(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 102574518 B
(45)授权公告日 2014.12.10

(21)申请号 201080048435.3
(22)申请日 2010.10.15
(30)优先权数据
2009-245510 2009.10.26 JP
(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2012.04.26
(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2010/006138 2010.10.15
(87)PCT国际申请的公布数据
WO2011/052151 JA 2011.05.05
(73)专利权人 博世株式会社
地址 日本东京都
(72)发明人 高桥俊幸
(74)专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司 72001
代理人 代易宁 杨楷
(51)Int.Cl.
B60T 11/224(2006.01)
B60T 11/22(2006.01)
(56)对比文件
US 6438955 B1,2002.08.27, 说明书第8页第49行至第9页第9行及图1、12-15.
US 6438955 B1,2002.08.27, 说明书第8页第49行至第9页第9行及图1、12-15.
JP S57194150 A,1982.11.29, 图2.
审查员 尹宗霞

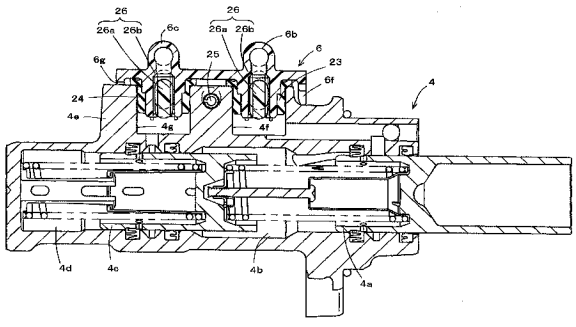
权利要求书1页 说明书10页 附图6页

(54)发明名称

主缸用液压流体流动控制阀、具备该阀的主缸、使用该主缸的制动装置

(57)摘要

本发明能够有效地减小浮动阀体落座于阀座时的受压面积，并且良好地维持密封部件的密封功能，并且抑制组装作业工时数的增大。浮动阀体(26a)能够上下移动地收容在主缸连接用接管部($6b_2$,$6c_2$)内，该主缸连接用接管部($6b_2$,$6c_2$)以密封部件(23,24)液密地安装到串联主缸(4)，并且形成储存箱和串联主缸(4)之间的液体通路，在主缸连接用接管部($6b_2$,$6c_2$)中配设有浮动阀体(26a)能够落座的阀座(26b)。



CN 102574518 B

1. 一种主缸用液压流体流动控制阀，所述主缸用液压流体流动控制阀配设在储存箱和主缸之间的液体通路中，具有浮动阀体和所述浮动阀体能够落座的阀座，并且控制所述储存箱和所述主缸之间的液压流体的流动，其特征在于，

所述浮动阀体形成为轴方向上长的圆柱状，

所述浮动阀体以其轴方向为上下方向并且能够上下移动地收容在筒状部件内，所述筒状部件以密封部件液密地安装在所述主缸中并且形成所述液体通路，所述阀座配设在所述筒状部件内，

所述浮动阀体的上端面形成为球面状，所述球面状的上端面能够落座于所述阀座。

2. 如权利要求 1 所述的主缸用液压流体流动控制阀，其特征在于，沿所述浮动阀体的轴方向贯通并且对所述液压流体的流动进行节流的节流通路配设在所述浮动阀体中，

在所述浮动阀体落座于所述阀座的状态下，比所述阀座更靠近所述储存箱的一侧和比所述阀座更靠近所述主缸的一侧仅利用所述节流通路连通。

3. 如权利要求 2 所述的主缸用液压流体流动控制阀，其特征在于，所述节流通路由设在所述浮动阀体的外周面的槽形成。

4. 如权利要求 1 至 3 中任一项所述的主缸用液压流体流动控制阀，其特征在于，在所述筒状部件的下端设有所述浮动阀体的防脱件。

5. 一种主缸，至少具有 ：

缸本体 ；

活塞，所述活塞液密并且能够滑动地插入所述缸本体内，形成液压室，并且在操作时在所述液压室中产生液压 ；

液压流体供给孔，所述液压流体供给孔设在所述缸本体中，并且一直与所述液压室连通 ；

配设在所述液压流体供给孔中的主缸用液压流体流动控制阀 ；

其特征在于，

所述主缸用液压流体流动控制阀是权利要求 1 至 4 中任一项所述的主缸用液压流体流动控制阀。

6. 一种制动装置，至少具备 ：

存储液压流体的储存箱 ；

主缸，所述储存箱的所述液压流体供给到所述主缸，并且所述主缸在操作时产生液压 ；

制动缸，所述制动缸在来自所述主缸的液压的作用下操作，产生由所述主缸的操作造成的通常制动的制动力 ；

自动制动装置，所述自动制动装置配设在所述主缸和所述制动缸之间，将所述储存箱的所述液压流体供给至所述制动缸，由此使所述制动缸中产生自动制动的制动力 ；

其特征在于，

所述主缸是权利要求 5 中所述的主缸。

主缸用液压流体流动控制阀、具备该阀的主缸、使用该主缸的制动装置

技术领域

[0001] 本发明涉及主缸用液压流体流动控制阀、具备该控制阀的主缸、以及使用该主缸的制动装置的技术领域，其中，该主缸用液压流体流动控制阀用于利用油压等液压的液压制动装置等的液压作动装置、控制用于产生液压的主缸和储存箱之间的液压流体的流动。

背景技术

[0002] 传统上，在汽车等车辆中，存在采用液压制动装置作为利用液压的液压作动装置的车辆。作为该液压制动装置，已知在产生液压的主缸和产生制动力的制动缸之间的液压回路中配设有利用制动操作进行牵引控制等的自动制动装置的液压制动装置(例如，参照专利文献 1)。

[0003] 在该专利文献 1 记载的液压制动装置中，驾驶者踩下制动踏板后，主缸的活塞操作，从储存箱供给的液压流体被传递给制动缸，并且在主缸和制动缸之间的液压回路等的损失行程消除后，产生液压，该液压传递到制动缸，利用主缸来操作制动。

[0004] 另一方面，如果用于牵引控制的制动操作等的自动制动操作的条件成立，则电子控制装置使自动制动装置的泵操作，通过该泵的操作，储存箱的液压流体被传递到制动缸，由此，制动缸的液压流体升压，自动制动进行操作。

[0005] 专利文献 1 记载的液压制动装置中，储存箱和主缸之间的液体通路中设置有主缸用液压流体流动控制阀。液压流体从储存箱传递到主缸侧时，该主缸用液压流体流动控制阀使储存箱和主缸之间的液体通路较大地打开，容许从储存箱向主缸的液压流体流动。另外，当自动制动被解除操作时，主缸用液压流体流动控制阀使储存箱和主缸之间的液体通路以较大地节流的状态连通。由此，自动制动的操作解除时，通过主缸用液压流体流动控制阀使得主缸侧不产生残压。

[0006] 如图 6 所示，专利文献 1 记载的主缸用液压流体流动控制阀 a 具有大致圆板状的浮动阀体 e 和圆筒状的阀座部件 h，其中，浮动阀体 e 能够上下浮动地配设在主缸 b 的液压流体供给孔 c 中并且在上表面具有径向的切口槽 d，阀座部件 h 介于主缸 b 的液压流体供给孔 c 和储存箱 f 之间并且具有浮动阀体 e 能够落座和离座的圆环状的阀座 g。阀座部件 h 由橡胶垫圈(grommet)等弹性材料形成，将主缸 b 和储存箱 f 之间密封。主缸 b 的液压流体供给孔 c 和主缸 b 的液压室 i 通过连通孔 j 连通，并且液压流体供给孔 c 和储存箱 f 的液压流体存储室 k 通过作为连接口的接管部 m 连通。

[0007] 并且，如图 6 所示，在浮动阀体 e 向上运动使其上表面 e1 落座于阀座 g 的状态下，储存箱 f 和主缸 b 之间的液体通路以被切口槽 d 较大地节流的状态连通。由此，主缸 b 的液压室 i 中不产生残压。在此情况下，来自主缸 b 的液压室 i 侧的液压流体借助于作为密封部件的阀座部件 h 的密封功能，不会通过主缸 b 和储存箱 f 之间而漏出到主缸 b 的外部。另外，尽管未图示，但在浮动阀体 e 向下运动使其上表面 e1 从阀座 g 较大地离座的状态下，储存箱 f 和主缸 b 之间的液体通路较大地打开。由此，液压流体从储存箱 f 流过液体通路

而供给到主缸 b。

[0008] 专利文献 1 :日本专利第 4148786 号公报。

发明内容

[0009] 然而,在专利文献 1 所记载的主缸用液压流体流动控制阀 a 中,需要使存在于阀座部件 h 的外部的浮动阀体 e 稳定地落座于介于主缸 b 和储存箱 f 之间的阀座部件 h 的阀座 g。因此,阀座 g 的直径(即,浮动阀体 e 向阀座 g 的落座直径)被设定得比较大。

[0010] 然而,如果像这样将浮动阀体 e 向阀座 g 的落座直径设定得较大,则浮动阀体 e 的受压面积变大。因此,在自动制动操作时来自主缸 b 的液压室 i 一侧的液压使浮动阀体 e 落座于阀座 g 时,较大的力被施加给浮动阀体 e。当施加给浮动阀体 e 的力过大时,阀座部件 h 被向上方推,可能会从主缸 b 的液压流体供给孔 c 脱出。另外,阀座部件 h 由弹性材料形成,因此在施加给浮动阀体 e 的过大的力的作用下,阀座部件 h 会变形或损伤,阀座部件 h 的密封性可能会受损。进一步地,如果阀座部件 h 变形或损伤,浮动阀体 e 的落座姿势变得不稳定,主缸用液压流体流动控制阀 a 的液压流体流动控制功能可能受损。进一步地,主缸 b 和储存箱 f 组装时,需要对浮动阀体 e 的落下和脱落一一进行检查。因此,作业工时数可能增多。

[0011] 本发明是鉴于以上情况而做出的,其目的在于提供一种主缸用液压流体流动控制阀、具备该阀的主缸、以及使用该主缸的制动装置,该主缸用液压流体流动控制阀能够有效地减小浮动阀体落座于阀座时的受压面积,并且良好地维持密封部件的密封功能,并且抑制组装作业工时数的增大。

[0012] 为了解决前述课题,本发明的主缸用液压流体流动控制阀配设在储存箱和主缸之间的液体通路中,具有浮动阀体和所述浮动阀体能够落座的阀座,并且控制所述储存箱和所述主缸之间的液压流体的流动,其特征在于,所述浮动阀体能够上下移动地收容在筒状部件内,所述筒状部件以密封部件液密地安装在所述主缸中并且形成所述液体通路,所述阀座配设在所述筒状部件内。

[0013] 另外,本发明的主缸用液压流体流动控制阀的特征在于,所述浮动阀体的上端面形成为球面状,所述球面状的上端面能够落座于所述阀座。

[0014] 进一步地,本发明的主缸用液压流体流动控制阀的特征在于,沿所述浮动阀体的轴方向贯通并且对所述液压流体的流动进行节流的节流通路配设在所述浮动阀体中,在所述浮动阀体落座于所述阀座的状态下,比所述阀座更靠近所述储存箱的一侧和比所述阀座更靠近所述主缸的一侧仅利用所述节流通路连通。

[0015] 进一步地,本发明的主缸用液压流体流动控制阀的特征在于,所述节流通路由设在所述浮动阀体的外周面的槽形成。

[0016] 进一步地,其特征在于,在所述筒状部件的下端设有所述浮动阀体的防脱件。

[0017] 另一方面,本发明的主缸至少具有 :缸本体 ;活塞,所述活塞液密并且能够滑动地插入所述缸本体内,形成液压室,并且在操作时在所述液压室中产生液压 ;液压流体供给孔,所述液压流体供给孔设在所述缸本体中,并且一直与所述液压室连通 ;配设在所述液压流体供给孔中的主缸用液压流体流动控制阀 ;其特征在于,所述主缸用液压流体流动控制阀是本发明的主缸用液压流体流动控制阀。

[0018] 另外，本发明的制动装置至少具备：存储液压流体的储存箱；主缸，所述储存箱的所述液压流体供给到所述主缸，并且所述主缸在操作时产生液压；制动缸，所述制动缸在来自所述主缸的液压的作用下操作，产生由所述主缸的操作造成的通常制动的制动力；自动制动装置，所述自动制动装置配设在所述主缸和所述制动缸之间，将所述储存箱的所述液压流体供给至所述制动缸，由此使所述制动缸中产生自动制动的制动力；其特征在于，所述主缸是本发明的主缸。

[0019] 根据这样构成的本发明的主缸用液压流体流动控制阀，浮动阀体能够上下移动地收容在筒状部件内，该筒状部件以密封部件液密地安装在主缸中并且形成液体通路，阀座配设在筒状部件内。由此，浮动阀体不抵接密封部件。因此，能够使在自动制动的操作解除时浮动阀体落座于阀座时，来自主缸的液压室侧的液压施加到浮动阀体的力不作用于密封部件。并且，密封部件的受压面积小，因此，能够使来自主缸的液压室侧的液压对密封部件的向上推的力较小。其结果是，能够抑制密封部件的变形或损伤，能够良好地保持密封部件的密封性。

[0020] 另外，因为浮动阀体及阀座配设在筒状部件内，能够使浮动阀体向阀座落座时的浮动阀体的受压面积变小。因此，能够使得在自动制动的操作解除时，来自液压室侧的液压施加给浮动阀体的力向上推阀座的力较小。由此，能够稳定地保持浮动阀体向阀座的落座姿势。其结果是，能够良好地维持主缸用液压流体流动控制阀的液压流体流动控制功能。特别是，能够将浮动阀体形成为轴方向上长的圆柱状。由此，能够抑制浮动阀体的倾斜，能够使浮动阀体向阀座的落座姿势进一步稳定。并且，通过将作为浮动阀体向阀座的落座面的上端面形成为球面状，即使浮动阀体稍微倾斜，也能够更有效地稳定浮动阀体向阀座的落座姿势。

[0021] 进一步地，贯通浮动阀体的轴方向并且对液压流体的流动节流的节流通路配设在浮动阀体中，在浮动阀体落座于阀座的状态下，能够仅利用该节流通路连通比阀座更靠近储存箱的一侧和比阀座更靠近主缸的一侧。因此，即使保持浮动阀体落座于阀座的状态，也能够最终在主缸的液压室内不产生残压。并且，通过适宜地设定节流通路的流路面积，能够将液压流体的流动的节流量设定为各种值。特别是，通过将节流通路由设在浮动阀体的外周面的槽形成，能够简单地形成节流通路。

[0022] 进一步地，在筒状部件的下端，浮动阀体的防脱件向内侧突出设置。因此，能够阻止收容在筒状部件中的浮动阀体从筒状部件脱出。由此，由于预先组装到筒状部件中的浮动阀体被防脱，在将筒状部件安装于主缸时，能够防止浮动阀体的落下和脱落。因此，在筒状部件向主缸安装时，没有必要一一检查浮动阀体，因此，能够削减作业工时数。

[0023] 另一方面，根据本发明的主缸，具备本发明的主缸用液压流体流动控制阀。因此，由于能够良好地维持主缸用液压流体流动控制阀的液压流体流动控制功能，能够确保主缸的操作导致的通常制动时以及主缸的非操作导致的自动制动时的液压流体的排出以及补给性能。因此，能够提高通常制动以及自动制动的各操作的可靠性。

[0024] 另外，根据本发明的制动装置，具备本发明的主缸。因此，如前所述，主缸能够提高通常制动以及自动制动的各操作的可靠性，因此，能够使通常制动以及自动制动都可靠地操作。

附图说明

[0025] 图 1 是示意性示出液压制动装置的图，该液压制动装置具备本发明的主缸用液压流体流动控制阀的实施方式的一个例子。

[0026] 图 2 是具备该例的主缸用液压流体流动控制阀的主缸的截面图。

[0027] 图 3 显示了用于该例的主缸的储存箱连接用连接器，(a)是正面图，(b)是平面图，(c)是左侧面图，(d)是沿着(b)中的 IIID-IIID 线的截面图，(e)是沿着(b)中的 IIIE-IIIE 线的截面图，(f)是浮动阀体的上面图，(g)是浮动阀体的正面图。

[0028] 图 4 显示了该例的主缸用液压流体流动控制阀，(a)是显示了向浮动阀体的阀座的落座状态的部分截面图，(b)是说明浮动阀体的防脱的部分截面图。

[0029] 图 5 是显示本发明的主缸的实施方式的另一例子的截面图。

[0030] 图 6 是显示传统的主缸用液压流体流动控制阀的部分截面图。

具体实施方式

[0031] 以下，使用附图来说明用于实施本发明的方式。

[0032] 图 1 是示意性示出制动装置的图，该制动装置具备本发明的储存箱连接用连接器的实施方式的一个例子。

[0033] 如图 1 所示，该侧的液压制动装置 1 基本上与传统公知的一般的两系统液压制动装置相同。即，液压制动装置 1 具备制动踏板 2、助力装置 3、串联主缸 4、储存箱 5、储存箱连接用连接器 6、作为两系统液压流体供给配管的软管 7，8、两系统的制动缸、以及两系统的液压流体压力通路。并且，由于通过串联主缸 4，制动缸侧的两系统的制动液压系具有相同的结构，因此，在图 1 中示出了一个制动液压系，对这一个制动液压系进行说明，省略另一个制动液压系的图示和说明。

[0034] 串联主缸 4 是传统公知的串联主缸。主活塞 4a 能够滑动地配设在该串联主缸 4 的缸本体的缸孔中，并且由该主活塞 4a 限定主液压室 4b。另外，副活塞 4c 能够滑动地配设在串联主缸 4 的缸本体的缸孔中，并且由该副活塞 4c 限定副液压室 4d。并且，主液压室 4b 限定在主活塞 4a 和副活塞 4c 之间。

[0035] 储存箱 5 离开串联主缸 4 而配设，并且储存箱连接用连接器 6 安装在串联主缸 4 上。储存箱 5 和储存箱连接用连接器 6 通过各软管 7、8 而相互连接。然后，储存箱 5 内的液压流体通过两系统的软管 7、8 以及储存箱连接用连接器 6 分别供给到串联主缸 4 的主液压室 4b 以及副液压室 4d。主液压室 4b 连接到两系统的制动液压系中的一个系统的制动液压系，并且副液压室 4d 连接到另一个系统的制动液压系。供给到串联主缸 4 的主液压室 4b 的液压流体通过液压流体压力通路 11 供给到各制动缸 9、10。在这种情况下，液压流体压力通路 11 通过在中途分开的分支通路 11a、11b 而分别连接到各制动缸 9、10。

[0036] 液压制动装置 1 具备液压单元(H/U) 30。该 H/U30 进行防抱死系统(ABS)的制动压控制和牵引控制(TRC)等的自动制动控制等。该 H/U30 的一个系统的制动液压系中具备：配设在液压流体压力通路 11 中的常开的开闭阀 31、旁通该开闭阀 31 的旁通通路 32、配设在该旁通通路 32 中并且仅允许从串联主缸 4 侧向制动缸 9、10 侧的液压流体流动的止回阀 33、配设在分支通路 11a 中的常开的开闭阀 34、旁通该开闭阀 34 的旁通通路 35、配设在该旁通通路 35 中并且仅允许从串联主缸 4 侧向制动缸 9 侧的液压流体流动的止回阀 36、配设

在分支通路 11b 中的常开的开闭阀 37、旁通该开闭阀 37 的旁通通路 38、配设在该旁通通路 38 中并且仅允许从串联主缸 4 侧向制动缸 10 侧的液压流体流动的止回阀 39、低压蓄能器 40、将低压蓄能器 40 与开闭阀 31 的制动缸 9、10 侧的液压流体压力通路 11 连接起来的液压通路 41、配设在液压通路 41 中并且将液压流体从低压蓄能器 40 侧向液压流体压力通路 11 侧泵出的泵 42、驱动该泵 42 的马达(M)43、将开闭阀 31 的主缸侧的液压流体压力通路 11 和泵 42 的低压蓄能器 40 侧的液压通路 41 连接起来的液压通路 44、配设在该液压通路 44 中的常闭的开闭阀 45、将开闭阀 34 的制动缸 9 侧的分支通路 11a 和泵 42 的低压蓄能器 40 侧的液压通路 41 连接起来的液压通路 46、配设在该液压通路 46 中的常闭的开闭阀 47、将开闭阀 37 的制动缸 10 侧的分支通路 11b 和开闭阀 47 的液压通路 41 侧的液压通路 46 连接起来的液压通路 48、配设在该液压通路 48 中的常闭的开闭阀 49、设在泵 42 的泵出侧的液压通路 41 中并且仅允许从泵 42 向液压流体压力通路 11 的液压流体流动的止回阀 50、在泵 42 的吸入侧设在比与液压通路 44 的合流点更靠近泵 42 侧的液压通路 41 中并且仅允许向着泵 42 的液压流体流动的止回阀 51、以及设在与液压通路 44 的合流点及与液压通路 46 的合流点之间的液压通路 41 中仅允许向着泵 42 的液压流体流动的止回阀 52。并且,尽管图示省略了,但 H/U30 的另一个系统的制动液压系也具有与这一个系统的制动液压系完全相同的结构。这种情况下,另一个系统的泵由与这一个系统相同的共用马达(M)43 来驱动。

[0037] 如图 2 所示,储存箱连接用连接器 6 安装在串联主缸 4 的上方。如图 3 (a) 至 3 (c)所示,该储存箱连接用连接器 6 具有矩形或近似矩形的连接器本体 6a、一对软管连接用管体 6b,6c、以及一对安装凸起部 6d,6e,其中,一对软管连接用管体 6b、6c 由在该连接器本体 6a 的平板状的上部 $6a_1$ 中贯通该上部 $6a_1$ 分别隔开给定间隔而固定的 L 形管构成。一对软管连接用管体 6b、6c 形成了储存箱 5 与串联主缸 4 的主液压室 4b 及副液压室 4d 之间的液体通路。并且,连接器本体 6a 的形状不限于近似矩形,能够形成为任意的形状。

[0038] L 形的一对软管连接用管体 6b、6c 分别具有从连接器本体 6a 的一个长边缘 6a2 较大地突出的接管状的软管连接部 $6b_1$、$6c_1$、和配置在图 2 所示的串联主缸 4 的液压流体供给用凸起部 4e 的液压流体供给孔 4f、4g 内的圆筒状的主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$。储存箱连接用连接器 6 由连接器本体 6a 和 L 形的一对软管连接用管体 6b、6c 一体地树脂成形。一端连接到储存箱 5 的软管 7、8 的另一端分别连接到软管连接部 $6b_1$、$6c_1$。另外,如图 2 所示,作为主缸侧连接部的 $6b_2$、$6c_2$ 分别通过橡胶垫圈等的密封部件 23、24 液密地嵌合在主缸 4 的液压流体供给孔 4f、4g 内,并且储存箱连接用连接器 6 被液压流体供给用凸起部 4e 所支撑。因此,主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 构成本发明的筒状部件。并且,各液压流体供给孔 4f、4g 分别在主缸 4 的非操作时连通到主液压室 4b 和副液压室 4d。

[0039] 一对安装凸起部 6d、6e 相互在同轴上设置,并且借助轴 25 连接到液压流体供给用凸起部 4e。进一步地,如图 3 (d) 所示,支撑部 6f、6g 分别朝向下方立设于连接器本体 6a 的上部 6a1 的两侧的短边缘。这些支撑部 6f、6g 能够抵接主缸 4 的液压流体供给用凸起部 4e。

[0040] 如图 2、图 3 (d)和图 4 (a)所示,主缸用液压流体流动控制阀 26 分别设置在各软管连接用管体 6b、6c 的各主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 内。主缸用液压流体流动控制阀 26 具有能够上下移动地配设在各主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 的内部并且由比液压流体比重小的

树脂(例如,聚丙烯、6N 发泡材料等)形成的浮动阀体 26a、和分别设在各主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 的内周面上并且浮动阀体 26a 能够落座离座的圆环状的阀座 26b。如图 3(f)和 3(g)所示,浮动阀体 26a 的上下端面 $26a_1$、$26a_2$ 形成为球面状,并且形成为上下长的圆柱状的浮动体。该浮动阀体 26a 的外径(横截面的直径)设定为比各主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 的各内径小给定值。

[0041] 在浮动阀体 26a 的外周面上,横截面为圆弧状、轴方向上直线状的一对槽 $26a_3$、$26a_4$ 关于轴方向中心对称地延伸设置。这些槽 $26a_3$、$26a_4$ 的任一个都贯通到上下端面 $26a_1$、$26a_2$。并且,槽 $26a_3$、$26a_4$ 不限定为 2 个,可以设置任意的数量。在这种情况下,在将槽设置为多个的情况下,将各槽沿浮动阀体 26a 的圆周方向等间隔设置在使浮动阀体 26a 的姿势更稳定以及各槽使液压流体更均匀地流动方面来说是优选的。

[0042] 另一方面,在各主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 的下端设置有防脱件 28,该防脱件 28 由向内侧突出的给定数量的突起形成。并且,防脱件 28 也可以形成为向内侧突出的环状的凸缘。

[0043] 并且,如图 4(a)所示,给定量的液压流体存储在储存箱 5 内,并且在制动非操作的状态下,各主缸用液压流体流动控制阀 26 的各浮动阀体 26a 分别向上移动,各浮动阀体 26a 的上端面 $26a_1$ 落座在对应的阀座 26b 上。于是,在比阀座 26b 更靠近主缸 4 的一侧和比阀座 26b 更靠近储存箱 5 的一侧成为仅通过一对槽 $26a_3$、$26a_4$ 以节流状态连通。因此,各槽 $26a_3$、$26a_4$ 构成本发明的节流通路。在该状态下,能够使得主缸 4 的液压室 4b、4d 内不产生残压,并且从主缸 4 侧向储存箱 5 侧的液压流体流动被节流。

[0044] 另一方面,当比各阀座 26 更靠近主缸 4 的一侧变为负压时,各浮动阀体 26a 分别向下移动,各浮动阀体 26a 的上端面 $26a_1$ 从各阀座 26b 离座,各主缸用液压流体流动控制阀 26 的开阀量变大。这些开阀量成为对应于储存箱 5 侧的液压(实质上为大气压)和主缸 4 侧的液压(负压)之间的差压量的量。由此,储存箱 5 内的液压流体通过开阀的各主缸用液压流体流动控制阀 26、各主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 的内周面和各浮动阀体 26a 的外周面之间的间歇、相应的一对槽 $26a_3$、$26a_4$、以及串联主缸 4 的各液压流体供给孔 4f、4g,向着主液压室 4b 和副液压室 4d 良好地流动。由此,储存箱 5 内的液压流体容易地流动到主缸 4,液压流体的供给性被良好地维持。并且,如图 4(b)所示,即使较大向下移动的各浮动阀体 26a 的下端面 $26a_2$ 分别抵接防脱件 28 的突出端缘 28a,液压流体也能够通过未抵接突出端缘 28a 的浮动阀体 26a 的下端面 $26a_2$ 的区域向着主液压室 4b 和副液压室 4d 良好地流动,液压流体的供给性被良好地维持。

[0045] 在该例的主缸用液压流体流动控制阀 26 中,圆环状的阀座 26b 分别设在各主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 的内周面上,因此,阀座 26b 的直径设定为比图 6 所示的传统的阀座 g 的直径小。因此,在图 4(a)所示的浮动阀体 26a 落座阀座 26b 的状态下,浮动阀体 26a 的受压面积变得比传统的浮动阀体 e 的受压面积小。并且,浮动阀体 26a 形成为轴方向上长的圆柱状。因此,当各浮动阀体 26a 在 H/U30 进行的例如自动制动的操作解除时的来自主缸 4 的各液压室 4b、4d 侧的液压的作用下落座于各阀座 26b 时,由该液压施加到各浮动阀体 26a 的力小,向上推各阀座 26b 的力也小。由此,各浮动阀体 26a 的向着各阀座 26b 的落座姿势保持为稳定的状态。其结果是,主缸用液压流体流动控制阀 26 的液压流体流动控制功能被良好地维持。

[0046] 另外，各浮动阀体 26a 不分别抵靠各密封部件 23、24，因此各密封部件 23、24 的受压面积小，来自主缸 4 的各液压室 4b、4d 侧的液压对各密封部件 23、24 的向上推的力小。因此，能够防止各密封部件 23、24 从各液压流体供给孔 4f、4g 脱出，并且各密封部件 23、24 的变形或损伤被抑制。其结果是，各密封部件 23、24 的密封性被良好地保持。

[0047] 接着，说明这样构成的该例的液压制动装置 1 的操作。

[0048] 在制动不操作的通常时间，一个系统的各开闭阀 31、34、37 都被设定在开阀位置，并且各开闭阀 45、47、49 都被设定在闭阀位置。另一系统的各开闭阀也与这一个系统的对应的各开闭阀相同。进一步地，制动踏板 2 踩下导致的通常制动的非操作时，如图 4（a)所示，各浮动阀体 26a 分别落座于各阀座 26b。

[0049] 在该状态下，如果驾驶者踩下制动踏板 2，则助力装置 3 操作，将踏板踏力以给定的伺服比增大而输出。在该助力装置 3 的输出的作用下，串联主缸 4 的缸本体的主活塞 4a 操作，将主液压室 4b 的液压流体通过液压流体压力通路 11、开闭阀 31、分支通路 11a、以及开闭阀 34 而传送到一个系统的制动缸 9，并且同样地通过分支通路 11b、以及开闭阀 37 传送到制动缸 10。此时，在处于闭阀位置的各开闭阀 45、47、49 以及止回阀 50 的作用下，来自主液压室 4b 的液压流体不流出至低压储存器 40。另外，副活塞 4c 操作，与这一个系统同样地也将副液压室 4d 的液压流体供给至另一个系统的制动缸。各制动系统的损失行程消除后，串联主缸 4 产生液压。该串联主缸 4 的液压被传递至一个系统的各制动缸 9、10 以及另一个系统的各制动缸，一个系统的各制动缸 9、10 产生制动力，通常的制动被施加给一个系统的车轮 53、54，并且另一个系统的各制动缸产生制动力，通常的制动被施加给另一个系统的车轮。

[0050] 当制动踏板 2 的踩下被解除时，助力装置 3 变为非操作，串联主缸 4 变为图 1 及图 2 所示的非操作状态。由此，串联主缸 4 的主液压室 4b 内、副液压室 4d 内、以及各制动缸 9、10 的液压室内的压力成为大气压，通常的制动被解除。

[0051] 另一方面，如果例如自动制动操作条件成立，则通过未图示的电子控制装置，H/U30 被操作控制。即，在一个系统中，各开闭阀 31、34、37 被设定为闭阀位置，开闭阀 45 被设定为开阀位置。此时，各开闭阀 47、49 被一起保持在开阀位置。另外，同时，马达（M）43 被驱动。这样，泵 42 通过分别打开的开闭阀 45、主液压室 4b、主缸用液压流体流动控制阀 26、以及软管 7 而吸入储存箱 5 内的液压流体，向比处于闭阀位置的开闭阀 31 更靠近各制动缸 9、10 侧的液压流体压力通路泵出。这种情况下，由于主液压室 4b 侧变为负压，主缸用液压流体流动控制阀 26 的浮动阀体 26a 向下移动，从阀座 26b 离座。由此，主缸用液压流体流动控制阀 26 的开阀量变大，并且由于浮动阀体 26a 的外径设定为比主缸连接用接管部 $6b_2$ 的内径大给定值，因此在通过泵 42 吸入液压流体时，主缸用液压流体流动控制阀 26 处的液压流体的流动变得容易。因此，能够良好地维持从储存箱 5 的液压流体的供给性。并且，此时，泵 42 吸入低压储存器 40 的液压流体，同样地泵出至液压流体压力通路 11。

[0052] 从泵 42 泵出至各液压流体压力通路 11、12 的液压流体分别通过各分支通路 11a、11b ;12a、12b，各控制阀 16a、16b ;17a、17b 而传送至对应的各制动缸 9、10。此时，各开闭阀 14a、14b 处于闭阀位置，因此，从泵 42 泵出的液压流体不向着串联主缸 4 流动，更有效率地向各制动缸 9、10 传送。当各制动缸 9、10 的损失行程消除时，各制动缸 9、10 内的液压流体升压，产生制动压。另外，在另一个系统中，与这一个系统同样地，各制动缸内的液压流体升

压，产生制动压。由此，自动制动对一个系统的各车轮 53、54 以及另一个系统的各车轮进行操作。

[0053] 自动制动操作条件消除时，利用电子控制装置，在一个系统中，各开闭阀 31、34、37 被设定为开阀位置，并且开闭阀 45 被设定为闭阀位置。另外，同时，马达(M)43 被停止。因此，泵 42 停止，由泵 42 进行的液压流体的吸入以及泵出停止。于是，传送到各制动缸 9、10 内的液压流体通过各分支通路 11a、11b、各开闭阀 31、34、37、液压流体压力通路 11、主液压室 4b、主缸用液压流体流动控制阀 26、储存箱连接用连接器 6、以及软管 7 而返回至储存箱 5。另外，在另一个系统中，传送到各制动缸内的液压流体返回至储存箱 5。由此，自动制动被解除。

[0054] 在这种情况下，各主缸用液压流体流动控制阀 26 的浮动阀体 26a 落座于对应的阀座 26b。然后，该液压流体的液压作用于各浮动阀体 26a 的下端面 $26a_2$，该液压是比较高的压力。但是，如前所述，在各浮动阀体 26a 落座于各阀座 26b 的状态下，浮动阀体 26a 的受压面积小，因此，各浮动阀体 26a 向上推各阀座 26b 的力，也就是向上推储存箱 5 的力也小。由此，各浮动阀体 26a 向各阀座 26b 落座的姿势被保持为稳定的状态。另外，各密封部件 23、24 的受压面积比较小，并且各浮动阀体 26a 不分别抵接各密封部件 23、24。因此，液压流体的液压造成的各密封部件 23、24 的向上推的力小。由此，各密封部件 23、24 的变形或损伤被抑制。其结果是，各密封部件 23、24 的密封性被良好地保持。

[0055] 根据该例的主缸用液压流体流动控制阀 26，其分别设置在储存箱连接用连接器 6 的主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 内，并且具有圆柱状的浮动阀体 26a 和阀座 26b。即，浮动阀体 26a 和阀座 26b 设置在主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 内。由此，各浮动阀体 26a 不分别抵接各密封部件 23、24。因此，如前所述，在自动制动的操作解除时各浮动阀体 26a 落座于各阀座 26b 时，能够使得来自主缸 4 的各液压室 4b、4d 侧的液压施加到各浮动阀体 26a 的力不作用于各密封部件 23、24。并且，各密封部件 23、24 的受压面积小，因此，能够使来自主缸 4 的各液压室 4b、4d 侧的液压向上推各密封部件 23、24 的力较小。其结果是，能够防止各密封部件 23、24 从主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 脱出，并且能够抑制各密封部件 23、24 的变形或损伤，能够良好地保持各密封部件 23、24 的密封性。

[0056] 另外，由于将各浮动阀体 26a 以及各阀座 26b 配设在主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 内，因此，在各浮动阀体 26a 向各阀座 26b 落座时，能够分别使各浮动阀体 26a 的受压面积较小。因此，如前所述，能够使自动制动的操作解除时来自各液压室 4b、4d 侧的液压施加到各浮动阀体 26a 的力向上推各阀座 26b 的力较小。由此，能够稳定地保持浮动阀体 26a 向各阀座 26b 的落座姿势。其结果是，能够良好地维持主缸用液压流体流动控制阀 26 的液压流体流动控制功能。特别是，由于将浮动阀体 26a 形成为轴方向上长的圆柱状，能够抑制浮动阀体 26a 的倾斜。因此，能够使浮动阀体 26a 向各阀座 26b 的落座姿势更稳定。而且，由于将浮动阀体 26a 的向着各阀座 26b 的落座面的上端面 $26a_1$ 形成为球面状，即使浮动阀体 26a 稍微倾斜，也能够更有效地稳定浮动阀体 26a 向各阀座 26b 的落座姿势。

[0057] 进一步地，作为节流通路的一对槽 $26a_3$、$26a_4$ 设在浮动阀体 26a 的外周面上。从而，这些槽 $26a_3$、$26a_4$ 形成为沿轴方向贯通浮动阀体 26a 的上下端面 $26a_1$、$26a_2$ 之间的直线状，将各槽 $26a_3$、$26a_4$ 的深度设定为使得各槽 $26a_3$、$26a_4$ 的底的位置比阀座 26b 的内周缘更位于内侧。因此，在浮动阀体 26a 落座于阀座 26b 时，也能够仅通过各槽 $26a_3$、$26a_4$ 以节流

状态连通主缸 4 侧和储存箱 5 侧。由此，即使保持浮动阀体 26a 落座于阀座 26b 的状态，也能够最终使主缸 4 的液压室 4b、4d 内不产生残压。并且，通过适宜地设定各槽 $26a_3$、$26a_4$ 的流路面积，能够将液压流体的流动节流量设定为各种值。特别是，通过使节流通路由设在各浮动阀体 25a 的外周面的各槽 $26a_3$、$26a_4$ 来形成，能够简单地形成节流通路。

[0058] 另外，在各主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 的下端设有给定数量的防脱件 28，这些防脱件 28 向内侧突出，防止浮动阀体 26a 从这些主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 脱出。由此，由于预先组装在储存箱连接用连接器 6 上的浮动阀体 26a 被防脱，在将储存箱连接用连接器 6 安装到串联主缸 4 时，能够防止浮动阀体 26a 的落下和脱落。因此，在储存箱连接用连接器 6 向串联主缸 4 的安装时，不需要一一地检查浮动阀体 26a，从而能够削减作业工时数。

[0059] 另一方面，根据具备该例的储存箱连接用连接器 6 的串联主缸 4，能够良好地维持主缸用液压流体流动控制阀 26 的液压流体流动控制功能，因此，能够确保串联主缸 4 的操作导致的通常制动时以及串联主缸 4 的非操作导致的自动制动时的液压流体的排出以及补给性能。因此，能够提高通常制动以及自动制动的 H/U30 的各操作的可靠性。

[0060] 另外，根据具备该例的串联主缸 4 的液压制动装置 1，串联主缸 4 能够提高通常制动以及自动制动的 H/U30 的各操作的可靠性，因此，能够使通常制动以及自动制动等的 H/U30 都可靠地操作。

[0061] 图 5 是具有本发明的主缸用液压流体流动控制阀的实施方式的其它例子的串联主缸的截面图。

[0062] 在前述的实施方式的例子中，储存箱 5 不直接安装在串联主缸 4 上，通过储存箱连接用连接器 6 连接。与此相对，如图 5 所示，在该例的串联主缸 4 中，不设有储存箱连接用连接器 6，储存箱 5 直接安装到串联主缸 4。该储存箱 5 可以使用传统上公知的储存箱。

[0063] 在该储存箱 5 的底部分别设有与主缸连接用接管部 $6b_2$、$6c_2$ 完全相同结构的圆筒状的主缸连接用接管部 5a、5b。各主缸连接用接管部 5a、5b 分别利用各密封部件 23、24 液密地支撑在串联主缸 4 的液压流体供给用凸起部 4e 的液压流体供给孔 4f、4g 中。各主缸连接用接管部 5a、5b 构成本发明的筒状部件。然后，各主缸连接用接管部 5a、5b 分别使主液压室 4b 及副液压室 4d、储存箱 5 的主液体存储室 5c 及副液体存储室 5d 连通。

[0064] 在各主缸连接用接管部 5a、5b 内分别设有主缸用液压流体流动控制阀 26。各主缸用液压流体流动控制阀 26 都与前述例子的制动缸液压流体流动控制阀 26 完全相同，具有浮动阀体 26a 和阀座 26b。并且，图 5 中，5e 是用于使液压流体注入储存箱 5 内的液压流体注入口，5f 是检测储存箱 5 内的液压流体的液面的液面检测装置。

[0065] 该例的主缸用液压流体流动控制阀 26、串联主缸 4、以及液压制动装置 1 的其它结构都与前述的例子相同。另外，该例的主缸用液压流体流动控制阀 26、串联主缸 4、以及液压制动装置 1 的作用效果也都与前述的例子相同。

[0066] 并且，本发明不限于前述的各例。例如，H/U30 不限于前述各例所示的 H/U30，可以使用公知的其它 H/U30。重要的是，本发明在专利权利要求中记载的范围内可以进行各种设计变更。

[0067] 本发明的主缸用液压流体流动控制阀能够适宜地用于控制存储液压流体的储存箱和产生液压的主缸之间的液压流体的流动的主缸用液压流体流动控制阀中。

[0068] 另外，具备本发明的主缸用液压流体流动控制阀的主缸能够适宜地用于在利用油

压等液压的液压制动装置等的液压作动装置中使用的用于产生液压的主缸中。

[0069] 进一步地，本发明的制动装置能够适宜地用于使用主缸的液压作动装置中。

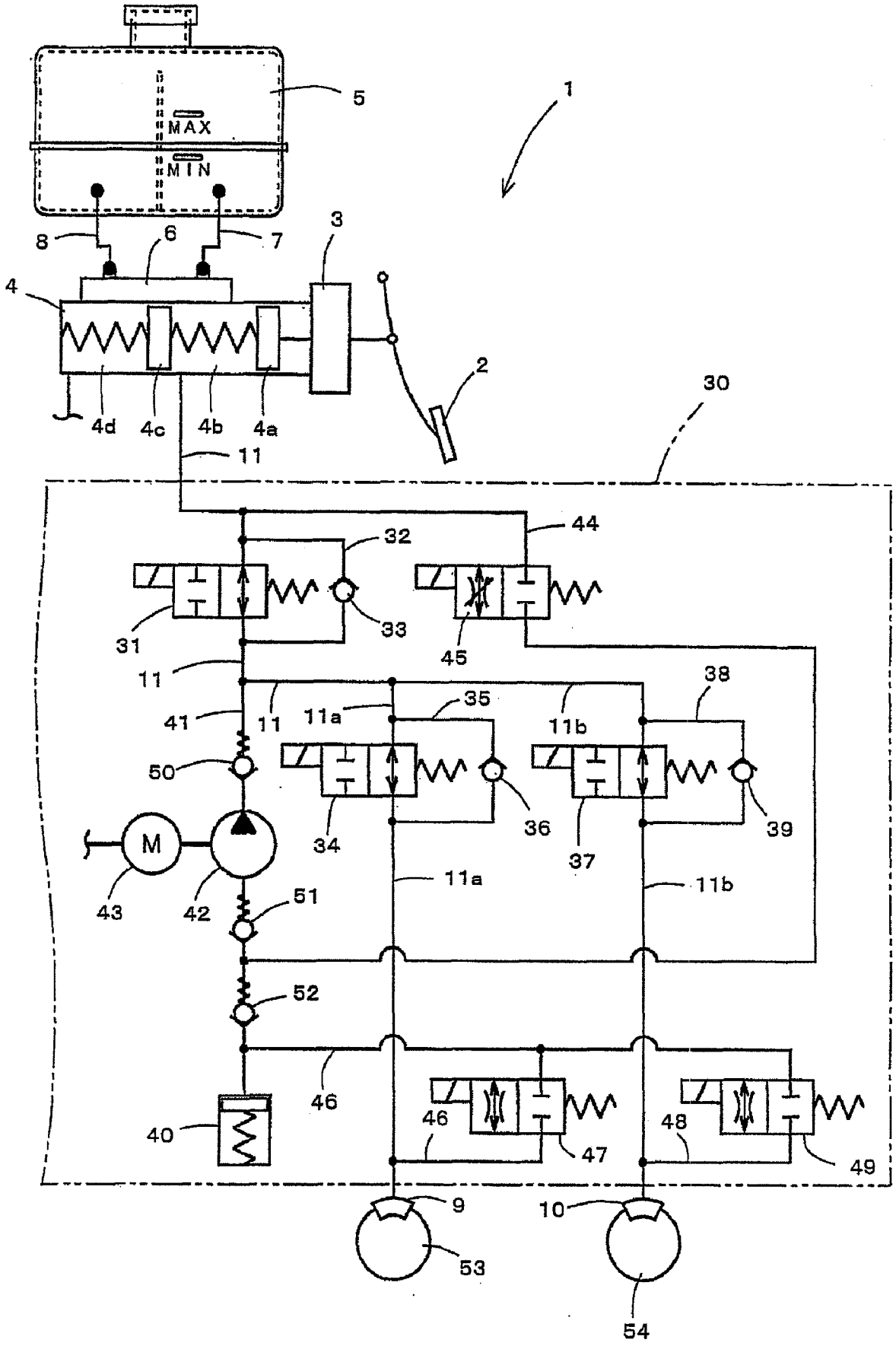

MAX
MIN
1
2
3
4
5
6
7
8
4a
4b
4c
4d
9
10
11
11a
11b
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
M

图 1

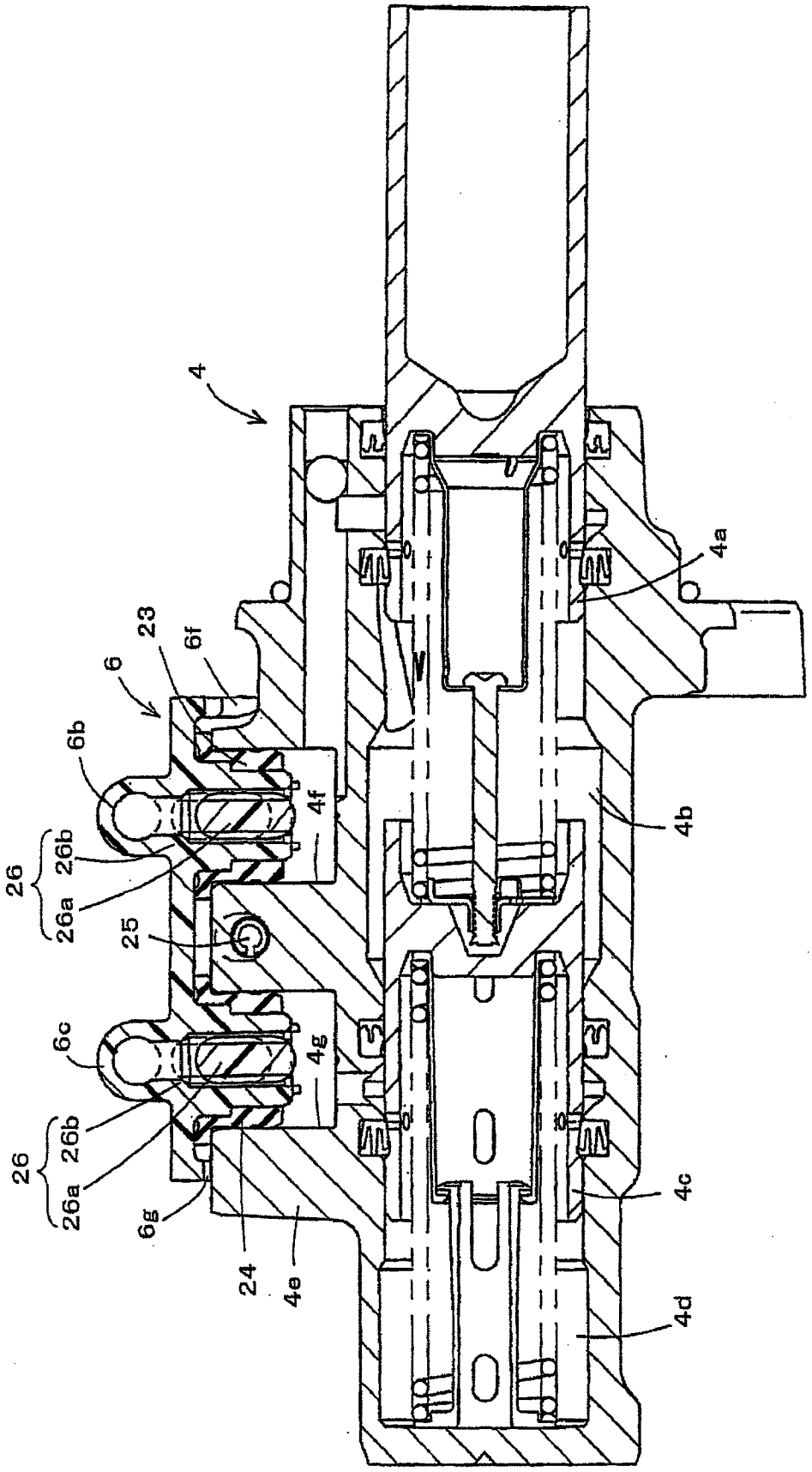


图 2

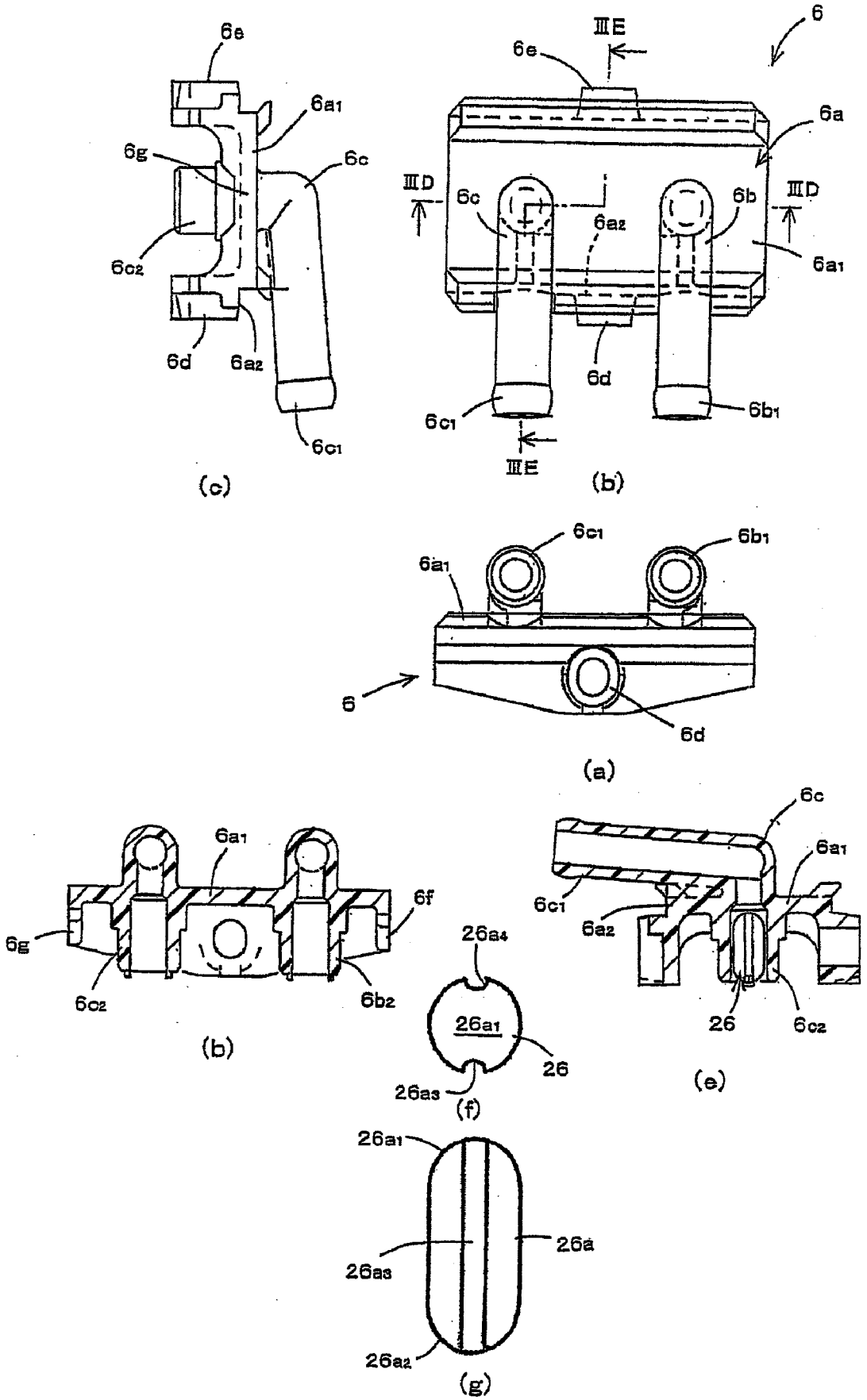
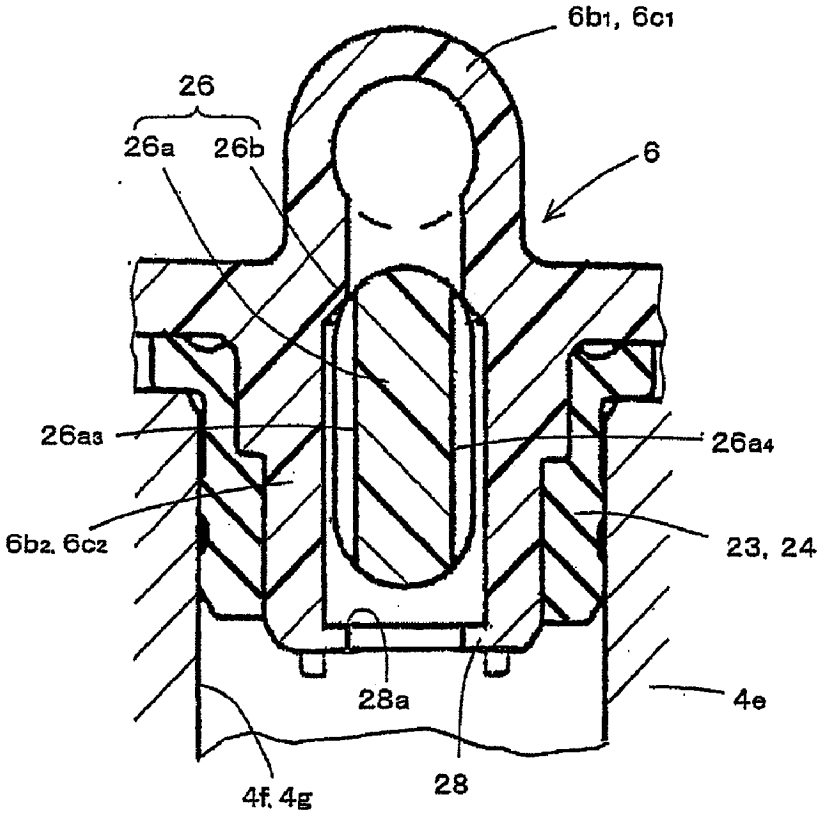
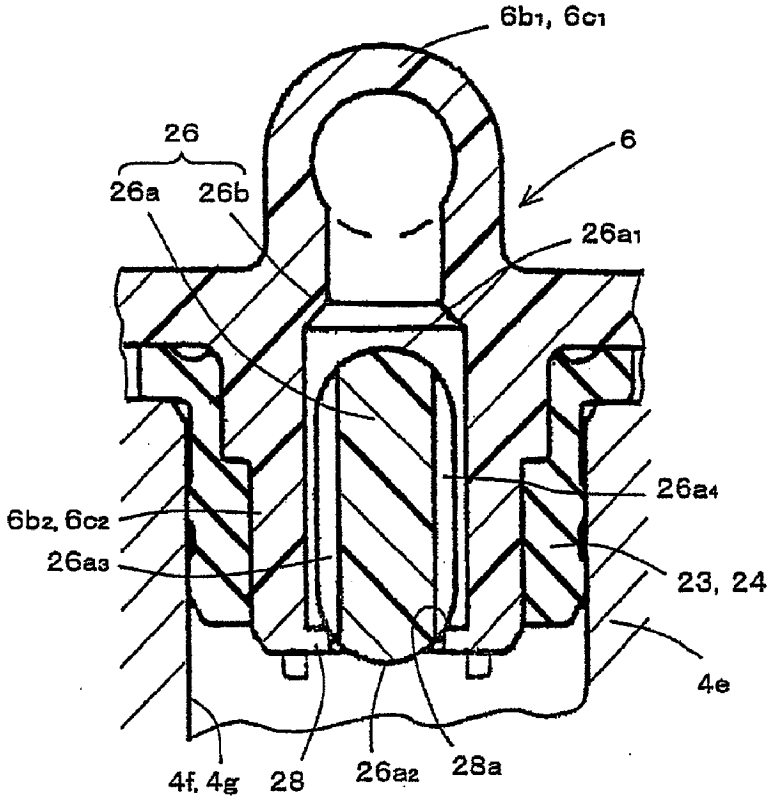

6e
6a1
6g
6c
6c2
6d
6a2
6c1
(c)
ⅢE
6e
6
6a
ⅢD
6c
6b
ⅢD
6a2
6a1
6d
6c1
6b1
ⅢE
(b)
6c1
6b1
6a1
6
6d
(a)
6a1
6f
6g
6c2
6b2
(b)
26a4
26a1
26
26a3
(f)
6c
6a1
6c1
6a2
26
6c2
(e)
26a1
26a
26a3
26a2
(g)

图 3


6b1, 6c1
26
26a
26b
6
26a3
26a4
6b2, 6c2
23, 24
28a
4e
4f, 4g
28

(a)


6b1, 6c1
26
26a
26b
6
26a1
26a4
6b2, 6c2
26a3
23, 24
4e
4f, 4g
28
26a2
28a

(b)

图 4

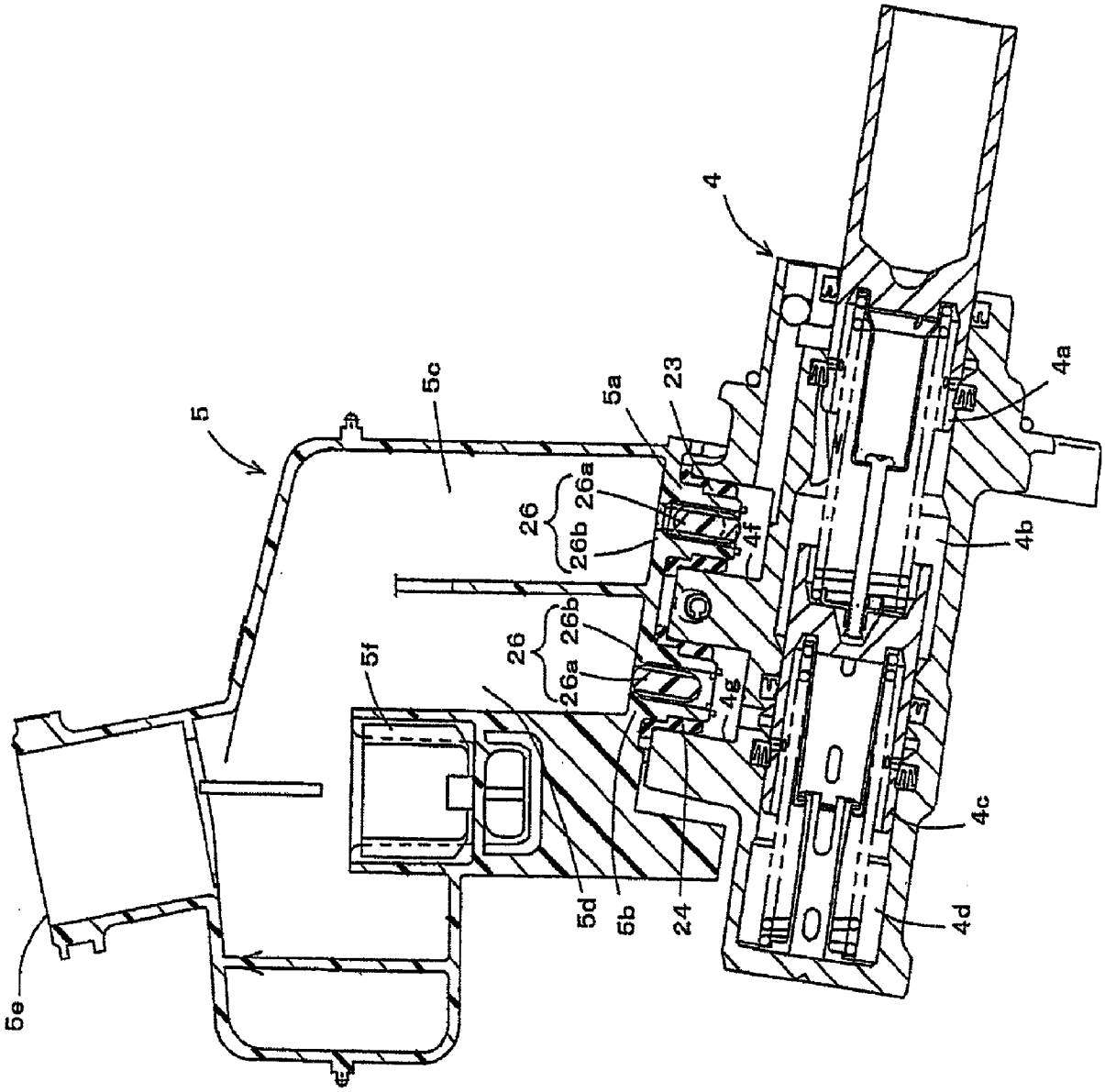


图 5

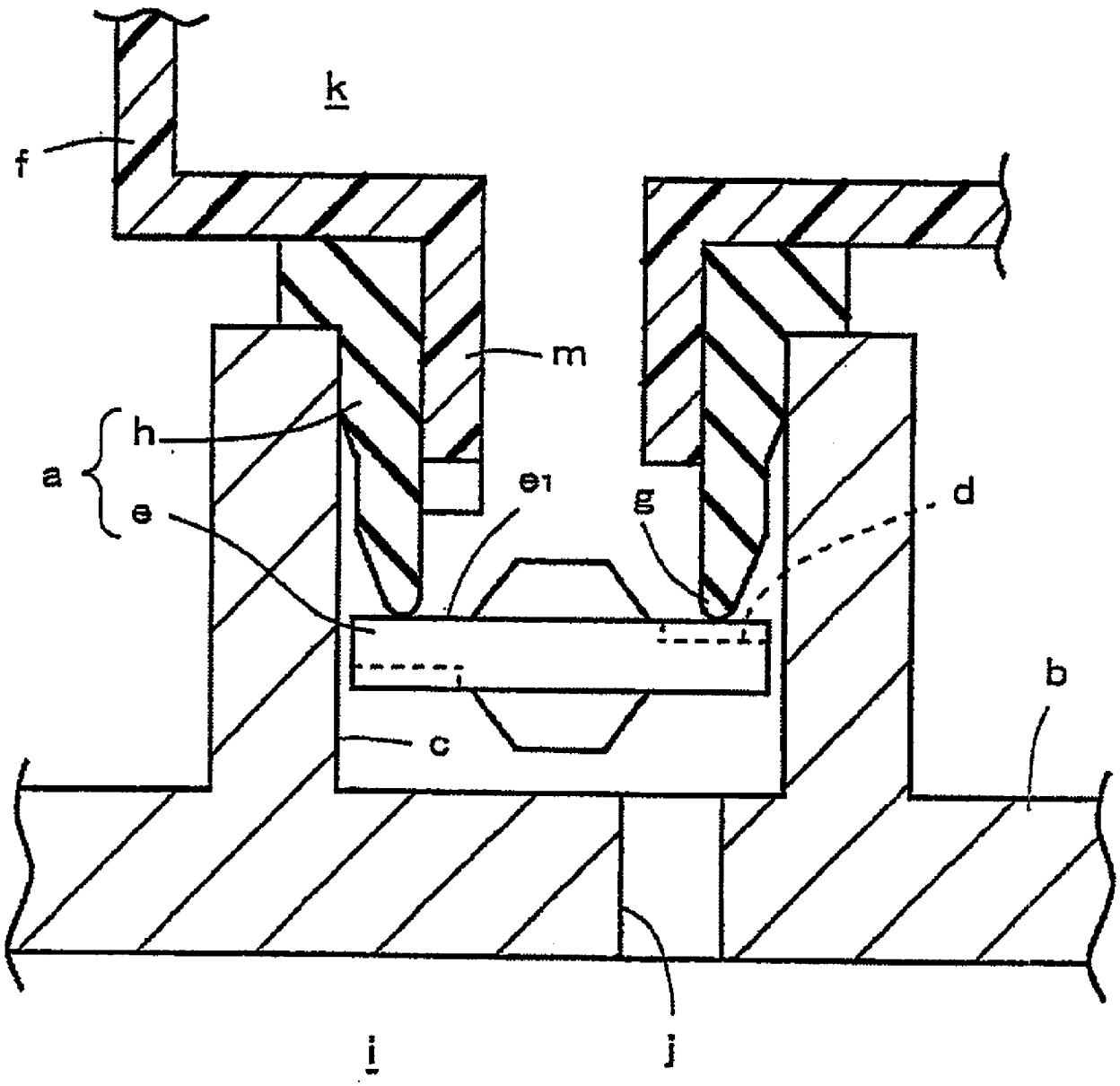


图 6