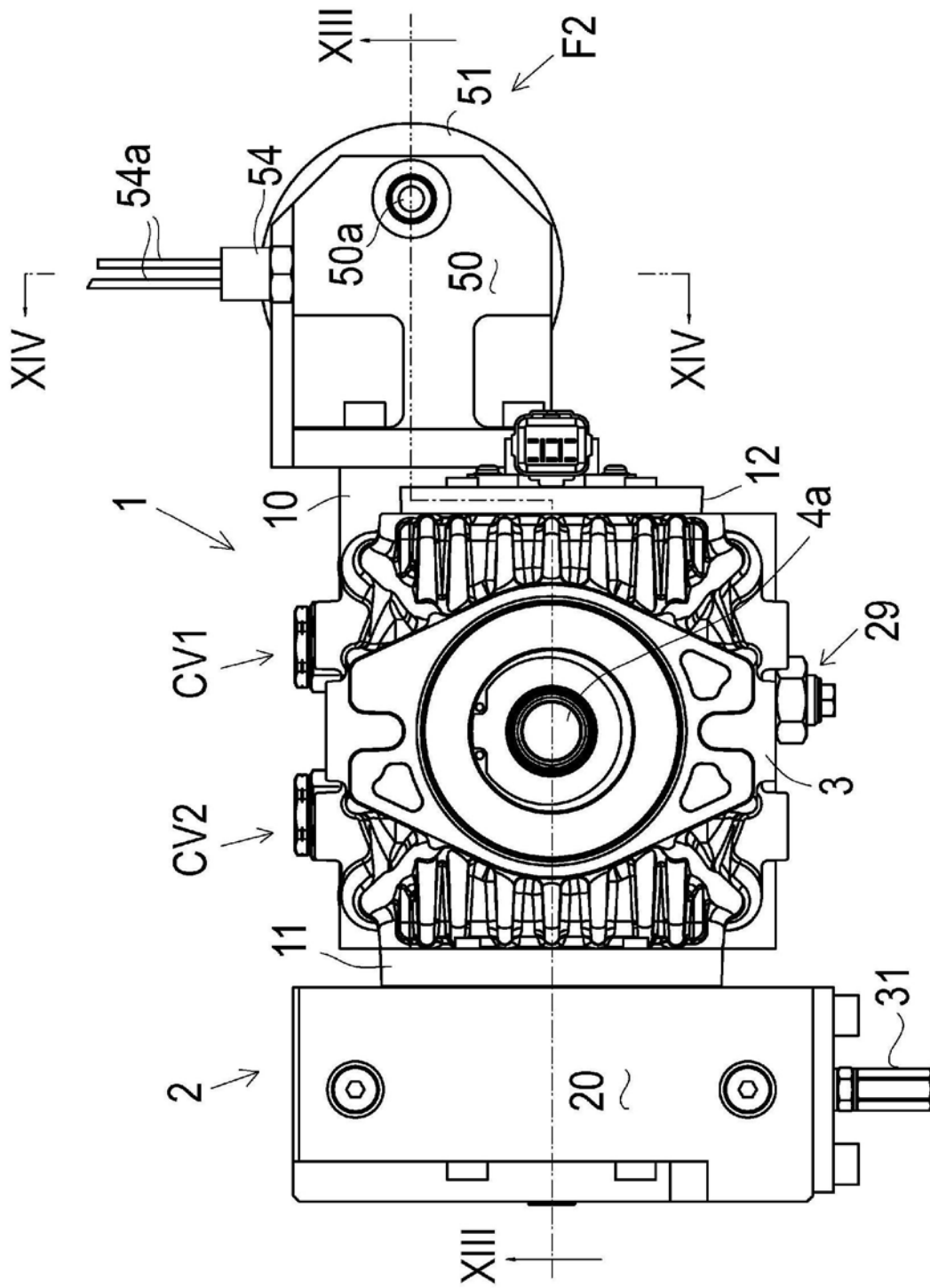


图12

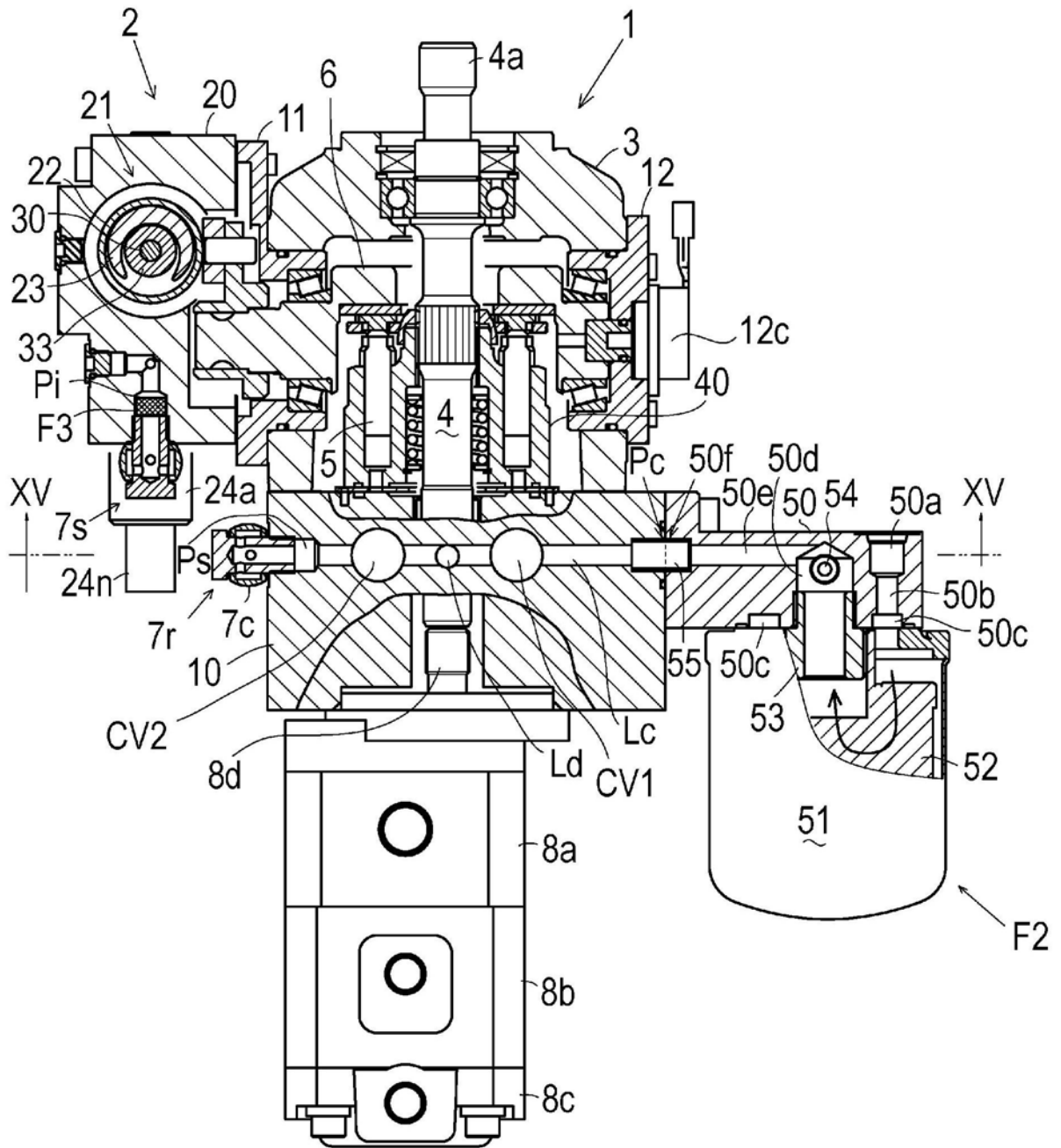


图13

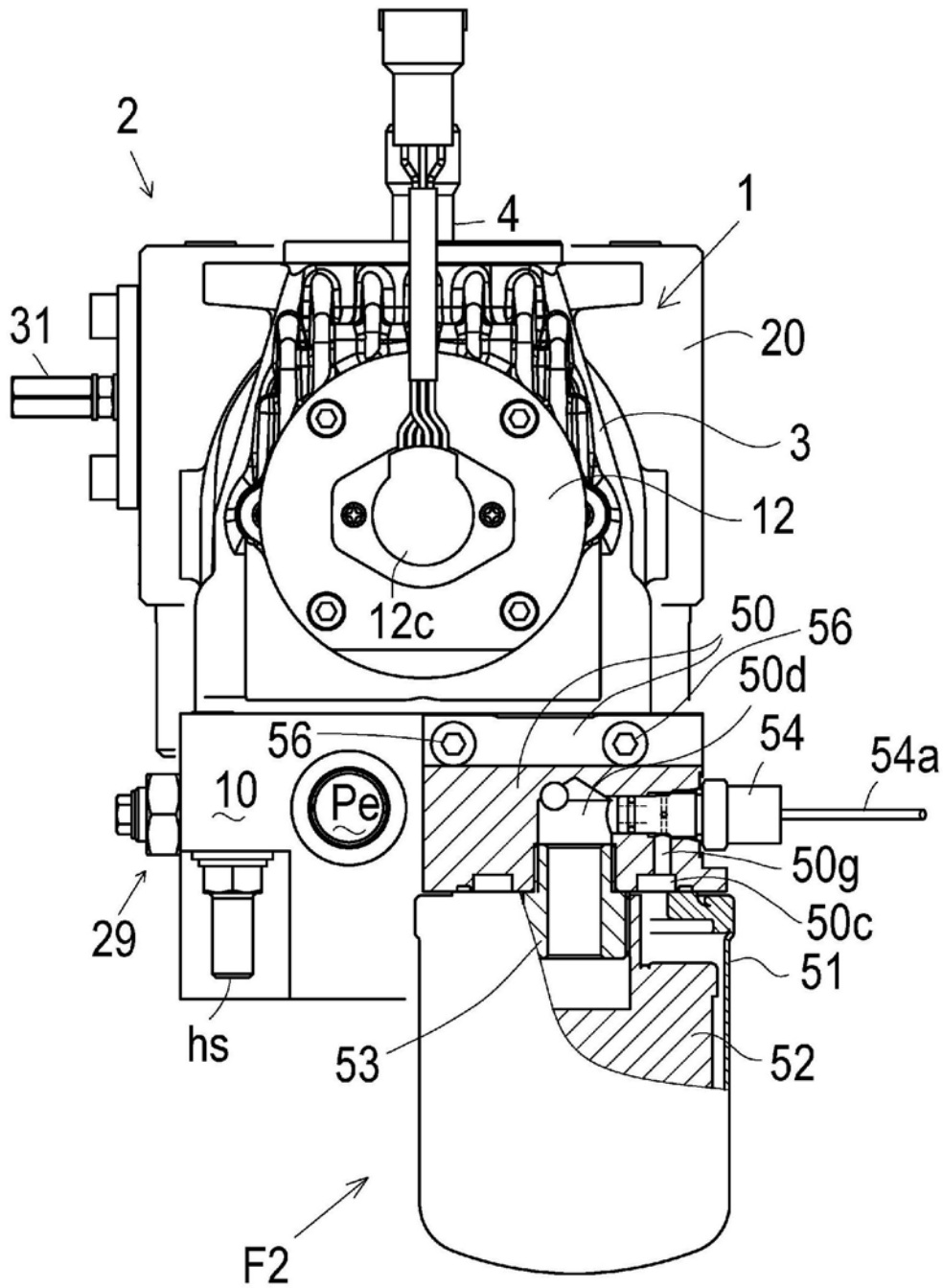


图14

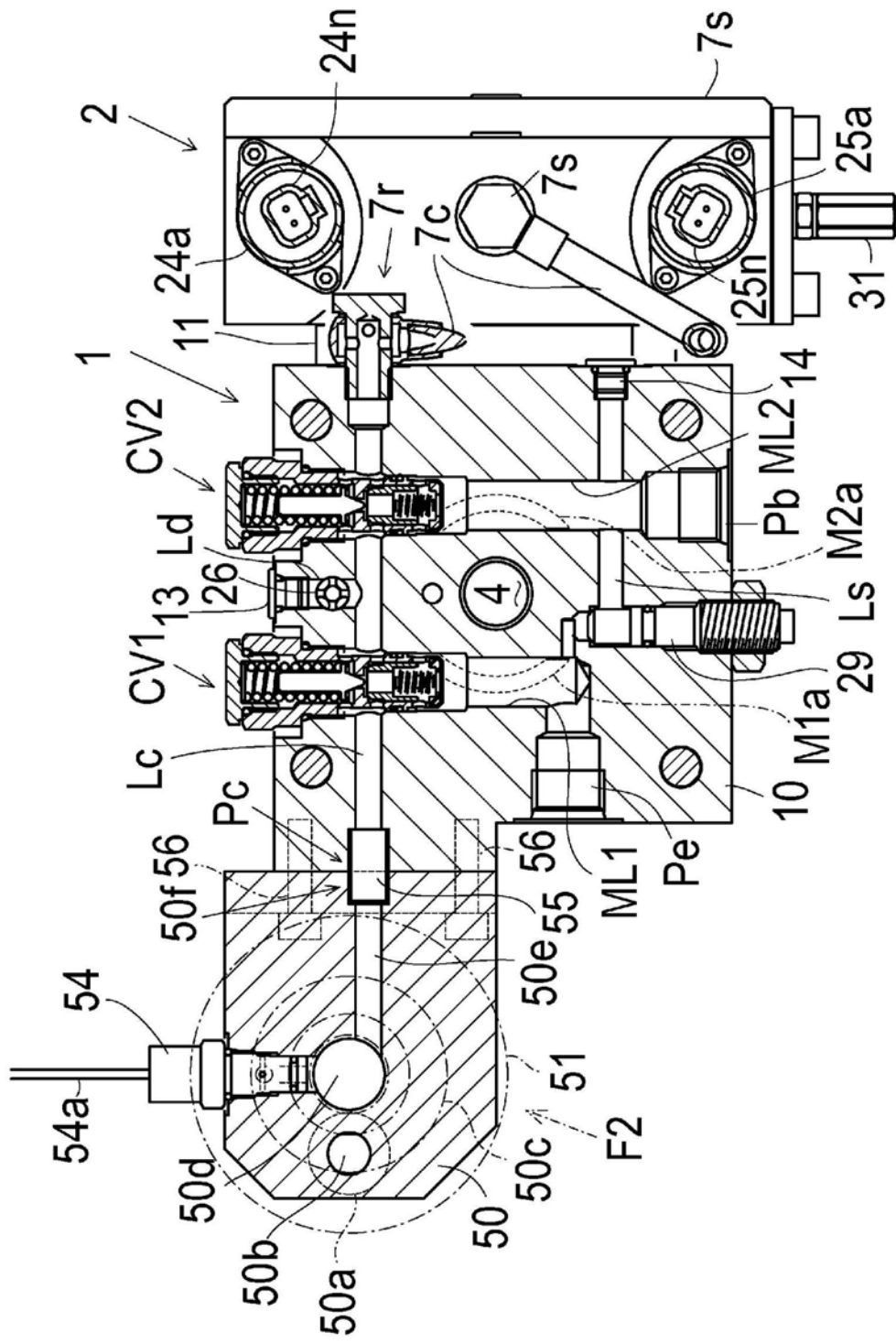


图15

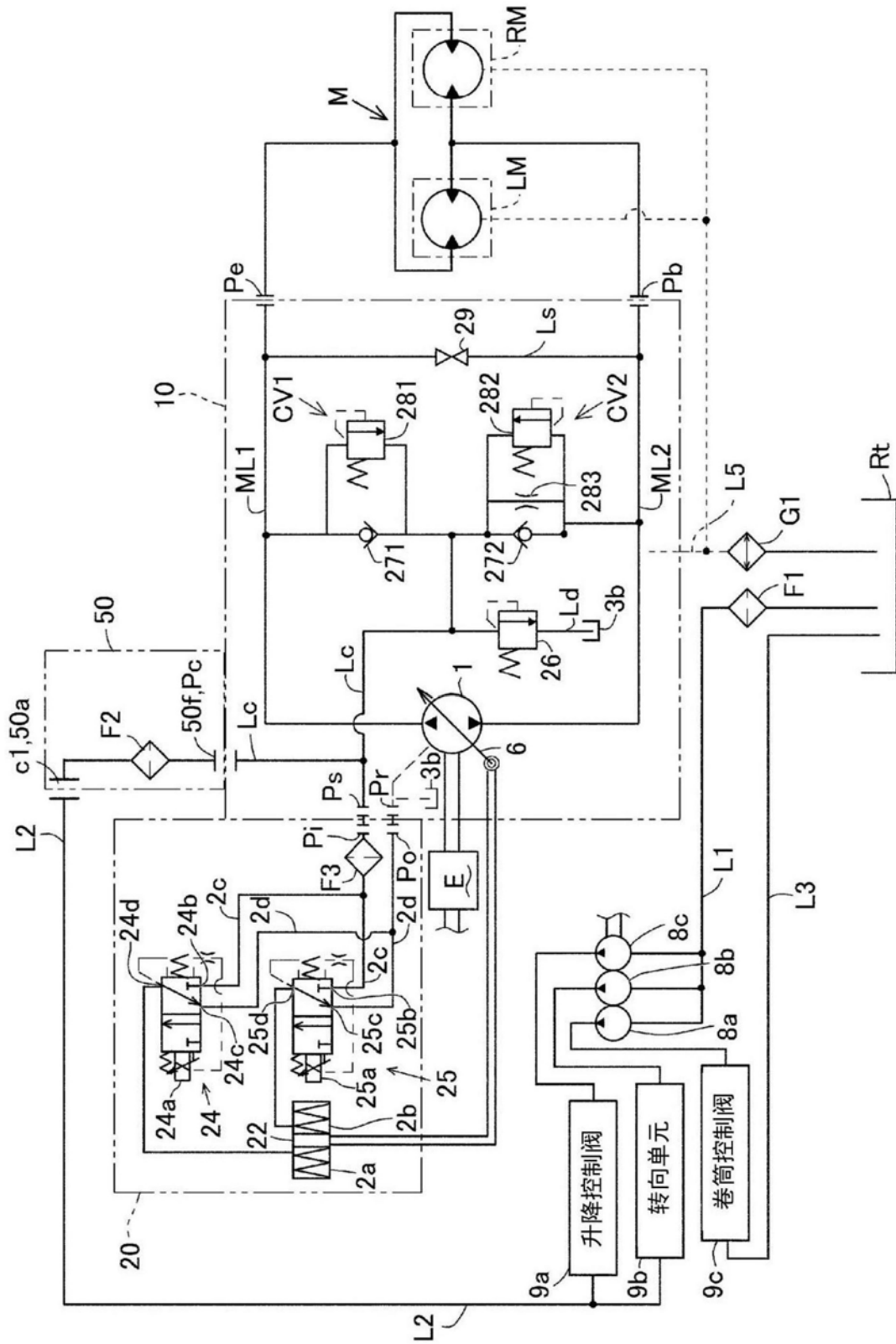


图16

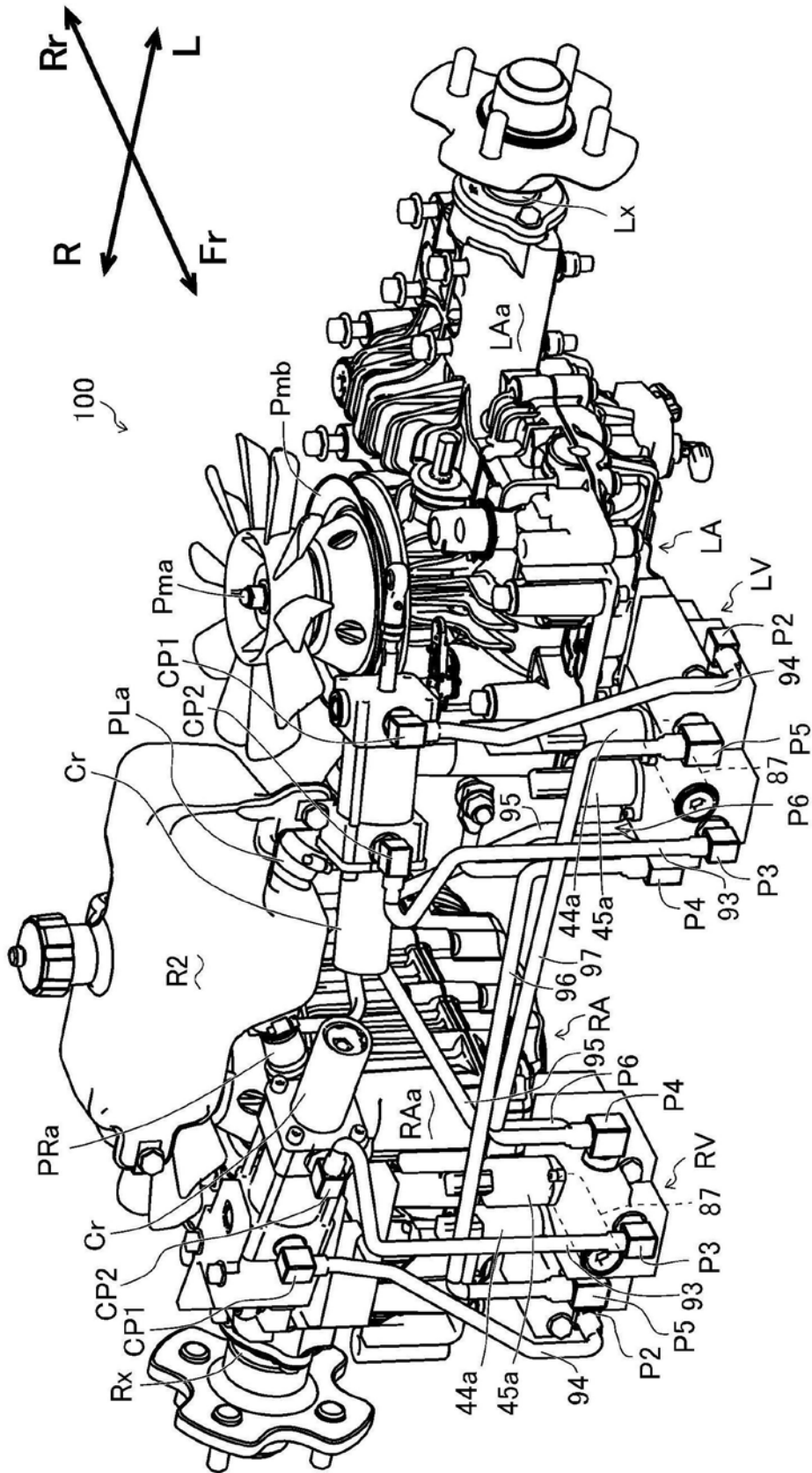


图17

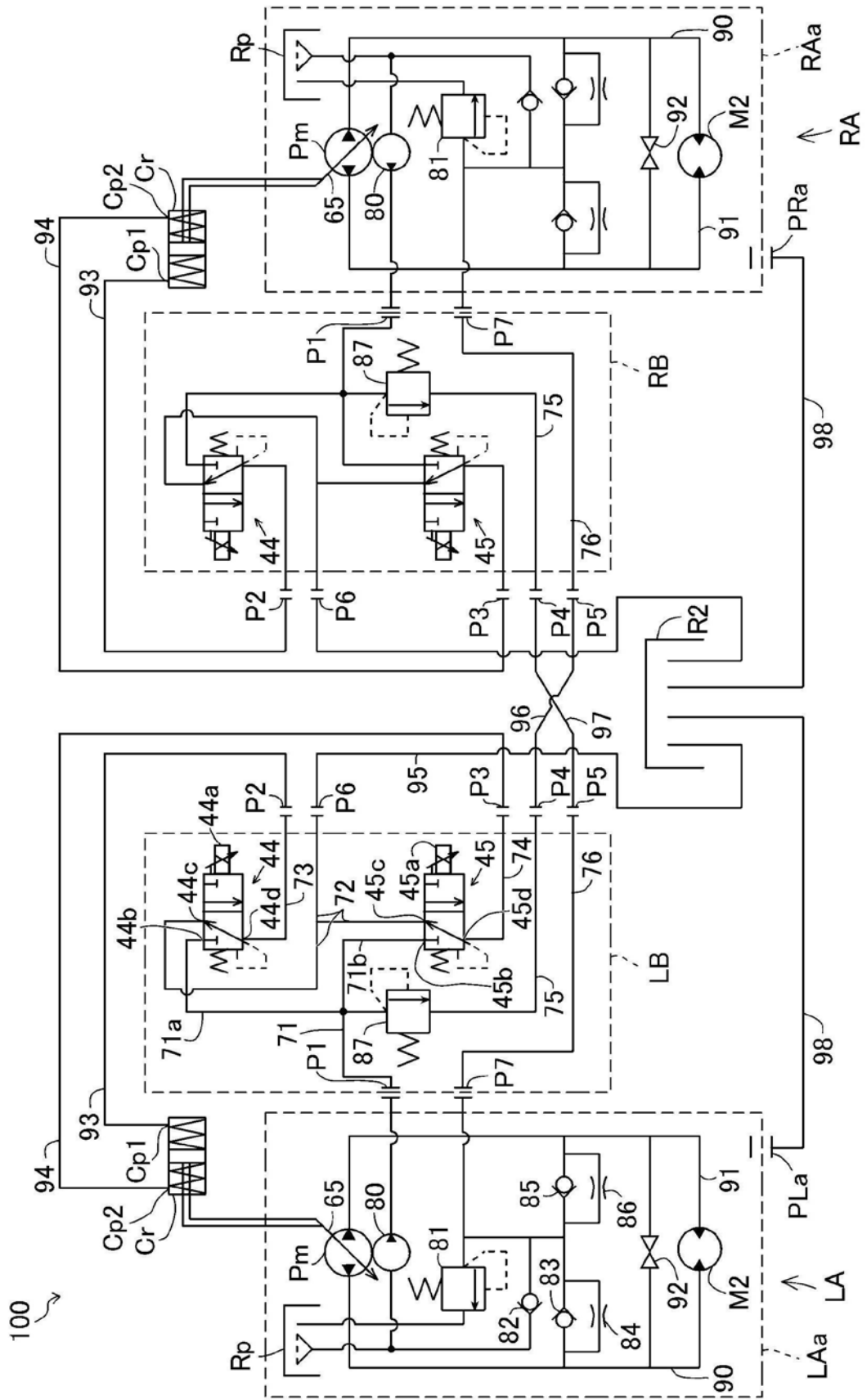


图18

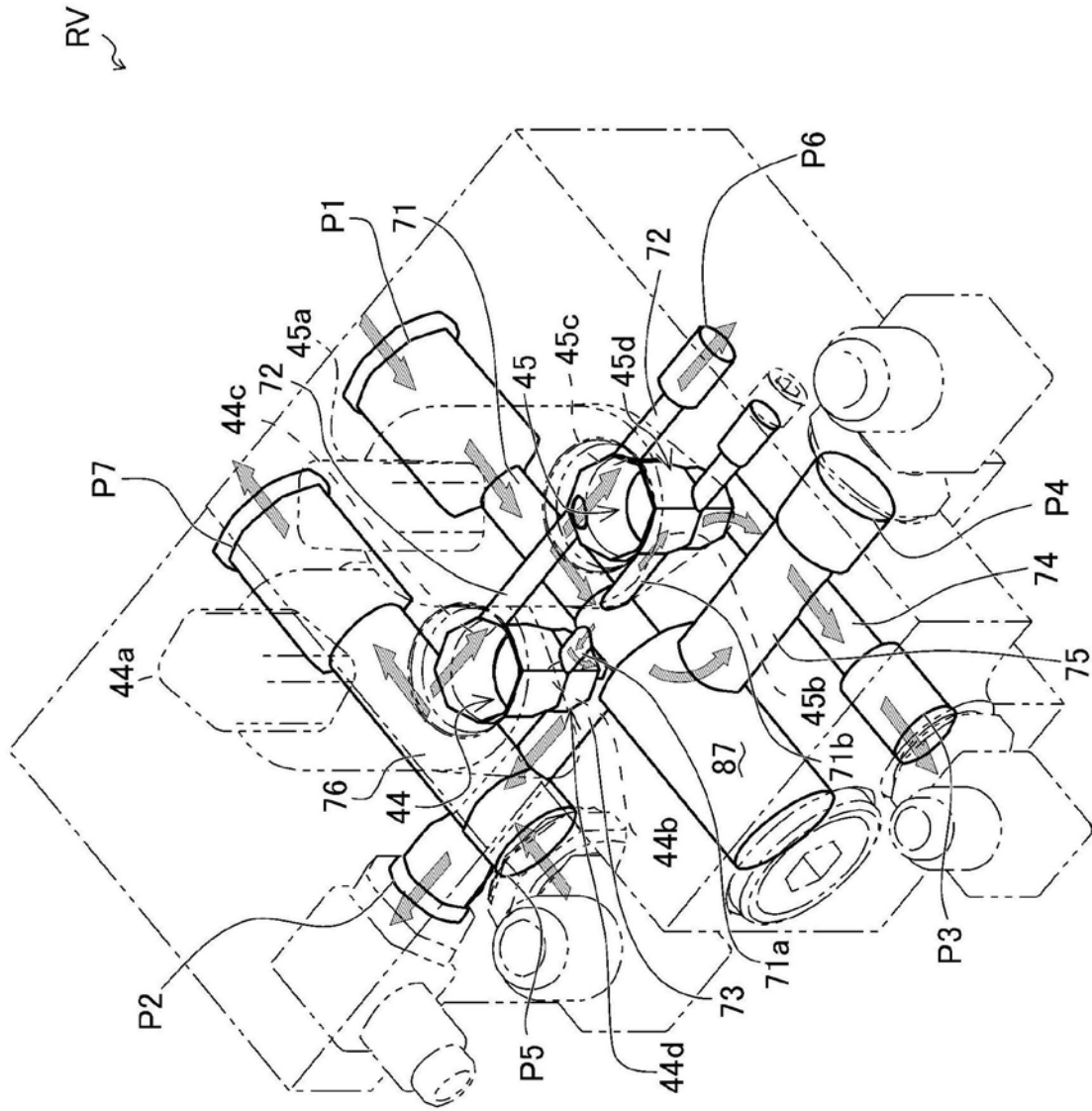


图19