



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103620233 B

(45) 授权公告日 2016. 04. 20

(21) 申请号 201180071883. X

(22) 申请日 2011. 06. 27

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2013. 12. 24

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/KR2011/004659 2011. 06. 27

(87) PCT国际申请的公布数据
W02013/002429 KO 2013. 01. 03

(73) 专利权人 沃尔沃建造设备有限公司
地址 瑞典埃斯基尔斯蒂纳

(72) 发明人 金镇昱

(74) 专利代理机构 北京弘权知识产权代理事务
所(普通合伙) 11363
代理人 苗丽娟 王建国

(51) Int. Cl.
F15B 13/043(2006. 01)
E02F 9/22(2006. 01)
F15B 11/028(2006. 01)

(56) 对比文件

EP 0620370 A1, 1994. 10. 19,
EP 0620370 A1, 1994. 10. 19,
DE 10253131 A1, 2004. 05. 19,
DE 19605992 A1, 1997. 08. 21,
US 6308516 B1, 2001. 10. 30,
CN 101418823 A, 2009. 04. 29,
CN 101676495 A, 2010. 03. 24,
CN 101929177 A, 2010. 12. 29,
CN 1316038 A, 2001. 10. 03,

审查员 张瑜

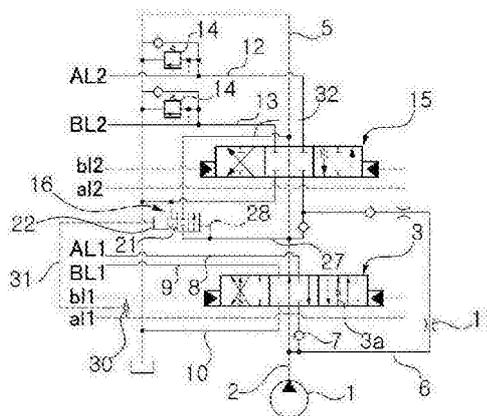
权利要求书1页 说明书7页 附图2页

(54) 发明名称

用于施工机械的液压控制阀

(57) 摘要

本发明提供一种液压控制阀,其中,中心旁通路径不被阻断,而是当同时操作回转和斗杆时卸荷,以防止液压泵中的压力增加。所述液压控制阀包括:液压泵,其连接到发动机;回转滑阀,其设置在与液压泵的排出路径连通的中心旁通路径的上游,以在切换时控制回转马达的操作和停止以及回转马达的换向;斗杆滑阀,其设置在旁通路径的下游,以在切换时控制斗杆油缸的操作和停止以及斗杆油缸的换向;以及中心旁通控制阀,其设置在斗杆滑阀内,中心旁通控制阀被在执行同时操作回转和斗杆的多项操作时增加的液压泵的排出流动压力切换,并在切换时将增加的回转侧压力卸荷到中心旁通路径。



CN 103620233 B

1. 一种用于施工机械的液压控制阀,包括:

液压泵,所述液压泵连接到发动机;

回转滑阀,所述回转滑阀安装在与所述液压泵的排出流动路径流体连通的中心旁通路径的上游侧,并配置为被切换,以控制回转马达的起动、停止和换向;

斗杆滑阀,所述斗杆滑阀安装在所述中心旁通路径的下游侧,并配置为被切换,以控制斗杆油缸的起动、停止和换向;

其特征在于,所述液压控制阀还包括:

中心旁通控制阀,所述中心旁通控制阀安装在所述斗杆滑阀内,所述中心旁通控制阀配置为被从所述液压泵排出的液压流体的压力切换,所述液压流体的压力在同时执行回转操纵和斗杆操纵的组合操作期间增加,并且所述中心旁通控制阀配置为在其切换期间将回转侧上的增加的压力卸荷到所述中心旁通路径,

其中,所述中心旁通控制阀包括:

套筒,所述套筒安装在所述斗杆滑阀内,并具有在其中形成的流动路径,以便与所述液压泵的排出流动路径流体连通;

第一活塞,所述第一活塞以可滑动方式安装在所述套筒内,并配置为被切换,以在同时执行所述回转操纵和所述斗杆操纵的组合操作期间,通过将所述液压泵侧的排出液压流体的一部分卸荷到所述中心旁通路径,来保持所述斗杆侧的负载压力;

第二活塞,所述第二活塞配置为与所述第一活塞的一个端部紧密接触,并被切换,以在同时执行所述回转操纵和所述斗杆操纵的组合操作期间,通过根据附加地施加到所述斗杆侧负载压力的回转侧先导压力而可变地增加的负载压力施压所述第一活塞;以及

第三活塞,所述第三活塞通过阀弹簧弹性地安装在所述第一活塞的另一端部上。

2. 如权利要求 1 所述的用于施工机械的液压控制阀,其中,所述中心旁通控制阀的设定压力由斗杆负载压力设定,并控制为在所述回转操作期间根据回转先导压力通过所述回转侧上的起动压力线性地增加。

3. 如权利要求 1 所述的液压控制阀,其中,支撑所述第三活塞的所述阀弹簧的设定压力被设定为在所述斗杆操作期间大于所述液压泵侧上的负载压力,并被设定为在所述回转操作期间小于所述液压泵侧上的负载压力。

4. 如权利要求 1 所述的液压控制阀,其中,一对中心旁通路径以桥形形状形成为在所述液压控制阀中彼此流体连通,以使它们与所述液压泵的排出流动路径流体连通,所述一对中心旁通路径经由在所述斗杆滑阀上形成的路径和所述中心旁通控制阀与同所述液压泵的排出流动路径流体连通的中心旁通路径流体连通。

5. 如权利要求 1 所述的液压控制阀,其中,所述液压泵由正控制系统控制,所述正控制系统将所述液压泵的排出流量控制为与安装在所述中心旁通路径中的液压控制阀的切换量成比例。

6. 如权利要求 1 所述的液压控制阀,其中,所述液压泵由负控制系统控制,所述负控制系统将所述排出流量控制为与所述排出液压流体的压力成反比,所述排出液压流体的压力通过安装在所述中心旁通路径下游侧上的压力形成装置形成。

用于施工机械的液压控制阀

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于施工机械的液压控制阀。更具体地,本发明涉及一种用于施工机械的液压控制阀,其中,在同时执行回转操纵和诸如斗杆等工作装置的操纵的组合操作期间,在中心旁通路径无任何中断的情况下,从高负载液压泵排出的液压流体卸荷到中心旁通路径,从而防止液压泵的压力过度增加。

背景技术

[0002] 通常,如图 1 所示,根据现有技术的用于施工机械的液压控制阀包括:

[0003] 液压泵 1,液压泵 1 连接到发动机(未示出);回转滑阀 3,回转滑阀 3 安装在与液压泵 1 的排出流动路径 2 流体连通的中心旁通路径 5 的上游侧,并配置为被切换,以控制回转马达(未示出)的起动、停止和换向;以及

[0004] 斗杆滑阀 4,斗杆滑阀 4 安装在中心旁通路径 5 的下游侧,并配置为被切换,以控制斗杆油缸(未示出)的起动、停止和换向。

[0005] 排出流动路径 2 由与其流体连通的中心旁通路径 5 和与其分支连接的并联回路 6 组成。

[0006] 未解释的参考符号 14 表示分别安装在油缸回路 12 和 13 上的减压阀。

[0007] 回转滑阀 3 被供应给端口 a11 的先导信号压力沿附图上的左方向切换,以执行施工机械的回转操作。在此情况下,从液压泵 1 排出的液压流体在按顺序经过安装在回转滑阀 3 的入口回路 8 上的止回阀 7 和已切换的回转滑阀 3 之后,经由回路 8 供应到端口 AL1,以使回转马达可被驱动以回转施工机械的上回转结构。

[0008] 此时,因为从回转马达返回的液压流体供应到端口 BL1,所以它在经由回路 9 流通过已切换的回转滑阀 3 之后,通过回流回路 10 返回到液压箱。

[0009] 这样,需要足够的起动压力来驱动作为惯性单元的液压马达。换句话说,在回转滑阀 3 的设计中,使将液压泵 1 与回转马达互相连接的回路充分短,从而增加液压泵 1 的压力。

[0010] 同时,在同时执行诸如具有相对低负载的斗杆等工作装置的操纵和回转操纵的情况下,从液压泵 1 排出的所有液压流体供应到具有相对低负载的斗杆侧,因此,液压流体不供应到回转侧。

[0011] 因此,传统的液压控制阀是这样一种液压系统,其中,节流孔 11 安装在将液压流体供应到斗杆侧的并联回路 6 上,以使供应到斗杆侧的液压流体的流量被限制,同时在整个液压系统中优先执行回转操作,结果,由于中心旁通路径 5 根据斗杆滑阀 4 的切换而中断,故液压泵 1 的压力增加,使液压流体优先供应到回转马达以符合起动压力。

[0012] 在斗杆被单独操纵的情况下,液压流体经由并联回路 6 的节流孔 11 供应到斗杆滑阀 4,从而发生液压泵 1 的压力增加和能量损失。这样,因为节流孔 11 被用来确保优先执行回转操作,所以液压泵 1 的压力增加导致能量损失。

[0013] 如图 2 的曲线图所示,当斗杆操作先导信号压力供应到斗杆滑阀 4 以使斗杆滑

阀 4 被切换时, 液压泵 1 侧的压力 b 以与斗杆侧的压力 c 相似的方式形成。之后, 当回转先导信号压力 d 供应到回转滑阀 3 时, 液压泵 1 的压力以一直增加到与回转侧负载 e 相同的压力 ($300\text{Kg}/\text{cm}^2$) 的方式形成。在此情况下, 斗杆侧压力 c 保持负载处于相对低的压力 ($60\text{--}80\text{Kg}/\text{cm}^2$) 的范围内。

[0014] 因此, 在回转操作期间, 液压泵 1 的压力跟随高回转压力, 而斗杆操作侧负载形成相对低的压力。结果, 在液压泵 1 中发生压力的过度损失, 引起能量损失, 导致燃油效率降低。

[0015] 在负控制系统中, 方向切换阀保持在中性位置, 并且来自液压泵的液压流体卸荷到控制阀的中心旁通路径, 以使液压泵的排出流量保持最小。另一方面, 当至少一个控制阀被切换时, 流通过中心旁通路径的卸荷的液压流体被中断, 并且液压泵的压力增加, 同时液压泵的排出流量增加。

[0016] 在此情况下, 因为在初始阶段需要高驱动压力来驱动或停止诸如回转马达的惯性单元, 所以发生减压阀的压力增加的情况。因此, 因为回转侧上的高负载压力对控制阀系统有影响, 所以在执行回转驱动或操纵与诸如斗杆油缸等液压致动器的操纵的组合操作期间, 由于排出流量根据控制阀的操纵而增加, 故压力进一步增加。

[0017] 为此原因, 使用比施工机械所需要的适当马力高得多的马力, 导致燃油效率降低, 从而导致能量的过度损失。同样, 在正控制系统中, 因为液压泵的排出流量根据控制阀的操纵量而增加, 所以液压泵的压力也过度增加, 导致能量损失。

发明内容

[0018] 技术问题

[0019] 因此, 本发明旨在解决现有技术中出现的上述问题, 并且本发明的目的是提供一种用于施工机械的液压控制阀, 其中, 在同时执行回转操纵和诸如斗杆等工作装置的操纵的组合操作期间, 在斗杆侧上的中心旁通路径无任何中断的情况下, 从高负载液压泵排出的液压流体卸荷, 从而防止液压泵的压力过度增加, 以减少能量损失, 并因此提高燃油效率。

[0020] 技术方案

[0021] 为了实现以上目的, 根据本发明一实施例, 提供一种用于施工机械的液压控制阀, 其包括:

[0022] 液压泵, 所述液压泵连接到发动机;

[0023] 回转滑阀, 所述回转滑阀安装在与所述液压泵的排出流动路径流体连通的中心旁通路径的上游侧, 并配置为被切换, 以控制回转马达的起动、停止和换向;

[0024] 斗杆滑阀, 所述斗杆滑阀安装在所述中心旁通路径的下游侧, 并配置为被切换, 以控制斗杆油缸的起动、停止和换向; 以及

[0025] 中心旁通控制阀, 所述中心旁通控制阀安装在所述斗杆滑阀内, 所述中心旁通控制阀配置为被从所述液压泵排出的液压流体的压力切换, 所述液压流体的压力在同时执行回转操纵和斗杆操纵的组合操作期间增加, 并且所述中心旁通控制阀配置为在其切换期间将回转侧上的增加的压力卸荷到所述中心旁通路径。

[0026] 根据本发明一优选实施例, 中心旁通控制阀的设定压力可由斗杆负载压力设定,

并控制为在回转操作期间根据回转先导压力通过回转侧上的起动压力线性地增加。

[0027] 所述中心旁通控制阀包括：

[0028] 套筒，所述套筒安装在所述斗杆滑阀内，并具有在其中形成的流动路径，以便与所述液压泵的排出流动路径流体连通；

[0029] 第一活塞，所述第一活塞以可滑动方式安装在所述套筒内，并配置为被切换，以在同时执行所述回转操纵和所述斗杆操纵的组合操作期间，通过将所述液压泵侧上的排出液压流体的一部分卸荷到所述中心旁通路径，来保持斗杆侧的负载压力；

[0030] 第二活塞，所述第二活塞配置为与所述第一活塞的一个端部紧密接触，并被切换，以在同时执行所述回转操纵和所述斗杆操纵的组合操作期间，通过根据附加地施加到所述斗杆侧负载压力的回转侧先导压力而可变地增加的负载压力施压所述第一活塞；以及

[0031] 第三活塞，所述第三活塞通过阀弹簧弹性地安装在所述第一活塞的另一端部上。

[0032] 支撑所述第三活塞的阀弹簧的设定压力被设定为在斗杆操作期间大于液压泵侧上的负载压力，并被设定为在回转操作期间小于液压泵上的负载压力。

[0033] 一对中心旁通路径以桥形形状形成为在液压控制阀中彼此流体连通，以使它们与液压泵的排出流动路径流体连通，所述一对中心旁通路径经由在斗杆滑阀上形成的路径和中心旁通控制阀与同液压泵的排出流动路径流体连通的中心旁通路径流体连通。

[0034] 所述液压泵由正控制系统控制，所述正控制系统将液压泵的排出流量控制为与安装在中心旁通路径中的液压控制阀的切换量成比例。

[0035] 所述液压泵由负控制系统控制，所述负控制系统将液压泵的排出流量控制为与排出液压流体的压力成反比，所述排出液压流体的压力通过安装在中心旁通路径下游侧上的压力形成装置形成。

[0036] 有益效果

[0037] 如上配置的根据本发明实施例的用于施工机械的液压控制阀具有以下优点。

[0038] 中心旁通控制阀安装在斗杆侧上的控制阀芯内，以便在同时执行回转操纵和诸如斗杆等工作装置的操纵的组合操作期间，从高负载液压泵排出的液压流体通过中心旁通控制阀卸荷到中心旁通路径，以减小排出液压流体的压力，从而减小液压泵产生的高负载压力，因此减小能量损失，提高燃油效率。

附图说明

[0039] 图 1 是示出根据现有技术的用于施工机械的液压控制阀的回路图；

[0040] 图 2 的曲线图示出根据现有技术的用于施工机械的液压控制阀在同时执行回转操纵和斗杆操纵的组合操作期间其内的压力；

[0041] 图 3 是示出根据本发明的用于施工机械的液压控制阀的回路图；以及

[0042] 图 4 是示出根据本发明一实施例的用于施工机械的液压控制阀的截面图。

[0043] 图中主要元件的参考符号说明

[0044] 1: 液压泵

[0045] 3: 回转滑阀

[0046] 5: 中心旁通路径

[0047] 7: 止回阀

- [0048] 9: 回路
- [0049] 11: 节流孔
- [0050] 13: 油缸回路
- [0051] 15: 斗杆滑阀
- [0052] 17: 流动路径
- [0053] 19: 第一活塞
- [0054] 21: 阀弹簧
- [0055] 23: 液压控制阀
- [0056] 25: 中心旁通路径
- [0057] 27: 回路
- [0058] 31: 回路
- [0059] 33: 阀弹簧
- [0060] 35: 并联回路
- [0061] 37: 节流孔
- [0062] 39: 滑阀缺口
- [0063] 41: 流动路径
- [0064] 43: 滑阀缺口
- [0065] 45: 凹部

具体实施方式

[0066] 现在将结合附图详细描述本发明的优选实施例。在说明书中所限定的对象,例如详细的结构和元件,仅仅是为帮助本领域普通技术人员全面理解本发明而提供的具体细节,而本发明并不限于下文中所公开的实施例。

[0067] 如图3和4所示,根据本发明一实施例的用于施工机械的液压控制阀包括:液压泵1,液压泵1连接到发动机(未示出);

[0068] 回转滑阀3,回转滑阀3安装在与液压泵1的排出流动路径2流体连通的中心旁通路径5的上游侧,并配置为被切换,以控制回转马达(未示出)的起动、停止和换向;

[0069] 斗杆滑阀15,斗杆滑阀15安装在中心旁通路径5的下游侧,并配置为被切换,以控制斗杆油缸(未示出)的起动、停止和换向;以及

[0070] 中心旁通控制阀16,中心旁通控制阀16安装在斗杆滑阀15内,中心旁通控制阀配置为被从液压泵1排出的液压流体的压力切换,所述液压流体的压力在同时执行回转操纵和斗杆操纵的组合操作期间增加,并且中心旁通控制阀16配置为在其切换期间将回转侧上的增加的压力卸荷到中心旁通路径5。

[0071] 在此情况下,中心旁通控制阀16的设定压力由斗杆负载压力设定,并被控制为在回转操作期间根据回转先导压力通过回转侧上的起动压力线性地增加。

[0072] 中心旁通控制阀16包括:

[0073] 套筒18,套筒18安装在斗杆滑阀15内,并具有在套筒18中形成的流动路径17,以便与液压泵1的排出流动路径2流体连通;

[0074] 第一活塞19,第一活塞19以可滑动方式安装在套筒18内,并配置为被切换,以在

同时执行回转操纵和斗杆操纵的组合操作期间,通过将液压泵 1 侧的排出液压流体的一部分卸荷到中心旁通路径来保持斗杆侧的负载压力;

[0075] 第二活塞 20,第二活塞 20 配置为与第一活塞 19 的一个端部紧密接触,并被切换,以在同时执行回转操纵和斗杆操纵的组合操作期间,通过根据附加地施加到斗杆侧负载压力的回转侧先导压力而可变地增加的负载压力,施压第一活塞 19 ;以及

[0076] 第三活塞 22,第三活塞 22 通过阀弹簧 21 弹性地安装在第一活塞 19 的另一端部上。

[0077] 支撑第三活塞 22 的阀弹簧 21 的设定压力被设定为在斗杆操作期间大于液压泵 1 侧上的负载压力,并被设定为在回转操作期间小于液压泵 1 侧上的负载压力。

[0078] 一对中心旁通路径 24 和 25 以桥形形状形成为在液压控制阀 23 中彼此流体连通,以使它们与液压泵 1 的排出流动路径 2 流体连通,所述一对中心旁通路径 24 和 25 经由在斗杆滑阀 15 上形成的路径 26 和中心旁通控制阀 16,与同液压泵 1 的排出流动路径 2 流体连通的中心旁通路径 5 流体连通。

[0079] 液压泵 1 由正控制系统控制,所述正控制系统将液压泵的排出流量控制为与安装在中心旁通路径 5 中的液压控制阀 23 (指 MCV 的滑阀)的切换量成比例。

[0080] 液压泵 1 由负控制系统控制,所述负控制系统将液压泵的排出流量控制为与排出液压流体的压力成反比,所述排出流体的压力由安装在中心旁通路径 5 下游侧上的压力形成装置形成。

[0081] 在下文将结合附图详细描述根据本发明一实施例的用于施工机械的液压控制阀的使用示例。

[0082] 如图 3 所示,在实施同时执行斗杆操纵和回转操纵的组合操作的情况下,斗杆滑阀 15 响应于供应到端口 a12 的斗杆操作先导信号压力而沿附图上的左方向切换。因此,从液压泵 1 排出的液压流体在经由并联回路 6 的节流孔 11 和止回阀 7 流通过已切换的斗杆滑阀 15 之后,沿油缸回路 12 供应到端口 AL2,以使液压流体供应到未示出的斗杆油缸,以执行斗杆操作。

[0083] 同时,因为中心旁通路径 5 根据斗杆滑阀 15 的切换而处于被中断的状态,因此从液压泵 1 供应到中心旁通路径 5 的液压流体仅供应到并联回路 6。

[0084] 此时,在斗杆侧上形成的负载压力实际上转移为液压泵 1 的压力,并且还在中心旁通路径 5 上形成压力。该压力经由回路 27 供应到中心旁通控制阀 16 的入口,并同时作用为通过回路 28 沿附图上的左方向切换中心旁通控制阀 16 的压力。切换中心旁通控制阀 16 的压力与阀弹簧 21 形成平衡。但是,阀弹簧 21 的设定压力预先设定为,在斗杆操作期间大于液压泵 1 侧上的负载压力,并且在回转操作期间小于液压泵 1 侧上的负载压力。

[0085] 同时,当单独执行斗杆操作时,中心旁通控制阀 16 操作,但当同时执行斗杆操作和回转操作时,回转滑阀 3 被供应到端口 a11 的先导信号压力沿附图上的左方向切换,以使从液压泵 1 排出的液压流体在按顺序流经安装在回转滑阀 3 的入口回路上的止回阀 7 和已切换的回转滑阀 3 之后,经由回路 8 供应到端口 AL1。这驱动了回转马达,以使施工机械的上回转结构回转。

[0086] 在此情况下,因为返回到回转马达的液压流体供应到端口 BL1,所以它在经由回路 9 流通过已切换的回转滑阀 3 之后,通过回流回路 10 返回到液压箱 T,以使斗杆操作和回转

操作可同时执行。

[0087] 同时,因为斗杆滑阀 15 处于已完全切换的状态,所以中心旁通路径 5 也已被中断。为此原因,由于液压泵侧的排出液压流体根据操纵杆的操纵量而增加,故液压泵 1 的压力也逐渐增加。但是,当先导信号压力供应到端口 a11 时,它经由梭阀 30 和先导回路 31 传递到邻近中心旁通控制阀 16 的第三活塞 22。

[0088] 这样,当压力传递到第三活塞 22 时,施加到端口 a11 的回转先导压力相对于设定为比第三活塞 22 右侧处的斗杆侧压力大的阀弹簧 21 的弹力,可变地传递到第三活塞 22 的横截面。负载压力根据附加地施加到初始斗杆侧负载压力的回转侧先导压力,可变地增加。

[0089] 此时,施加到液压泵 1 的回转侧先导压力在它足够大时,沿附图上的左方向切换中心旁通控制阀 16。因此,已流通过回转滑阀 3 的中心旁通路径 5 的液压流体,在流通过已切换的中心旁通控制阀 16 之后,通过回路 32 经由斗杆滑阀 15 卸荷到中心旁通路径 5,由此返回到液压箱 T。

[0090] 如图 4 所示,当斗杆操作先导信号压力供应到端口 a 时,传递到斗杆滑阀 15 的先导信号压力超过阀弹簧 33 的弹力,以使斗杆滑阀 15 沿附图上的右方向切换。因为从排出流动路径 2 供应的液压流体沿附图上的向上方向施压提升阀 34,所以它供应到并联回路 35。同时,供应到排出流动路径 2 的液压流体经由插塞 36 的节流孔 37 施压提升阀 38。为此原因,施压提升阀 38 的液压流体经由在提升阀 38 的可滑动外表面上形成的沟槽汇合在并联回路 35 中流动的液压流体,然后经由在斗杆滑阀 15 上形成的滑阀缺口 39 供应到油缸回路 12。因此,供应到油缸回路 12 的液压流体经由端口 AL2 供应到未示出的斗杆油缸,以执行斗杆操作。从斗杆油缸返回的液压流体经由端口 BL2 供应到油缸回路 13,从而经由在已切换的斗杆滑阀 15 上形成的滑阀缺口 40 通过油箱回路 50 返回到液压箱。

[0091] 在下文将描述安装在沿附图上的右方向切换的斗杆滑阀 15 内的中心旁通控制阀 16 的操作。

[0092] 排出流动路径 2 的压力经由在斗杆滑阀 15 中形成的流动路径 41 通过在套筒 18 中形成的路径 42 供应到第一活塞 19 的沟槽 19a。中心旁通路径 24 和 25 以桥形形状形成在液压控制阀 23 中彼此流体连通,以使从液压泵 1 供应的压力均匀地施加到中心旁通路径 24 和 25。当来自液压泵 1 的压力施加到中心旁通路径 24 时,它供应到已切换的斗杆滑阀 15 的滑阀缺口 43 和回路 28,以使它施压第二活塞 20 的左侧,第二活塞 20 在套筒 18 内滑动的同时紧密接触第一活塞 19。

[0093] 第二活塞 20 必须超过邻近插塞 44 设置并被第三活塞 22 支撑的阀弹簧 21 的弹力,以沿附图上的右方向切换。在此情况下,当阀弹簧 21 的初始控制压力设定为大约是斗杆的负载压力(60-80Kgf/cm²)、然后超过设定压力时,第二活塞 20 沿附图上的右方向切换。此时,当第一活塞 19 沿附图上的右方向切换时,液压泵的压力施加到第一活塞 19 的沟槽 19a,以使沟槽 19a 与套筒 18 的流动路径 17 流体连通,然后经由斗杆滑阀 15 的回路 26 与中心旁通路径 25 流体连通。然后,中心旁通路径 25 与中心旁通路径 24 在液压控制阀 23 中以桥形形状流体连通,以使液压流体分流并返回到液压箱。换句话说,液压泵 1 侧上的液压流体的一部分卸荷到中心旁通路径 5,以便可恒定地保持斗杆侧负载压力。

[0094] 同时,在实施同时执行斗杆操纵和回转操纵的组合操作的情况下,回转先导压力在供应到回转端口 SW 的同时,经由回路 31 供应到凹部 45,并经由已沿附图上的右方向切换

的斗杆滑阀 15 的回路 46 施加到第三活塞 22 的右端部,以压缩阀弹簧 21。为此原因,负载压力根据附加地施加到初始设定的斗杆负载压力的回转侧先导压力,可变地增加。

[0095] 同时,类似于单独的斗杆操作,根据回转操作施加到液压泵 1 的充分高的负载压力施加到安装在已切换的斗杆滑阀 15 内的第二活塞 20 的左侧。在此情况下,高负载压力超过根据附加地施加到斗杆侧负载压力的回转侧先导压力而可变地增加的负载压力。然后,当第二活塞 20 沿附图上的右方向切换时,第一活塞 19 也切换到右方。类似地,来自液压泵 1 的压力施加到第一活塞 19 的沟槽 19a,以使沟槽 19a 与套筒 18 的流动路径 17 流体连通,然后经由斗杆滑阀 15 的回路 26 与中心旁通路径 25 流体连通。然后,中心旁通路径 25 与中心旁通路径 24 在液压控制阀 23 中以桥形形状流体连通,以使液压流体分流并返回到液压箱。换句话说,液压泵 1 侧上的液压流体的一部分卸荷到中心旁通路径 5,以便可防止根据回转操作的超负载,并且回转侧负载压力能可变地保持为与回转先导压力成比例。

[0096] 为此原因,可防止液压泵侧上的压力过度增加,以减少马力的过度消耗和能量损失,从而提高燃油效率。

[0097] 因此,在负控制系统的情况下,由于负控制压力根据中心旁通流量的增加而增加,故液压泵的斜盘的旋转角度减小,以使液压泵的排出流量可降低,从而防止液压泵的压力过度增加。

[0098] 另一方面,在正控制系统的情况下,根据操纵量的增加而增加的来自液压泵的液压流体卸荷到中心旁通路径,以便防止液压泵的压力过度增加。此外,当同时执行斗杆操纵和回转操作时,可防止液压泵的压力因中心旁通路径的中断而过度增加。在此情况下,中心旁通控制阀安装在斗杆滑阀内,以便当同时执行斗杆操纵和回转操纵时,在中心旁通路径无任何中断的情况下,从高负载液压泵排出的液压流体卸荷到中心旁通路径,从而防止液压泵的压力过度增加,并因此减少能量损失。

[0099] 工业应用性

[0100] 如上所述,根据本发明实施例的用于施工机械的液压控制阀,在回转滑阀安装在中心旁通路径的上游、斗杆滑阀安装在中心旁通路径的下游、并且排出流量被正控制系统控制的液压控制阀中,中心旁通控制阀安装在斗杆滑阀内,以便在同时执行回转操纵和诸如斗杆等工作装置的操纵的组合操作期间,从高负载液压泵排出的液压流体通过中心旁通控制阀卸荷到中心旁通路径,由此减小液压泵产生的高负载压力,从而减小能量损失。

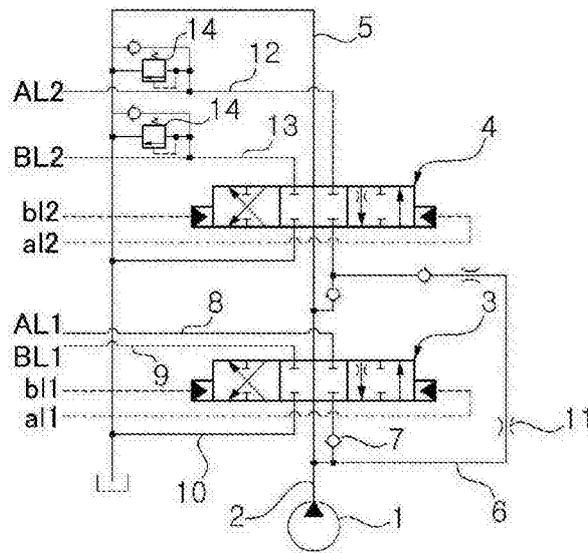


图 1

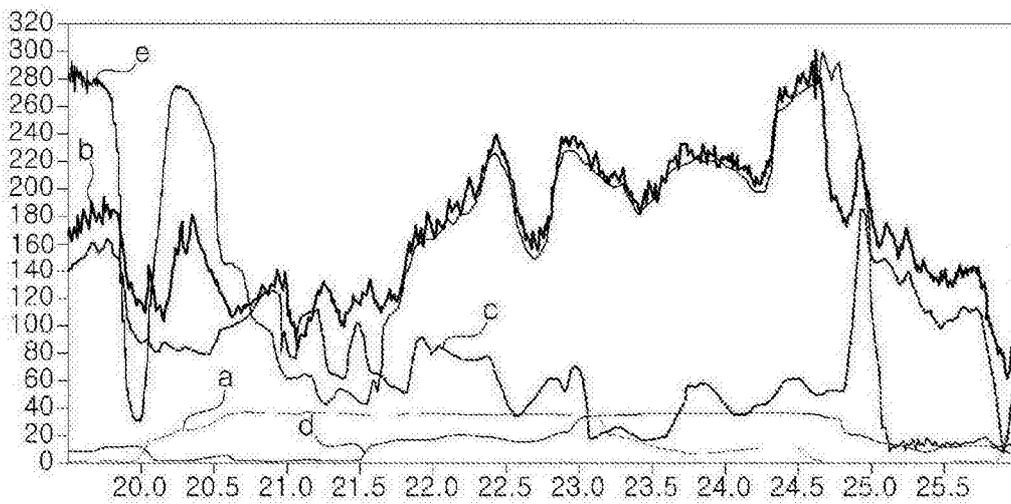


图 2

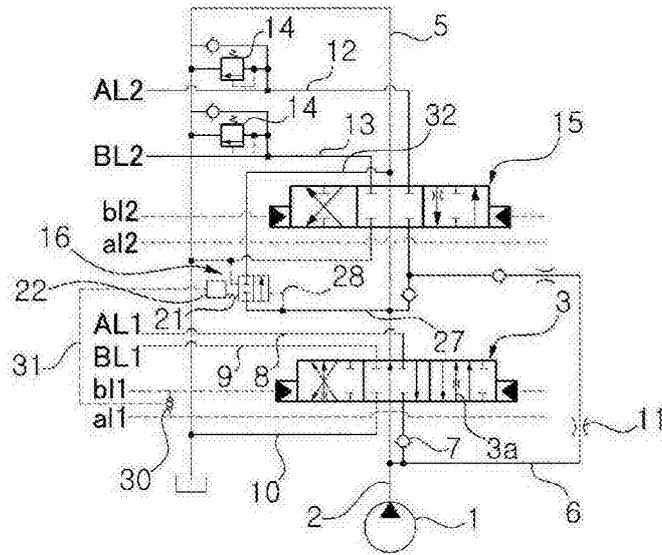


图 3

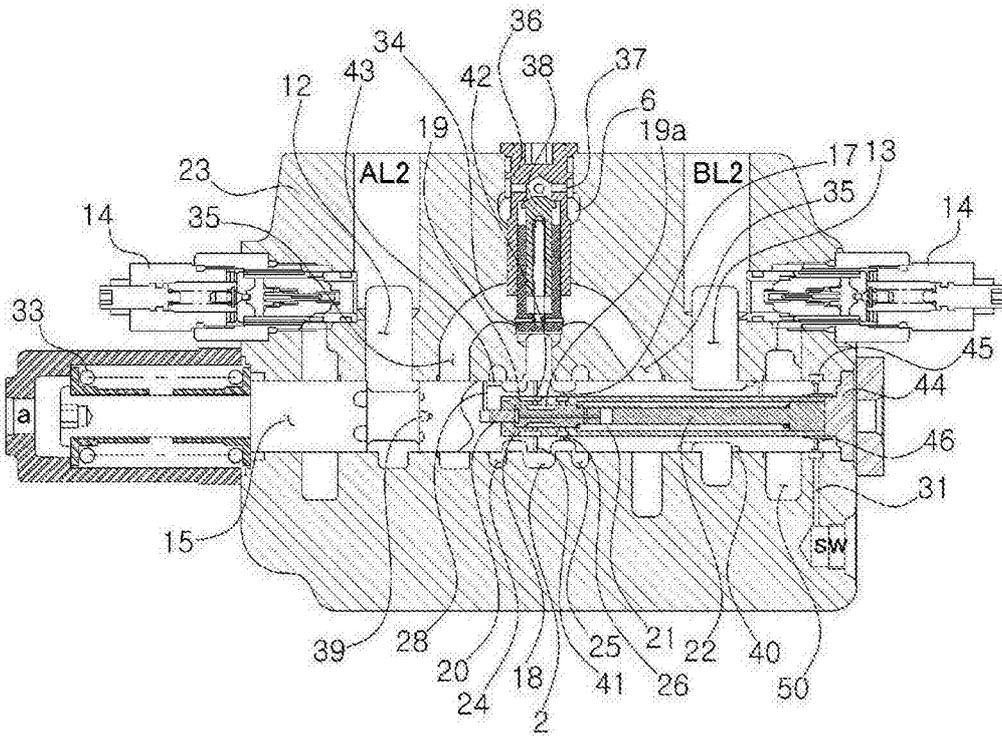


图 4